Universidade do Estado do Rio de Janeiro
Centro de Ciência e Tecnologia
Faculdade de Engenharia

Álvaro Eduardo do Amaral Menezes Junior

Análise de Vibrações e Verificação de Projeto à Fadiga de Pisos Submetidos à Ação Dinâmica de Equipamentos Mecânicos

Rio de Janeiro
2019

Álvaro Eduardo do Amaral Menezes Junior

Análise de Vibrações e Verificação de Projeto à Fadiga de Pisos Submetidos à Ação Dinâmica de Equipamentos Mecânicos

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM, da Faculdade de Engenharia, FEN, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro, UERJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Ênfase: Mecânica dos Sólidos.

Orientadores: Prof. Dr. Francisco José da Cunha Pires Soeiro

Prof. Dr. José Guilherme Santos da Silva

Rio de Janeiro

2019

CATALOGAÇÃO NA FONTE

UERJ / REDE SIRIUS / BIBLIOTECA CTC/B

M543 Menezes Junior, Álvaro Eduardo do Amaral.
Análise de vibrações e verificação de projeto à fadiga de pisos submetidas à ação dinâmica de equipamentos mecânicos / Álvaro Eduardo do Amaral Menezes Junior. – 2019.
115f.

Orientadores: Francisco José da Cunha Pires Soeiro, José Guilherme Santos da Silva.
Dissertação (Mestrado) – Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Dinâmica estrutural - Teses. 3. Máquinas - Teses. 4. Tensões residuais - Teses. 5. Localização de falhas (Engenharia) - Teses. 6. Método dos elementos finitos - Teses. I. Soeiro, Francisco José da Cunha Pires. II. Silva, José Guilherme Santos da. III. Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia. IV. Título.

CDU 531.3

Bibliotecária: Júlia Vieira – CRB7/6022

Autorizo, apenas para fins acadêmicos e científicos, a reprodução total ou parcial desta tese, desde que citada a fonte.

Assinatura

Data

Álvaro Eduardo do Amaral Menezes Junior

Análise de Vibrações e Verificação de Projeto à Fadiga de Pisos Submetidos à Ação Dinâmica de Equipamentos Mecânicos

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM, da Faculdade de Engenharia, FEN, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro, UERJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Ênfase: Mecânica dos Sólidos.

Aprovado em:

Banca Examinadora:

_____

Prof. Dr. José Guilherme Santos da Silva (Orientador)

Faculdade de Engenharia – UERJ

_____

Prof. Dr. Francisco José da Cunha Pires Soeiro (Orientador)

Faculdade de Engenharia – UERJ

_____

Prof. Dr. José Geraldo Telles Ribeiro

Faculdade de Engenharia – UERJ

_____

Prof. Dr. Gilvan Lunz Debona

Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro - UFRRJ

Rio de Janeiro

2019

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família, mais especificamente à minha mãe, ao meu pai e à minha irmã, por todo apoio e ajuda. Sei que a jornada não foi fácil, entretanto nunca faltou apoio e carinho. A todos os meus familiares, tios e primos. Não tenho como expressar minha gratidão, amo vocês.

Aos meus amigos, que tanto me ajudaram aos longos dos anos com conselhos e apoios. Muito obrigado.

Aos meus orientadores, professor José Guilherme e ao professor José Soeiro, que acreditaram no potencial desse trabalho, orientando e colaborando em minha formação de mestre em engenharia mecânica. Aos senhores agradeço por confiança em mim depositada para desenvolver esse trabalho, pelos conhecimentos transmitidos e por motivação em levar adiante essa grande etapa acadêmica. Agradeço também aos colegas Irwing Silva e Carolina Guerrero pela ajuda durante a elaboração deste trabalho.

A todos os funcionários e servidores da UERJ, corpo docente, técnicos universitários, auxiliares administrativos, funcionários terceirizados, enfim, a todos que contribuem para o funcionamento desta universidade.

A todos os meus professores que me ajudaram desde o maternal até agora o Mestrado, no Colégio Batista, Escola Reitora Cassilda Martins, Fundação Osório, Colégio Pedro II, CEFET, CEFET Química, UFRJ e UERJ. Que sem a dedicação de todos eles eu não poderia ter chegado até aqui.

Aos meus colegas docentes, técnicos e terceirizados do Instituto Federal de Brasília (IFB). Em especial aos professores da área de Mecânica, que me acolheram nessa nova cidade e desafio. E obrigado à instituição IFB por permitir a continuação deste trabalho.

RESUMO

MENEZES JUNIOR, A. E. A. *Análise de vibrações e verificação de projeto à fadiga de pisos submetidos à ação dinâmica de equipamentos mecânicos*. 2019. 115f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, 2019.

Plantas industriais são formadas por diversos equipamentos e máquinas. Estes se encontram fixados em suportes e pisos. Essas estruturas quando sujeitas à vibração e carregamentos cíclicos gerados por equipamentos e máquinas mesmo que em baixas tensões, podem resultar na deterioração e falha da estrutura de suporte das máquinas devido ao fenômeno da fadiga. E em certas faixas de frequência, essas vibrações geradas podem causar desconforto e mal-estar nas pessoas. Este trabalho de pesquisa tem como objetivo o estudo da resposta estrutural dinâmica, bem como a determinação da vida útil à fadiga de pisos, quando submetido à ação de cargas provenientes de dois equipamentos mecânicos (resfriador de líquidos e gerador). O modelo estrutural investigado baseia-se em um piso misto (aço-concreto), com interação completa, possuindo dimensões de 5m x 5m e área total de 25m². A modelagem numérica do piso misto em estudo foi realizada com base no emprego do programa computacional, a partir da utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF). As cargas aplicadas sobre o piso são simuladas por meio de ações dinâmicas harmônicas, representativas das cargas dinâmicas impostas pelo equipamento sobre a estrutura. A metodologia de análise proposta e os procedimentos apresentados em normas correntes de projeto são utilizados nesta investigação com o objetivo de avaliar a fadiga estrutural do piso. As conclusões do estudo versam acerca da avaliação da vida útil de serviço do piso misto (aço-concreto), quando submetido às ações dinâmicas oriundas do equipamento mecânico.

Palavras-chave: Modelagem numérica; Carregamentos dinâmicos; Análise dinâmica de estruturas; Verificação a fadiga; FEA.

ABSTRACT

MENEZES JUNIOR, A. E. A. *Assessment of vibration and fatigue analysis of composite floors subjected to the dynamic action of mechanical equipment*. 2019. 115f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, 2019.

Manufactured are formed by various equipment and machines. These equipments are fixed at brackets and support floors. These structures when submitted to vibration and cyclic loads generated by equipment even at low cycles can result in deterioration and failure of the machine support structure due to the fatigue. In addition, in certain frequency ranges, these generated vibrations may cause people discomfort. This research work aims the study of the dynamic structural response and evaluates the fatigue response in terms of its structural service life of floors, when subjected to the loading action of mechanical equipment. The investigated structural system is based on a steel-concrete composite floor with dimensions of 5m x 5m and a total area of 25 m². The numerical modelling of the studied composite floor was performed based on the Finite Element Method (FEM). The applied loads were simulated based on harmonic dynamic actions related to the dynamic loadings imposed by the equipment on the structure. The proposed analysis methodology and the procedures presented in the design codes were used to evaluate the floor fatigue response. The conclusions are related to the assessment of the steel-concrete composite floor service life, when subjected to the dynamic actions induced by the mechanical equipment.

Keywords: Dynamic analysis; Dynamic structural analysis; Fatigue verification; FEA.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema massa-mola-amortecedor [20] 23
Figura 2 - Fator de amplificação dinâmica - Adaptação de [20] 28
Figura 3 - Tensões Variáveis, adaptado de [26].....32
Figura 4 - Tensões com Amplitudes Constantes [26].....34
Figura 5 - Carregamento com Amplitude Variável, Adaptado de [27] 34
Figura 6 - Estágios I e II da propagação da trinca por fadiga [29].....35
Figura 7 - Gráfico SN [26].....38
Figura 8 - Histórico de Tensões reduzido a picos e vales, adaptado de [41] 40
Figura 9 - Metodologia de Rain Flow para picos e vales - adaptado de [41].....41
Figura 10 - Efeitos da Vibração [42].....43
Figura 11 - Curvas de percepção e conforto humano para vibrações [13].....46
Figura 12 - Coordenadas para vibrações mecânicas [45].....48
Figura 13 - Limite de aceleração vertical x frequência, adaptado [13] 49
Figura 14 - Curvas S-N para tensão normal, adaptado de EURO3 [36].....54
Figura 15 - Rotor com massa desbalanceada – Adaptado de [7].....58
Figura 16 – Planta do Piso Misto.....64
Figura 17 - Elemento SOLID45, [60] 66
Figura 18 – Elemento SHELL63, [58].....66
Figura 19 – Modelo em elementos finitos para o piso Misto 67
Figura 20 - Unidade condensadora do tipo 38 GPA [62].....68
Figura 21 - Unidade de geração (motor, acoplamento e redutor).....70
Figura 22 – Metodologia para cálculo de vida útil a Fadiga, adaptado de [5].....71
Figura 23 - 1º Modo de vibração do sistema estrutural investigado 72
Figura 24 - 2º modo de vibração do sistema estrutural investigado 73
Figura 25 - 3º modos de vibração do sistema estrutural investigado 73
Figura 26 - 4° modo de vibração do sistema estrutur al investigado 73
Figura 27 – Disposição dos Condesadoes sobre a Estrutura 75
Figura 28 – Deslocamento Vertical Máximo em U_Y (6 condensadores) 76
Figura 29 – Tensão Máxima σ_Z (6 condensadores) 76
Figura 30 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso.....79

Figura 31 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo) 79
Figura 32 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência).....79
Figura 33 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso:.....80
Figura 34 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo): 80
Figura 35 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência):.....80
Figura 36 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso.....81
Figura 37 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo) 81
Figura 38 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência).....81
Figura 39 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso.....82
Figura 40 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo) 82
Figura 41 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência).....82
Figura 42 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso.....83
Figura 43 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo) 83
Figura 44 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência).....83
Figura 45 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso.....84
Figura 46 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo) 84
Figura 47 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência).....84
Figura 48 – Tensão σ_z do piso: 6 condensadores (100%).....86
Figura 49 – Tensão σ_z do piso: 6 condensadores (18%).....86
Figura 50 – Tensão σ_z do piso: 4 condensadores (100%).....87
Figura 51 – Tensão σ_z do piso: 4 condensadores (18%).....87
Figura 52 – Tensão σ_z do piso: 2 condensadores (100%).....87
Figura 53 – Tensão σ_z do piso: 2 condensadores (18%).....88
Figura 54 – Disposição dos Condesadoes sobre a Estrutura 91
Figura 55 – Deslocamento Vertical Máximo em U_Y (3 Geradores).....92
Figura 56 – Tensão Máxima σ_Z (3 Geradores).....93
Figura 57 – Deslocamento (U_Y) e Tensões máximas (σ_z) do piso.....95
Figura 58 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo) 95
Figura 59 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência).....95
Figura 60 - Deslocamento (U_Y) e Tensões máximas (σ_z) do piso 96
Figura 61 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo) 96
Figura 62 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência).....96
Figura 63 - Deslocamento (U_Y) e Tensões máximas (σ_z) do piso 97
Figura 64 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo) 97

Figura 65 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência).....97
Figura 66 – Comparativo das Análises de 3 e 2 Geradores.....98
Figura 67 – Tensão σ_z do piso (no domínio do tempo): 3 Geradores.....99
Figura 68 – Tensão σ_z do piso (no domínio do tempo): 2 Geradores.....100
Figura 69 – Tensão σ_z do piso (no domínio do tempo): 1 Gerador.....100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Exemplo de Contagem de Ciclos [41] 41
Tabela 2 – Critérios de severidade das vibrações de máquinas [43] 45
Tabela 3 – Amplitude admissível de vibração da máquina [47].....45
Tabela 4 - Sintomas relacionados com a frequência de vibração [48] 47
Tabela 5 - Trecho da Tabela K1 - Parâmetros de Fadiga [40] 51
Tabela 6 - Fator de segurança parcial Y_{Mf} , [36].....53
Tabela 7 - Classificação de peça com seção soldada, Adapatado de [36]. 53
Tabela 8 - Valores de Qualidade de Balanceamento [53] 61
Tabela 9 - Propriedades do aço ASTM A572 Grau 50 [56 e 57] 64
Tabela 10 – Dimensões da Viga [57] 65
Tabela 11 - Propriedades do concreto [59] 65
Tabela 12 - Dados do equipamento I utilizado [62] 68
Tabela 13 - Ações dinâmicas relacionadas ao equipamento I 69
Tabela 14 - Dados do equipamento II utilizado [7] 69
Tabela 15 - Ações dinâmicas relacionadas ao equipamento II 70
Tabela 16 – Frequências e periodos naturais da estrutura 72
Tabela 17 - Posição dos Condensadores 75
Tabela 18 - Deslocamentos (U_Y) e tensões máximas (σ_z) estáticas 77
Tabela 19 - Ações dinâmicas provenientes dos condensadores.....78
Tabela 20 - Deslocamentos verticais e tensões máxima – Fase permanente.....85
Tabela 21 – Classificação do detalhe estrutural analisado [36].....88
Tabela 22 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 6 Condensadores 89
Tabela 23 - Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 6 Condensadores 89
Tabela 24 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 4 Condensadores 89
Tabela 25 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 4 Condensadores 90
Tabela 26 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 2 Condensadores 90
Tabela 27 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 2 Condensadores 90
Tabela 28 - Posição dos Geradores.....91
Tabela 29 - Deslocamentos verticais ($U_{Y\ MAX}$) e tensões($\sigma_{z\ MAX}$) 93
Tabela 30 - Ações dinâmicas provenientes do Equipamento II.....94

Tabela 31 - Deslocamentos (U_Y) e tensões (σ_z) na fase permanente 98
Tabela 32 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto - 3 Geradores.....101
Tabela 33 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto - 2 Geradores.....101
Tabela 34 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto - 1 Gerador 101
Tabela 35 – Limite de Vibração ISO 2372 - Equipamento I 104
Tabela 36 – Conforto Humano - Equipamento I.....104
Tabela 37 – Limite de Vibração ISO 2372 – Equipamento II.....105
Tabela 38 – Conforto Humano - Equipamento II.....105

LISTA DE SÍMBOLOS

c	Constante de amortecimento do sistema
C_c	Constante de amortecimento crítico do sistema
D	Dano Acumulado
e	Excentricidade da massa desbalanceada
F_0	Amplitude da força harmônica de excitação
f_y	Tensão de escoamento
f_{ck}	Resistência característica à compressão
G	Média do balanceamento do rotor
k	Constante de rigidez do sistema
m	Massa
m_R	Massa do rotor
M	Massa do sistema
M_e	Massa desbalanceada
n	Número de ciclos
N	Número de ciclos necessários até a falha
T	Período
$[C]$	Matriz de amortecimento do sistema
$[K]$	Matriz de rigidez do sistema
$[M]$	Matriz de massa do sistema
$\{p(t)\}$	Força de excitação externa
$\{x(t)\}$	Vetor de deslocamentos nodais do sistema
$\{v(t)\}$	Vetor de velocidades nodais do sistema
$\{a(t)\}$	Vetor de acelerações nodais do sistema
$\{F(t)\}$	Vetor de carregamentos nodais do sistema
α	Parâmetro da matriz de amortecimento de Rayleigh
β	Relação de frequências
ξ	Fator de amortecimento do sistema
ρ	Massa específica
φ	Ângulo de fase
γ_{Ff}	Fator de segurança parcial de $\Delta\tau_{E,2}$

γ_{Mf}:	Fator de segurança parcial de $\Delta\tau_C$
Ψ_1	Fator de redução para as ações variáveis
σ_{max}	Tensão Máxima
σ_{min}	Tensão Mínima
σ_a	Amplitude de Tensão
σ_m	Tensão Média
ω_0	Frequência natural angular do sistema
ω_a	Frequência amortecida do sistema
ω_f	Frequência de excitação
ω_R	Frequência circular do rotor;

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ACI	American Concrete Institute
DIN	Deutsches Institut für Normung (German Institute for Standardization)
EUROCODE	European Standard
EUR3	EUROCODE 3, part 1.9
FAD	Fator de Amplificação Dinâmica
ISO	International Organization for Standardization
MPa	Megapascal
N	Newton
Pa	Pascal
NR	Norma Regulamentadora
MEF	Método dos Elementos Finitos
RPM	Rotação por minuto
VDV	Valor Dose de Vibração
UERJ	Universidade do Estado do Rio de Janeiro
UFRRJ	Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO **16**
Contextualização **16**
Revisão Bibliográfica **18**
Motivação **21**
Objetivos **21**
1 ANÁLISE DINÂMICA DE ESTRUTURAS **22**
1.1 Análise Dinâmica **22**
1.1.1 Sistemas com um grau de liberdade 22
1.1.2 Vibração sujeita à excitação harmônica 27
1.1.3 Sistemas com vários graus de liberdade 29
1.2 Análise dinâmica a partir do Método dos Elementos Finitos **30**
1.3 Conclusão **31**
2 FADIGA ESTRUTURAL **32**
2.1 Métodos de Análise de Fadiga **35**
2.1.1 Método S-N 37
2.2 Dano Cumulativo por Fadiga **38**
2.3 Conclusão **42**
3 NORMAS E RECOMENDAÇÕES DE PROJETO **43**
3.1 Normas de Vibração em Equipamentos **44**
3.2 Normas para verificação de segurança e conforto humano **46**
3.2.1 NR-15 49
3.3 Normas para Fadiga Estrutural **50**
3.3.1 ABNT NBR 8800 50
3.3.2 EUROCODE 3 - Seção 1.9 52
3.4 Conclusão **55**
4 CARREGAMENTOS DINÂMICOS **56**
4.1 Aspectos gerais **56**
4.2 Fundamentos da dinâmica de rotores **57**
4.2.1 NBR 8008 – Balanceamento de corpos rotativos (1983) 57

4.2.2 European Standard – EUROCODE 1 – Actions on Structures – Part 3 57
4.3 Equação de movimento do rotor 58
4.4 Forças de excitação: Massa desbalanceada 59
4.5 Quantificação do desbalanceamento 59
4.5.1 Massa do Rotor 61
4.6 Determinação de forças desbalanceadas em máquinas rotativas 61
4.7 Conclusão 62
5 MODELAGEM ESTRUTURAL.....63
5.1 Introdução.....63
5.2 Modelo estrutural do piso misto (aço-concreto) 63
5.3 Modelo em elementos finitos desenvolvido 65
5.4 Cargas dinâmicas aplicadas 67
5.4.1 Equipamento I.....68
5.4.2 Equipamento II.....69
6 ANÁLISE DINAMICA DA ESTRUTURA.....71
6.1 Introdução.....71
6.2 Frequências naturais e modos de vibração da Estrutura.....72
6.3 Resposta Estrutural Dinâmica 74
6.3.1 Equipamento I.....74
6.3.2 Equipamento II.....91
7 CONFORTO HUMANO.....103
7.1 Introdução.....103
7.2 Equipamento: Equipamento I.....103
7.3 Equipamento: Equipamento II.....104
8 CONSIDERAÇÕES FINAIS 106
8.1 Introdução.....106
8.2 Conclusões.....106
8.3 Recomendações para Trabalhos Futuros.....108
REFERÊNCIAS.....110

INTRODUÇÃO

Contextualização

Sistemas estruturais compostos por pisos mistos (aço-concreto) vêm sendo utilizados em estruturas civis com o objetivo de atender aos novos requisitos e necessidades impostas pela engenharia e arquitetura moderna, onde se deseja espaços abertos que acabam por necessitar de vãos de grande comprimento, entretanto com elementos estruturais de menor dimensão possível, de acordo com Lopes [1].

A ação vibratória devido a equipamentos, vento, entre outros, não era considerada um problema no passado devido a estruturas serem robustas e pesadas segundo Lopes [1] e Barboza [2]. Com o passar do tempo, a tendência de estruturas mais otimizadas devido à evolução tecnológica está relacionada a materiais com menor peso e maior resistência, isso leva a estruturas mais esbeltas e flexíveis gerando uma redução nos valores de frequências naturais podendo gerar estruturas mais suscetíveis aos carregamentos dinâmicos. Esses valores de frequência de excitação podem estar próximos às frequências naturais da estrutura gerando problemas associados a vibrações excessivas, segundo Campista [3] e Silva [4] nos seus trabalhos.

Estes carregamentos estão associados a falhas por Fadiga. Segundo Alencar [5], analisar estruturas ao longo de sua vida útil é de suma importância, não apenas na validação dos modelos e metodologias de dimensionamento e projeto, mas também na prevenção de situações de risco acrescido devido a efeitos de deterioração dos materiais.

A fadiga é a falha que acontece em materiais que sofreram carregamentos cíclicos por um longo período a baixa tensão e é responsável por grande parte das falhas que acontecem em peças, equipamentos e estruturas gerando custos financeiros elevados [6].

Esse carregamento variável pode ser gerado de inúmeras maneiras. Em ambientes industriais, a principal causa dessa fonte de excitação em estruturas ocorre devido a máquinas ou equipamentos com partes móveis rotativas [7]. A análise do equipamento rotativo e as forças dinâmicas geradas durante a operação do mesmo é vital para análise da estrutura.

Por efeito de novos requisitos e à ação dos carregamentos dinâmicos, os suportes e estruturas sofrem problemas de níveis de vibração indesejados e fadiga. Além disso, um estudo dinâmico adequado, além de analisar os deslocamentos e carregamentos sobre uma estrutura, também analisa o conforto humano. Essas ações dinâmicas sobre a estrutura afetam sobretudo o conforto humano, causando dores e mal-estar dependendo das faixas de frequências de excitação.

Portanto, considerando-se a relevância do tema e o propósito de contribuir no estudo do problema em questão, neste trabalho é realizado um estudo sobre a resposta dinâmica de um pavimento técnico misto (aço-concreto), sob ação de cargas dinâmicas oriundas de equipamentos industriais e, em seguida, é realizada a análise da vida útil da estrutura à fadiga. Como mostrado, este estudo torna-se necessário devido aos crescentes problemas estruturais atuais associados a vibrações decorrentes da ação de cargas dinâmicas que podem ocasionar fratura na estrutura, por uma falha ou por um defeito severo, proporcionando perdas materiais e colocando em risco a vida humana.

Revisão Bibliográfica

A seguir será apresentada uma breve revisão bibliográfica, serão abordados, de maneira sucinta, os trabalhos que vêm sendo publicados nas áreas de dinâmica estrutural e fadiga, em ordem cronológica, sendo iniciado por uma breve revisão histórica sobre o assunto.

Fadiga é um processo progressivo e local de modificações que ocorrem na microestrutura do material submetido a condições que provocam deformações e tensões cíclicas em um ou mais pontos do material e que pode originar trincas ou fraturas após um número de ciclos [8].

As falhas por fadiga acontecem desde o início da civilização, contudo em decorrência da Revolução Industrial, no século XIX ouve um incrível aumento no uso de metais, equipamentos e máquinas rotativas. Logo se percebeu um grande número de acidentes, principalmente no transporte ferroviário, afetando locomotivas e pontes. O primeiro a reportar que cargas cíclicas poderiam causar as falhas foi Wilhelm August Julius Albert em 1828 [6].

Jean Victor Poncelet, em 1839, foi o primeiro a utilizar o termo fadiga para falhas causadas por cargas variáveis. Já em 1843, Rankine publicou um artigo sobre cantos vivos sujeitos a cargas variáveis seguidas por McConnell, em 1849, recomendando que não usasse cantos vivos em transição de diâmetros sujeitos a cargas variáveis. Entre as décadas de 50 e 70 do século XIX, August Wöhler [9] realizou várias pesquisas no campo da fadiga, sendo considerado o “pai” da fadiga. Ele produziu conceitos e procedimentos que são utilizados até os dias atuais para projetos de engenharia sujeitos a fadiga como as primeiras curvas SN [6].

Palmgreen (1927) [10] e posteriormente Miner (1945) [11] propuseram o conceito de dano acumulado para quantificar o efeito dos carregamentos variáveis. Posteriormente em 1954, Coffin e Manson em trabalhos independentes propuseram a caracterização da fadiga baseado nas deformações, pelo método εN [6].

Paris (1960) provou que a propagação da trinca é controlada a partir dos gamas do fator de intensidade de tensões atuantes na peça, sendo um ponto

principal nos estudos da mecânica da fratura e a maior inovação nos estudos sobre fadiga desde Wöhler [6].

Entre os trabalhos publicados nas últimas duas décadas sobre estudos e análises sobre carregamentos dinâmicos e fadiga:

Em 2006, Milet [12] desenvolveu um trabalho abordando conceitos de análise dinâmica e comparando os métodos de cálculo para fundações de máquinas sendo analisados blocos de fundações de concreto armado para máquinas rotativas e analisado as frequências naturais na análise de elementos finitos foram comparadas com os resultados decorrentes da utilização de métodos analíticos, apresentando boa concordância entre os resultados analíticos e numéricos. Mostra algumas recomendações de projeto e prescrições normativas.

Em 2009, Assunção [13] efetuou análise dinâmica de estruturas industriais sujeitas a carregamentos dinâmicos de equipamentos e constatou que podem ser representados por uma função harmônica. Em 2010, Rimola [7] realizou trabalho de análise da influência das ações de cargas dinâmicas oriundas de equipamentos mecânicos em uma plataforma de aço. Este trabalho analisou os critérios de conforto humano, das tolerâncias máximas referente aos equipamentos mecânicos de acordo com as normas e recomendações de projeto. Os resultados da análise dinâmica da estrutura indicaram que duas ou três máquinas operando simultaneamente poderiam causar dano à estrutura, devido aos valores encontrados estarem a cima dos limites estabelecidos de acordo com as normas de projeto.

Em 2014, Ferro [14] realizou trabalho similar a Rimola [7], realizando levantamento de condições reais de operação de máquinas rotativas em ambiente industrial, diferente de Rimola [7] que o objeto de seu estudo era uma plataforma.

Assunção [13], Rimola [7], Ferro [14] e Machado [15] verificaram que as informações repassadas pelos fabricantes de equipamentos de cargas dinâmicas não fornecem ou omitem as informações necessárias para o cálculo das estruturas que os suportam. Isto pode acarretar que as estruturas não sejam projetadas corretamente gerando o risco de falhas tanto nos equipamentos quantos nos suportes dessas estruturas. Outro ponto de recomendação é a constante e correta

manutenção dos equipamentos que se não realizada corretamente, pode gerar cargas dinâmicas para valores acima do permitido.

Em 2014, Silva [16] realizou um estudo de caso em uma ponte rodoviária mista (concreto-aço) para verificação do dano e da vida útil à fadiga, sujeita ao trafego de comboios de diferentes veículos que geravam carregamentos dinâmicos variados sobre as pontes. Na sua análise, foram utilizadas normas nacionais e internacionais, utilizando técnicas de contagem de ciclos e aplicação de regras de dano acumulado e das curvas S-N para análise à fadiga.

Em 2016, Barboza [2] e Campista [3] realizaram análises dinâmicas de estruturas mistas submetidas a carregamentos dinâmicos e do conforto humano. Nos seus resultados, foi verificado a possibilidade de ocorrer desconforto devido às frequências de excitação nas estruturas analisadas, mostrando a importância dessa verificação na análise de estruturas submetidas a cargas dinâmicas

Em 2017, Lopes [17] realizou a análise dinâmica de uma fundação de concreto armado projetada para suportar um conjunto motor-compressor de alta capacidade, utilizando técnica de otimização conhecida como algoritmo genético, a uma fundação de concreto armado projetada para suportar um conjunto motor-compressor de alta capacidade, visando obter uma nova configuração com menor volume total de acordo com os padrões de segurança.

Motivação

O projeto de estruturas submetidas a carregamentos dinâmicos vem ganhando enorme importância no projeto de estruturas. Com estruturas que utilizam materiais mais resistentes e menor peso, o impacto dos carregamentos dinâmicos e o risco de ressonância vem aumentando, exigindo do engenheiro projetista conhecimentos avançados sobre análise dinâmica e normas, surgindo como um grande campo de pesquisa e trabalho.

Outro ponto de motivação deste trabalho vem da continuação dos estudos relacionados a fadiga e o aprofundamento dos conhecimentos na área. Começando no projeto de graduação, com o projeto de uma caixa de redução de um veículo baja no qual possuía carregamentos variados ao longo do tempo e ao longo do mestrado com as disciplinas relacionadas a este tema, finalizando com a execução deste trabalho.

Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo a análise e verificação de um sistema estrutural sujeito a vibrações geradas por máquinas desbalanceadas, uma unidade condensadora e um motor gerador, sendo analisadas as tensões e análise de fadiga deste piso. Deseja-se que o piso resista a um número infinito de ciclos contra o processo de fadiga.

1 ANÁLISE DINÂMICA DE ESTRUTURAS

1.1 Análise Dinâmica

A análise dinâmica objetiva determinar os deslocamentos, velocidades, acelerações e frequências de uma estrutura sujeita a ações dinâmicas seja gerada por um equipamento, atividade humana ou outras ações externas como o vento. Ação dinâmica é caracterizada por sua mudança no tempo, podendo variar sua magnitude, direção ou posição [18].

A vibração de um sistema dinâmico pode apresentar mais de um grau de liberdade. Entretanto, para grande parte dos casos de análise dinâmica, este pode ser reduzido para um modelo matemático simples [17]. O sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade, onde a posição de qualquer uma de suas partes é descrita por uma única variável em função do tempo que representa o modelo mais simples. Apesar de esta representação parecer um tanto quanto grosseira, muitos sistemas reais podem ser modelados dessa forma, apresentando resultados satisfatórios [17]. De acordo com o princípio de navalha de Occan onde o modelo mais simples é o mais confiável [6]. Todavia quando o modelo necessita de mais de uma variável para sua representação, este possui mais de um grau de liberdade [17 e 19].

1.1.1 Sistemas com um grau de liberdade

Os componentes básicos de um sistema mecânico sujeito ao carregamento dinâmico são sua massa, rigidez e o seu amortecimento, conforme mostrado na Figura 1.

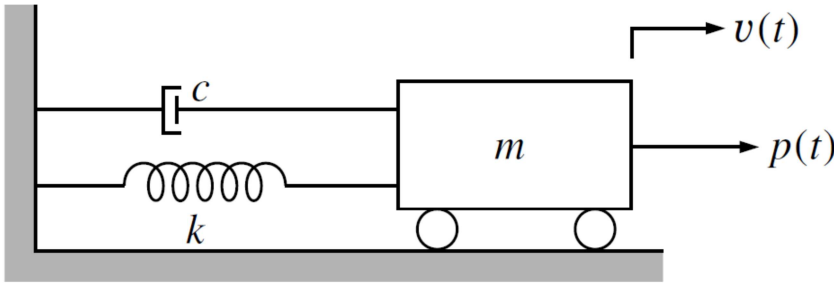


Figura 1 - Sistema massa-mola-amortecedor [20]

A partir do diagrama de corpo livre do sistema mecânico com um grau de liberdade (S1GL), é possível chegar à Eq. (1).

$$\mathrm{ma(t)} + \mathrm{cv(t)} + \mathrm{kx(t)} = \mathrm{p(t)} \tag{1}$$

Sendo m a massa, k a constante elástica/rigidez e c a constante de amortecimento. Os parâmetros *a(t), v(t), x(t)* são, respectivamente, a aceleração, a velocidade e o deslocamento em função do tempo do sistema massa-mola-amortecedor e *p(t)* é a força de excitação externa também em função do tempo no sistema. A Eq. (1) é de fundamental importância para análise de qualquer problema de vibração para um sistema de um grau de liberdade. [20]

1.1.1.1 Vibrações livres

Para começar a análise da vibração será apresentado primeiro o sistema mais simples, onde o carregamento de excitação externo é nulo (*p(t)* = 0), sendo este chamado de vibração livre. Deste modo, rescrevendo Eq. (1) temos a Eq. (2).

$$\mathrm{ma(t)} + \mathrm{cv(t)} + \mathrm{kx(t)} = 0 \tag{2}$$

A Eq. (2) é uma equação diferencial linear de segunda ordem homogênea.

Sua solução é dada por:

$$x(t) = Ce^{\lambda t} \tag{3}$$

Substituindo a Eq. (3) na Eq. (2) fornece a seguinte equação característica:

$$m\lambda^2 + c\lambda + k = 0 \tag{4}$$

A partir da Eq. (4) é possível determinar os valores de λ_1 e λ_2 que permitem chegar à solução geral para a equação do movimento do sistema. λ possuirá dois valores (λ_1 *e* λ_2) que atendem ao sistema por ser uma equação do 2º grau, deste modo à solução geral será dado a partir da combinação linear das duas soluções encontradas. [21]

$$x(t) = A\,e^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t} \tag{5}$$

1.1.1.2 Vibrações livres não amortecidas

Nos sistemas onde o amortecimento é muito pequeno ou não possui amortecimento, esse sistema possui constante de amortecimento é nula para a Eq. (4). Sendo as soluções de λ são dadas por:

$$\lambda = \pm i\omega_0 \tag{6}$$

A frequência natural não amortecida angular do sistema ω_0 é uma propriedade intrínseca de cada sistema vibratório em particular, sendo determinado de acordo com a Eq. (7). A essa frequência, relaciona-se o período (*T*) e frequência do sistema (*f*) através das Eq. (8) e Eq. (9).

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{7}$$

$$f = \frac{\omega_0}{2\pi} \tag{8}$$

$$T = \frac{1}{f} \tag{9}$$

Por ser um movimento oscilatório, a solução é uma função periódica de tempo sendo:

$$x(t) = A\mathrm{sen}(\omega_0 t) + B\cos(\omega_0 t) \tag{10}$$

Utilizando-se a condição inicial do sistema, no instante *t = 0*, o descolamento inicial é U_0 e a velocidade inicial é V_0, obtém-se $A = U_0$ e $B = V_0/\omega_0$. Substituindo na Eq. (11) temos:

$$x(t) = \frac{V_0}{\omega_0} sen(\omega_0 t) + U_0 cos(\omega_0 t) \tag{11}$$

1.1.1.3 Vibrações livres amortecidas

Quando não se pode desconsiderar o amortecimento, o valor da constante c na Eq. (5) é diferente de zero. Para estes casos, a solução para vibração livre é dada com base na Eq. (12).

$$\lambda = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \tag{12}$$

Conforme Cloug [20], C_c é definido como amortecimento crítico e é dado no emprego da Eq. (13).

$$C_c = 2\sqrt{km} = 2m\omega_0 = \frac{2k}{\omega_0} \tag{13}$$

O fator de amortecimento (*ξ*) de uma estrutura pode ser especificado e medido em termos do fator de amortecimento adimensional dado através da Eq. (14).

$$\xi = \frac{c}{C_c} \rightarrow c = 2\xi m\omega_0 \tag{14}$$

Dessa forma, pode-se reescrever a Eq. (12), temos a Eq. (15).

$$\lambda = -\xi\omega_0 \pm \omega_0(\sqrt{\xi^2 - 1}) \tag{15}$$

Analisando à Eq. (15), verifica-se que a da raiz quadrada pode assumir valores positivos, negativos ou nulos dependendo do valor do fator de amortecimento. Portanto, o fator de amortecimento ξ é dividido em três classes de acordo com o nível de amortecimento do sistema: superamortecido (*ξ > 1*) onde não há oscilação e período, criticamente amortecido (*ξ = 1*) que representa o limite do movimento não periódico, sem qualquer oscilação. O último caso é o subamortecido (*0 < ξ < 1*) [17]. Segundo Cloug [20] *ξ*<20% é o caso mais comum da maioria das estruturas na prática. Para este caso, o valor de *λ* é dado por:

$$\lambda_{1,2} = \omega_0(-\xi \pm i\sqrt{1 - \xi^2}) = -\xi\omega_0 \pm i\omega_a \tag{16}$$

Onde a constante ω_a é denominada de frequência natural amortecida, definida através da Eq. (19).

$$\omega_a = \omega_0\sqrt{1 - \xi^2} \tag{17}$$

O que resulta na Eq. (18).

$$x(t) = e^{-\xi\omega_0 t}[Asen(\omega_a t) + Bcos(\omega_a t)] \tag{18}$$

Aplicando as condições iniciais de contorno, as constantes A e B são determinadas e temos:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_0 t}\left[\left(\frac{V_0 + \xi U_0\omega_0}{\omega_a}\right) sen(\omega_a t) + U_0 cos(\omega_a t)\right] \quad (19)$$

1.1.2 Vibração sujeita à excitação harmônica

Além da vibração livre, um sistema estrutural pode estar sujeito a uma fonte de carregamento externa. Segundo Merian [22], esses carregamentos podem ser gerados por máquinas rotativas desbalanceadas, por exemplo, e geram excitações harmônicas na forma $(F_0\ sen(\omega_f\ t + \varphi))$, sendo F_0 a amplitude da força aplicada, ω_f a frequência angular de excitação e φ o ângulo de fase.

1.1.2.1 Sistema sem amortecimento

Como no caso da vibração simples sem amortecimento, a vibração forçada sem amortecimento é usada somente em casos onde o amortecimento é muito pequeno e pode ser considerado nulo. Nesse sistema a equação de equilíbrio dinâmico é fornecida de acordo com a Eq. (20)

$$ma(t) + kx(t) = F_0 sen(\omega_f t) \quad (20)$$

Sendo a relação entre as frequências de excitação do sistema e a frequência natural é dada por $\beta = \omega_f/\omega_0$. Deste modo, a solução final desta equação diferencial linear de segunda ordem não homogênea e já determinada as constantes temos:

$$x(t) = \frac{F_0}{k(1-\beta^2)}\left(sen(\omega_f t) - \beta sen(\omega_0 t)\right) \quad (21)$$

O termo $(1/(1-\beta^2)$ é chamado de fator de amplificação dinâmica (FAD), que

representa a amplificação do sistema em relação às frequências de excitação e natural do sistema.

$$FAD = \frac{1}{1-\beta^2} \tag{22}$$

Observa-se que quando β for próximo ou igual a 1 os valores de FAD tendem ao infinito conforme mostrado na Figura 2. Esse fenômeno é conhecido como ressonância e deve ser evitado nas estruturas por causa do risco de uma falha catastrófica geradas pelas altas deformações e tensões. Na Figura 2, é possível verificar a variação do FAD com a relação entre frequências e β.

Em sistemas com apenas um grau de liberdade, tem-se apenas uma frequência natural. Contudo, sistemas com “n” graus de liberdade, tem–se “n” frequências naturais e deve ser avaliada a estrutura para cada uma delas. Por isso a importância do estudo das frequências naturais do sistema.

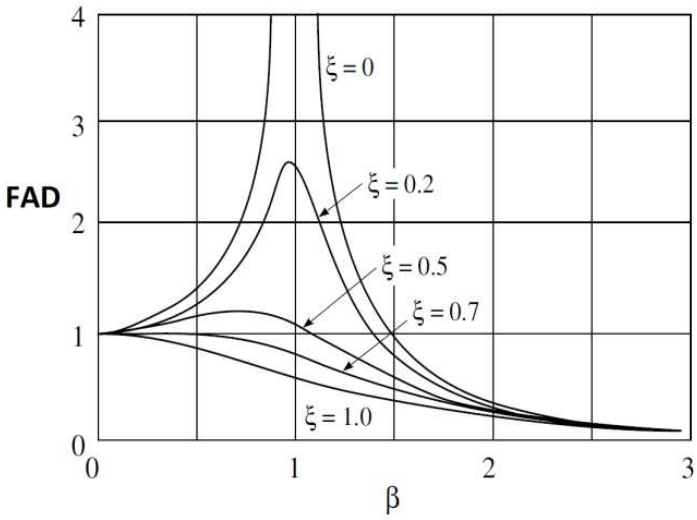


Figura 2 - Fator de amplificação dinâmica - Adaptação de [20]

1.1.2.2 Sistema com amortecimento

Para vibrações forçadas e amortecidas, o equilíbrio dinâmico é fornecido através da Eq. (23):

$$ma(t) + cv(t) + kx(t) = F_0 sen(\omega_f t) \tag{23}$$

A solução da equação homogênea associada junto com a solução particular e já definidas as constantes é dado por:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_0 t}[Asen(\omega_a t) + Bcos(\omega_a t)] + \frac{F_0}{k\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}}[(1\beta^2)sen(\omega_f t) - 2\xi\beta cos(\omega_f t)] \tag{24}$$

O primeiro termo da Eq. (24), $e^{-\xi\omega_0 t}[Asen(\omega_a t) + Bcos(\omega_a t)]$, corresponde ao regime transiente de vibração. E o regime permanente de vibração é representado através da segunda parcela, possuindo a mesma frequência de excitação, no entanto com uma defasagem. O fator de amplificação dinâmica (FAD) da resposta permanente é dado de acordo com a Eq. (25).

$$FAD = \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} \tag{25}$$

A partir da expressão da resposta permanente do sistema, a Eq. (22) é reescrita conforme a Eq. (26).

$$\mathrm{F_b(t) = F_0 FAD sen(\omega_f t - \varphi) + 2\xi\beta F_0 FAD cos(\omega_f t - \varphi)} \tag{26}$$

Onde *φ=arctg(2ξβ/(1-β²))* é o ângulo de fase.

1.1.3 Sistemas com vários graus de liberdade

Na realidade, todos os sistemas vibratórios possuem infinitos graus de liberdade, o que faz com o que as equações de equilíbrio dinâmico do sistema não sejam equações diferenciais ordinárias, e sim equações diferenciais parciais no tempo e na posição (x,y,z). Todavia, para diversos sistemas mecânicos é

conveniente discretizar o modelo contínuo, em um modelo discreto com vários graus de liberdade, quantos forem necessários para representar bem o fenômeno de vibração. Essa simplificação do problema exclui a resolução de qualquer equação diferencial parcial das etapas de cálculo, fazendo com que todas as equações envolvidas sejam ordinárias, em função apenas do tempo. Dessa forma, justifica-se estudar a modelagem da vibração em diversos graus de liberdade conforme Lopes [17].

Para um sistema com “N” graus de liberdade, existiram “N” equações de equilíbrio dinâmico com uma rigidez, uma inércia e um amortecimento associado para cada grau de liberdade. Por isso, sistemas com vários graus de liberdade é representado através de uma formulação matricial, sendo dada pela Eq. (27).

$$[M]\{a(t)\} + [C]\{v(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \tag{27}$$

A Eq. (27) representa de forma compacta, um sistema de “n” equações diferencias simultâneas, com “n” variáveis ou incógnitas [23]. *[M]*, *[C]* e *[K]* são matrizes simétricas, de dimensão n x n de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente. *{F(t)}* é o vetor de cargas dinâmicas que contém as componentes dos carregamentos nodais externos ao elemento estrutural, representando, em um problema de dinâmica estrutural, a excitação na qual tal sistema está submetido [20].

Portanto, para cada modo de vibração, vai existir uma frequência natural associada a ela. Cabe ao projetista determinar cada uma dessas frequências naturais e verificar se sua estrutura pode ser excitada com qualquer uma delas, caso ocorra, este fenômeno é chamado de ressonância, podendo gerar a falha da estrutura.

1.2 Análise dinâmica a partir do Método dos Elementos Finitos

Como mencionado no tópico anterior, algumas estruturas podem ser descritas

através de infinitos graus de liberdade, e a medida que os sistemas vão ser tornando mais discretos e complexos o uso de ferramentas computacionais facilitam o processo. Por isso, em engenharia são utilizados software que permitem a análise dinâmica das estruturas. Entre os mais utilizados temos o ANSYS e o NASTRAN. Ambos utilizam o método dos elementos finitos (MEF).

O MEF é um método numérico para as resoluções de um sistema equações diferenciais e suas respectivas condições de contorno. A formulação clássica do MEF se origina dos métodos dos resíduos ponderados, mais especificamente, do método de Galerkin. Embora o MEF seja aplicado a problemas de valor de contorno (PVC), para um sistema vibratório com diversos graus de liberdade, a equação de equilíbrio dinâmico é dada por uma equação matricial que considera as matrizes de rigidez, massa e amortecimento. A formulação matemática das matrizes de massa e rigidez foi apresentada na seção 0 e permite que os softwares de elementos finitos as calculem para cada tipo de elemento utilizado para a modelagem da estrutura real. Com base na matriz de cada elemento, o programa de MEF monta as matrizes globais de massa e rigidez da estrutura sendo chamada de malha de elementos finitos. A malha representa o domínio fechado no qual o MEF irá resolver o PVC associado no caso da mecânica estrutural [17].

A cada elemento finito está associada uma quantidade de nós e de graus de liberdade. Esses graus de liberdade dependem do número de nós que o elemento possui e, quanto mais nós, mais graus de liberdade, logo, maiores serão as dimensões de suas matrizes de rigidez e de massa [24].

1.3 Conclusão

Neste tópico foi apresentado o estudo sobre analise dinâmica que deve ser realizada no estudo de vibrações. Neste trabalho, a estrutura está sendo submetida a uma ação dinâmica e a representação da estrutura se dará através de um modelo discretizado e utilizado método computacionais em elementos finitos para sua análise.

2 FADIGA ESTRUTURAL

Fadiga é um tipo de falha mecânica causada por aplicação de uma carga dinâmica menor que sua tensão de escoamento ao longo do tempo. O que pode gerar, gradativamente, uma redução na seção devido a propagação da trinca gerando elevadas tensões até que acontece a fratura da peça. Esse tipo de falha tem caráter catastrófico, ocorrendo de forma brusca e inesperada em função de não haver mudanças evidentes no comportamento geral do material. [6]

O custo das falhas geradas por fadiga é bastante elevado. No Brasil não existem estudos, todavia na Europa e nos EUA se estima que os prejuízos causados cheguem a 4% do PIB. Por este motivo, sua verificação e modelagem precisa ter elevada precisão e confiabilidade [25].

Um dos primeiros estudiosos que obteve resultados mais notáveis no estudo de fadiga foi o engenheiro alemão August Wöhle, desenvolvidos durante o século XIX. Segundo de Castro [6], suas pesquisas concluíram que a falha do material solicitado dinamicamente pode ocorrer abaixo da tensão estática.

As falhas devido à fadiga em geral ocorrem, predominantemente, nos pontos de maior solicitação do material, próximo a um entalhe concentrador de tensão. Os ciclos de tensão no material podem ocorrer de diferentes maneiras, ciclos de tração (

Figura 3 A), ciclos com tração e compressão (

Figura 3 B) [26].

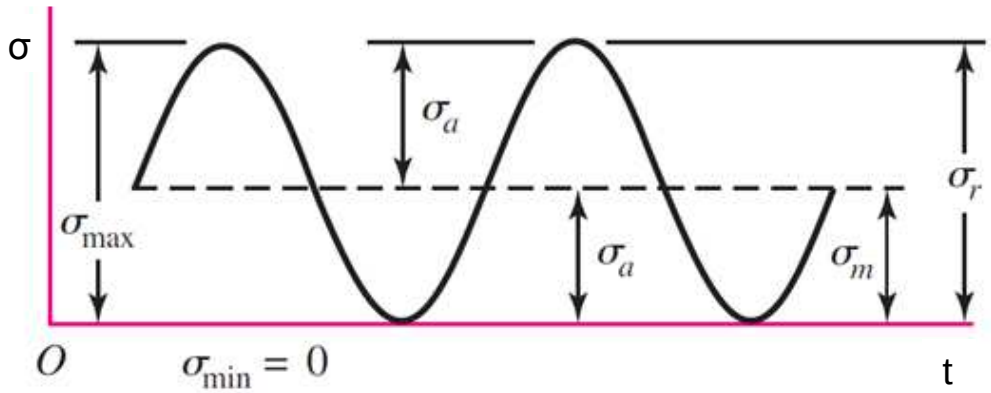


Figura 3 - Tensões Variáveis, adaptado de [26]

Sendo:

σ_{max} – Tensão Máxima

σ_{min} – Tensão Mínima

σ_a – Amplitude de Tensão

σ_m - Tensão Média.

Sendo σ_a e σ_m dado por:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \tag{28}$$

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{max} - \sigma_{min}|}{2} \tag{29}$$

Os diferentes tipos de carregamento provocam diferentes tipos de amplitudes de tensões, como no caso de um motor desbalanceado ou uma ponte com tráfego de veículos. Essas amplitudes de tensões podem ocorrer de maneira harmônica ou variável.

Na amplitude harmônica, a faixa de tensão varia de modo constante durante cada ciclo, demostrando um comportamento atemporal. Estão associados a carregamentos de máquinas e equipamentos como, por exemplo: geradores que atuam com rotação constante, evidenciando assim um comportamento periódico. Na Figura 4 abaixo pode ser visto um exemplo [26].

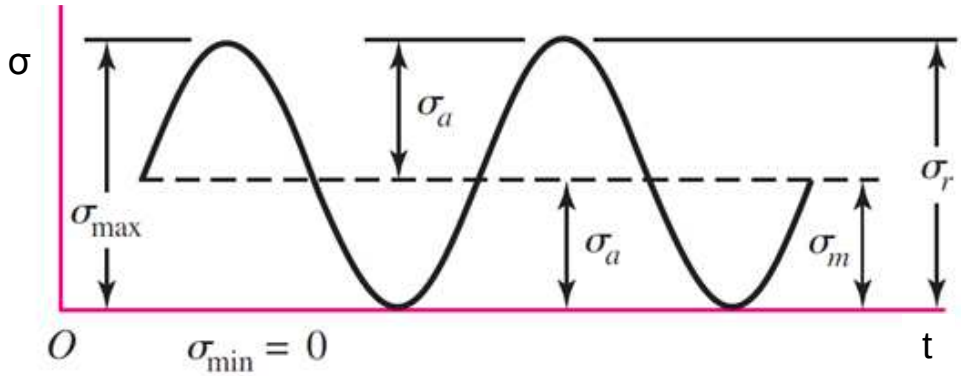


Figura 4 - Tensões com Amplitudes Constantes [26]

Na amplitude variável a faixa de tensão varia de modo não constante durante cada ciclo. Ou seja, transiente. Como exemplo, temos o tráfego de veículos numa ponte, um motor de um carro ou as ondas numa estrutura offshore.

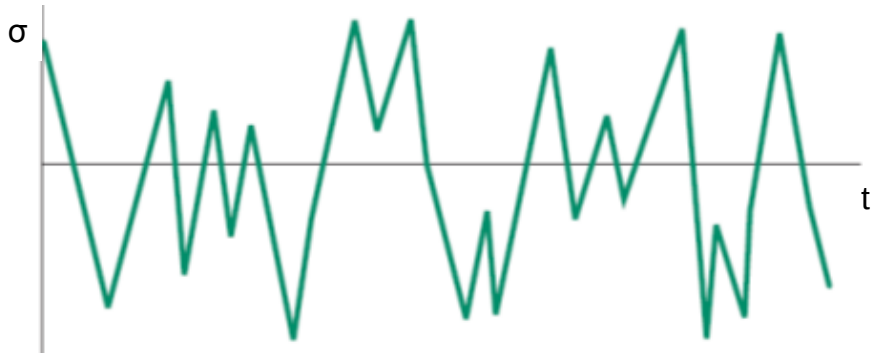


Figura 5 - Carregamento com Amplitude Variável, Adaptado de [27]

Existem três fases na falha por fadiga segundo Almeida [28]. A primeira é a iniciação da trinca, que ocorre na maioria dos casos na superfície do material. Nessa fase, a trinca corre na direção onde a tensão de cisalhamento é máxima. Após atingir uma determinada direção, na dimensão de alguns poucos grãos, a trinca passa a se propagar de forma macroscópica e de maneira descontinua em direção perpendicular a tensão normal máxima. A segunda fase é a propagação da trinca que pode ocorrer de forma transgranular, como também intragranular, ocorrendo em direção de tensão de tração. A última é a fase de instabilidade e falha catastrófica onde a trinca atinge seu tamanho crítico e acontece a ruptura do material de maneira repentina e aspecto frágil.

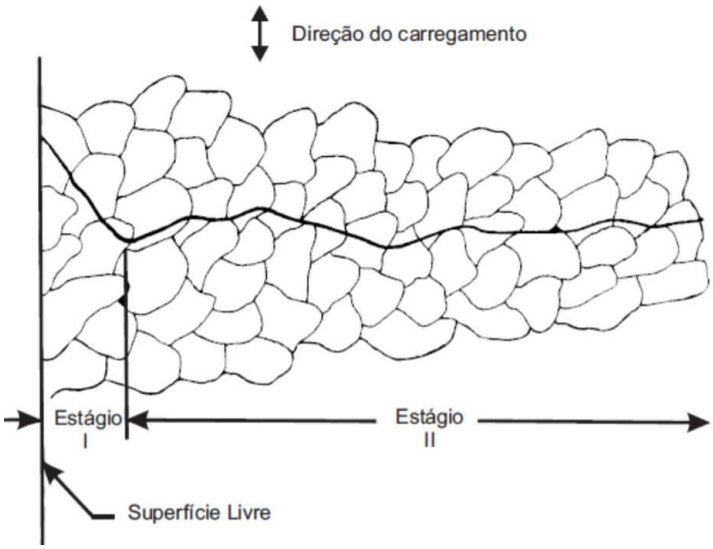


Figura 6 - Estágios I e II da propagação da trinca por fadiga [29]

A fadiga pode ser classificada também na forma do seu regime podendo ser de alto ciclo ou baixo ciclo. A fadiga de alto ciclo está ligada a tensões baixas, associadas a deformações elásticas e um grande número de ciclos até a falha. Já a fadiga de baixo ciclo está associada a tensões altas, deformações plásticas e um baixo número de ciclos. Não existe uma regra no qual se determina em qual dos regimes está associado cada regime de fadiga, entretanto na literatura em geral se classifica alto ciclo como sendo a partir de 10^3 ciclos. [6]

Além dos valores de tensão, outros parâmetros influem nos valores de resistência à fadiga de um material, Marin [30] identificou que as condições de acabamento da superfície do material, tipo do carregamento, tamanho, temperatura, tratamentos superficiais, além de outros itens interferiam no limite de resistência a fadiga do material.

2.1 Métodos de Análise de Fadiga

Para análise de um projeto sujeito a fadiga a escolha do método de análise é um ponto importante. Segundo de Castro [6], os três modelos utilizados são:

- Método de SN ou Wöhler, [9]
- Método ε-N ou Coffin-Mason, [31]

- Método da/dN ou de Paris, [32]

O método SN foi desenvolvido incialmente por Wöhler [9] na metade do século XIX. Este método é o mais utilizado por ser mais simples de ser aplicado, sendo o mais indicado por maioria das normas de projeto, como por exemplo, a EUROCODE 3 [33]. Foi o primeiro método confiável desenvolvido e por isso possui uma grande base de dados e experiência acumulada na sua aplicação ao longo dos anos. Possui melhores resultados em processos de fadiga de alta ciclagem, conforme Castro [6].

O método ε-N, segundo Silva [16] e de Castro [6] foi desenvolvido de maneira independente por L. Coffin e S. Mason. Diferente do método S-N no qual é analisado o número de tensões pelo número de ciclos. O método ε-N é baseado na variação das deformações elastoplásticas que atuam em um ponto crítico em relação ao número de ciclos. Suas vantagens são prever o aparecimento de uma trinca em qualquer ponto, mensurar os efeitos plásticos devido a sobrecargas e tensões residuais geradas por descarga após escoamentos localizados, conforme de Castro [6].

O método ε-N possui algumas desvantagens, como por exemplo, ser necessário o uso de equações não lineares e não invertíveis, o que torna a resolução dos problemas mais complexos mais difíceis, sendo complexa sua implementação computacional. Possui melhor eficiência em fadigas de baixo ciclo. E é utilizado principalmente onde existe uma parcela considerável de deformação plástica e períodos curtos a fadiga, sendo aplicado principalmente em vasos de pressão e componentes sujeitos a variação de temperatura [6].

O Método da/dN ou de Paris é baseado nos conceitos da mecânica da fratura. A partir deste método é possível estimar a vida restante do material. Ele considera que uma trinca já esteja presente e detectada. Portanto, o método prevê o número de ciclos necessários para a propagação de uma trinca com um tamanho inicial até o final, a fratura. É mais utilizado na avaliação de materiais já fabricados ou em operação [6].

Como neste trabalho se deseja que o piso resista há um número infinito de ciclos contra o processo de fadiga, será utilizado o método para alto número de ciclos, Método S-N.

2.1.1 Método S-N

Como mencionado por Castro [6], Leitão [34] e Silva [16], o método S-N foi desenvolvido por Wöhler. Este método possui uma maior base de dados e possui maior eficiência para processo de fadiga de alto ciclo em peças e estruturas. Este método utiliza como base dados empíricos que foram obtidos nos últimos 150 anos. O trincamento da peça vai depender de dois parâmetros: tensão e a quantidade de ciclos. Esta metodologia só deve ser utilizada quando a tensão máxima macroscópica no ponto crítico da peça não ultrapassar o valor de resistência cíclica do material.

O método S-N considera que o inicio da trinca em uma peça pode ser reproduzido utilizando corpos de prova de mesmo material e histórico de tensões. Isto é, se reproduz o que ocorre em uma peça ou estrutura mais complexa utilizando corpos de provas mais simples, menores e baratos, se aplicando fatores de correção no limite de fadiga para peças reais. Este conceito simples apresentado por Wöhler revolucionou os estudos de Fadiga e vem sendo usado há 150 anos [6].

A partir dos testes feitos em um corpo de prova em um material é gerado um gráfico S-N, onde S indica a amplitude da variação da tensão aplicada e N o representa o número de ciclos. O gráfico é construído a partir de ensaios experimentais realizado em corpos de prova padronizados para cada material. Na Figura 7 é possível observar um exemplo de Gráfico S-N. Na horizontal (S) temos o limite de fadiga e na vertical o número de ciclos em escala logarítmica, [6].

Analisando a Figura 7, à medida que a variação da tensão diminui, o número de ciclos que o material suporta aumenta. Também é possível notar que a inclinação da reta muda em aproximadamente 10^3 mostrando a transição entre fadiga de baixo

ciclo e alto ciclo. O valor de tensão aplicado que resulta em número N de ciclos é chamado de resistência à fadiga de acordo com Castro [26].

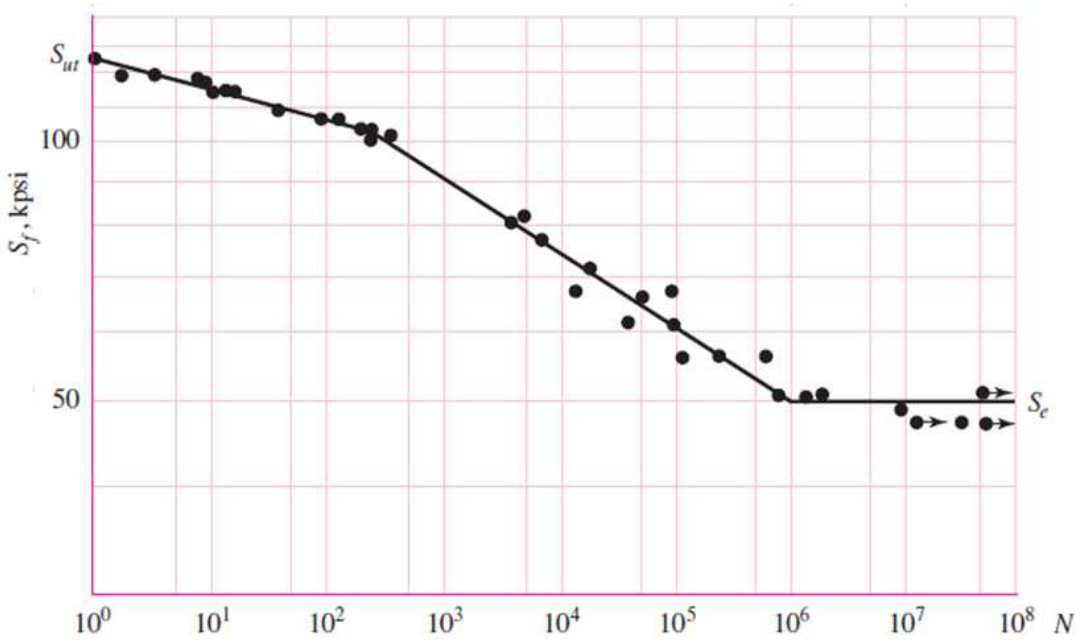


Figura 7 - Gráfico SN [26]

Um ponto importante é o valor de limite de resistência à fadiga que deve ser corrigido através de fatores uma vez que as condições reais são diferentes das condições dos corpos de prova, como acabamento superficial, temperatura ambiente entre outros afetam seus os valores de acordo com Budynas [26].

2.2 Dano Cumulativo por Fadiga

A maioria dos equipamentos, materiais ou estruturas está sujeita a carregamentos gerados por tensões flutuantes variáveis. Existem vários procedimentos para cálculo do dano acumulado, porém o mais simples e utilizado normalmente nos projetos é o procedimento proposto por Palmgreen [10], na Suécia, em 1924 e por Miner [11], nos EUA, em 1945. O modelo é chamado de Regra Linear do dano Cumulativo [35], Regra de Miner-Palmgreen, Regra de Miner ou Regra de Palmgreen.

O conceito criado propõe que o fenômeno de danos acumulados é proporcional à energia absorvida pelo material. Portanto, o dano acumulado (*D*), pode ser expresso da seguinte forma:

$$D_i = \sum_{i=1}^{k} \frac{n_1}{N_1} \tag{30}$$

Onde:

D: Taxa de dano acumulado

k: Nº de diferentes níveis de tensão numa sequência específica de carregamento

n: Nº de ciclos de tensão com determinada amplitude

N: Nº de ciclos de tensão necessários para ocorrer falha

A falha não ocorre quando:

$$\sum D_i = \sum_{i=1}^{k} \frac{n_1}{N_1} < 1 \tag{31}$$

Como já mencionado, um dos benefícios da Regra de Miner é sua simplicidade e sua aplicabilidade em vários trabalhos até hoje. Entre as limitações está que tensões abaixo do limite de fadiga não produzem dano, o que já foi provado incerto [16].

Para implementação da Regra de Miner é necessário obter os dados de tensão ao longo do tempo. Deste modo, se faz necessário o uso de um método para a contagem dos ciclos de tensão.

2.2.1.1 Métodos para a contagem dos ciclos

Para a utilização dos métodos de dano acumulado é necessário o uso de outro método para realizar a contagem do número de ciclos. Os dois métodos são

recomendados por normas, como a EUROCODE-3 [36]. O método mais utilizado ultimamente é o método de Rainflow [37, 38], sendo largamente utilizado em análises de fadiga de modo a reduzir os históricos de tensões em faixas simplificadas de tensão. O método é utilizado por diferentes normas (EUROCODE-3 [36], AASTHO [39], NBR-8800 [40] e ASTM E1049:85 [8]) como método para contagem de ciclos.

O Rainflow foi proposto por Matsuishi e Endo em 1968 no Japão. Sendo uma metodologia para contagem dos eventos de carga complexas e pode ser feito seguindo 3 regras simples [6]:

1) Numerar de modo em sequência todos os picos e vales do carregamento.

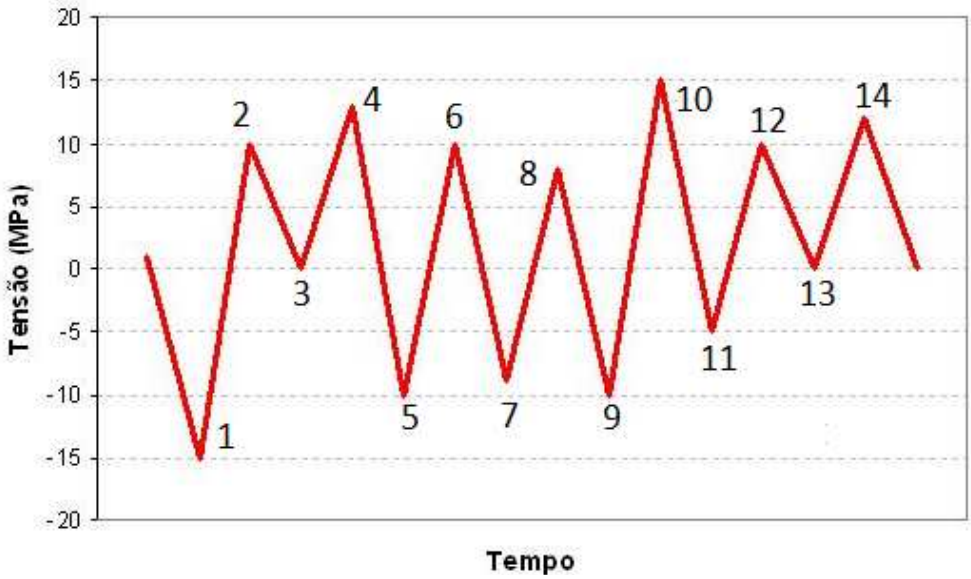


Figura 8 - Histórico de Tensões reduzido a picos e vales, adaptado de [41]

2) Iniciar a contagem em sequência de cada pico e vale e parar ao encontrar as seguintes condições.

- Um pico maior ou igual (ou um vale menor ou igual) do que o ponto inicial.

- Uma contagem iniciada anteriormente.

- Fim da série de carregamentos.

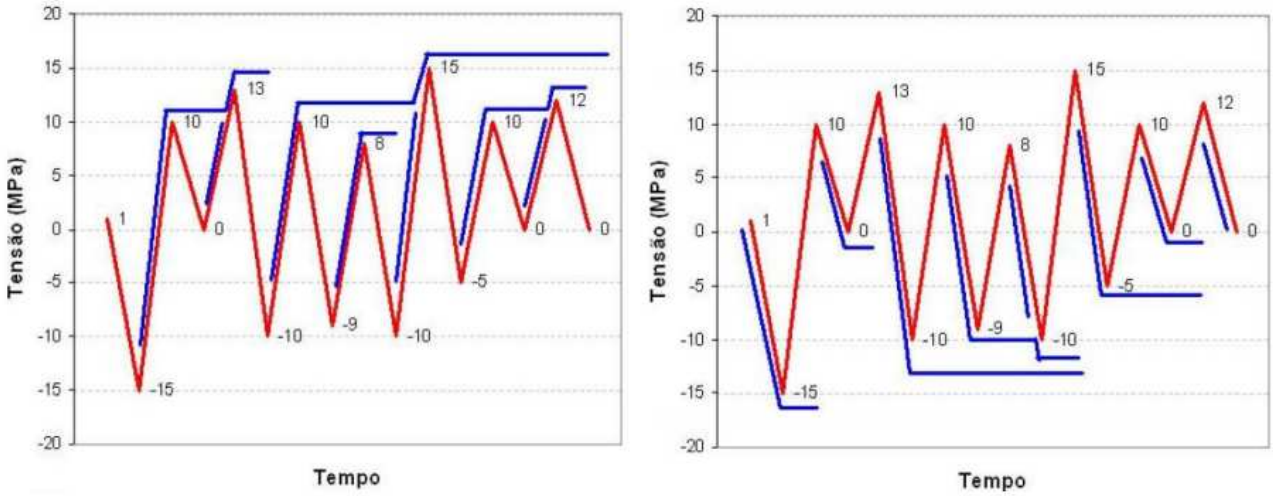


Figura 9 - Metodologia de Rainflow para picos e vales - adaptado de [41]

3) Contar ½ ciclo entre o vale (pico) inicial e o maior (menor) pico (vale) encontrado na contagem, e associá-lo às componentes alternada e média da tensão.

Para o exemplo mostrado nas Figura 8 e Figura 9 os resultados obtidos podem ser visualizados na Tabela 1.

Tabela 1- Exemplo de Contagem de Ciclos [41]

Faixa de Tensão (MPa)	Ciclos Inteiros	Meio Ciclos
10	2	0
12	0	1
16	0	1
17	1	1
20	1	1
23	1	0
30	0	1

Como visto nas Figura 8 e Figura 9 o “caimento” das linhas para determinar a variação da tensão para realizar a contagem de ciclos lembra um “fluxo de chuva” por isso a origem do nome Rainflow.

2.3 Conclusão

Neste capítulo foram mostradas as informações sobre a fadiga, sua definição, como ela acontece e a metodologia para o projeto de estruturas submetidas a carregamentos cilícios que podem vir a gerar a falha por fadiga. Neste trabalho a estrutura em estudo está sendo submetida a uma fadiga de alto ciclo, no qual será utilizado no método de Palmgen-Miner para o cálculo do dano acumulado e o método de Raiwflow para a contagem dos ciclos, faltando a norma de referência que será vista no próximo capitulo.

3 NORMAS E RECOMENDAÇÕES DE PROJETO

Norma é um conjunto de regras, especificações ou diretrizes visando à obtenção de um grau ótimo de ordenação em um dado contexto. Vibrações em instalações industriais podem provocar danos ao equipamento, às estruturas, ao meio ambiente, às pessoas que estejam nessas instalações e às estruturas nas quais esses equipamentos estão instalados. Na Figura 10 é possível verificar todos os efeitos gerados por vibração, por isso a necessidade do uso das normas para as análises citadas.

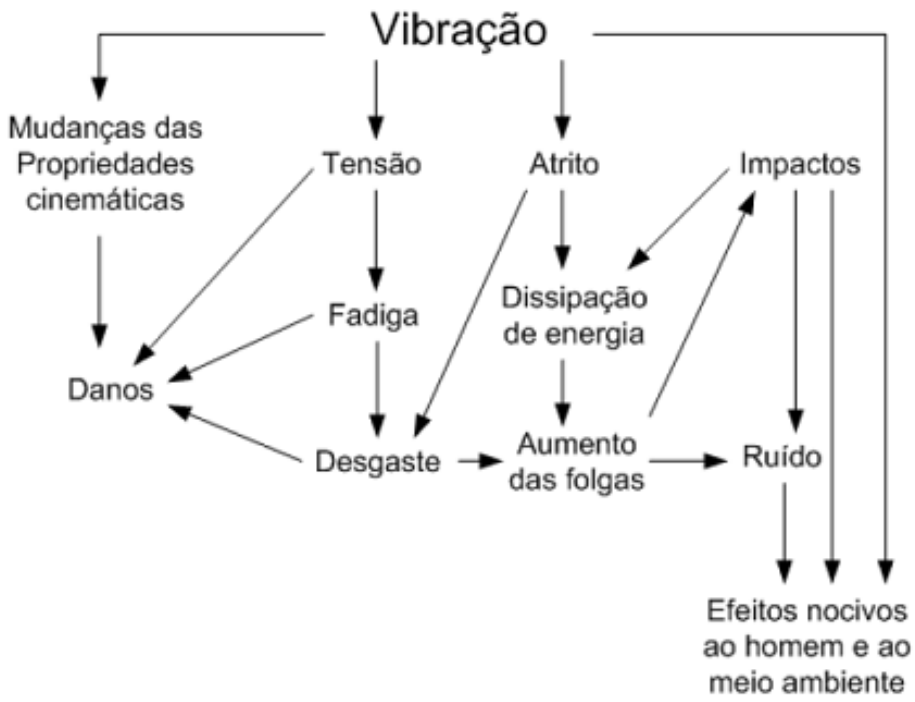


Figura 10 - Efeitos da Vibração [42]

Neste trabalho serão utilizadas normas que se referem à vibração de equipamentos, segurança e conforto humano e para verificação da fadiga estrutural. Os equipamentos mecânicos, principalmente máquinas rotativas, podem induzir vibrações, porém para cada faixa de equipamento existem parâmetros aceitáveis que devem ser considerados para análise da estrutura de suporte. Para essa análise é utilizada a norma ISO 2372 [43].

Como será visto mais adiante, determinadas faixas de frequências causam mal-estar ao ser humano. Por isso, durante a análise deve ser verificada se as frequências geradas se aproximam de valores que não são aceitáveis para o conforto humano. Para essas análises são utilizadas as normas ISO 2631-1 [44] e ISO 2631-2 [45].

Por último, as normas para análise dos sistemas estruturais de pisos submetidos à fadiga devido a carregamentos dinâmicos gerados pelo equipamento, são utilizadas as normas ABNT NBR-8800 [40] e EUROCODE-3 [36].

Dessa forma, este capítulo apresenta normas relativas à verificação de equipamentos e estruturas, bem como a segurança e conforto humano.

3.1 Normas de Vibração em Equipamentos

A análise da vibração consiste na verificação de sistemas rotativos (motores, etc.), realizando a medição de acordo com valores pré-estabelecidos. Qualquer sistema rotativo está sujeito a algum grau de vibração pôr o mínimo que seja, por isso é importante verificar se os parâmetros estão dentro dos valores aceitáveis. Caso o equipamento apresente vibração excessiva, este pode apresentar algum problema, podendo ser folgas, desbalanceamentos, desgaste entre outros. De acordo com ISO 2631-2 [45], vibrações ocasionadas por equipamentos mecânicos devem ser adequadamente controladas e as recomendações de normas existentes podem vir a servir como indicador das condições de operação de um equipamento.

A norma ISO 2372 [43], determina limites aceitáveis de vibração de acordo com a potência do equipamento e sua fundação. Os valores são medidos em diferentes pontos da superfície.

Tabela 2 – Critérios de severidade das vibrações de máquinas [43]

<table>
<tr><td>Faixas de severidade de vibração</td><td colspan="4">Classe das máquinas</td></tr>
<tr><td>Velocidades em mm/s</td><td>Classe I</td><td>Classe II</td><td>Classe III</td><td>Classe IV</td></tr>
<tr><td>0,28</td><td rowspan="3">Bom</td><td rowspan="4">Bom</td><td rowspan="5">Bom</td><td rowspan="7">Bom</td></tr>
<tr><td>0,45</td></tr>
<tr><td>0,71</td></tr>
<tr><td>1,12</td><td rowspan="2">Permissível</td></tr>
<tr><td>1,8</td><td rowspan="2">Permissível</td></tr>
<tr><td>2,8</td><td rowspan="2">Tolerável</td><td rowspan="2">Permissível</td></tr>
<tr><td>4,5</td><td rowspan="2">Tolerável</td><td rowspan="2">Permissível</td></tr>
<tr><td>7,1</td><td rowspan="4">Não tolerável</td><td rowspan="2">Tolerável</td></tr>
<tr><td>11,2</td><td rowspan="3">Não tolerável</td><td rowspan="2">Tolerável</td></tr>
<tr><td>18</td><td rowspan="2">Não tolerável</td></tr>
<tr><td>28</td><td>Não tolerável</td></tr>
</table>

A classe I corresponde a máquinas pequenas de até 15 kW. A classe II são máquinas médias de 15 kW a 75 kW quando rigidamente montadas, ou acima de 300 kW com fundações especiais. A classe III é para grandes máquinas com fundação rígida e pesada, cuja frequência natural não exceda a velocidade da máquina. Na classe IV estão as grandes máquinas que operam com velocidade acima da frequência natural da fundação, como as turbo-máquinas. Além disso, a Tabela 3 apresenta valores máximos de amplitudes admissíveis de vibrações para vários tipos de equipamentos mecânicos.

Tabela 3 – Amplitude admissível de vibração da máquina [47]

<table>
<tr><td colspan="2">Tipo de máquina</td><td>Amplitude permissível (μm)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Máquina de baixa velocidade (até 500 RPM)</td><td>200 a 250</td></tr>
<tr><td colspan="2">Fundações de martelos</td><td>1000 a 1200</td></tr>
<tr><td colspan="2">Máquinas de alta velocidade:</td><td></td></tr>
<tr><td rowspan="2">a) 3000 RPM</td><td>i. Vibrações verticais</td><td>20 a 30</td></tr>
<tr><td>ii. Vibrações horizontais</td><td>40 a 50</td></tr>
<tr><td rowspan="2">b) 1500 RPM</td><td>i. Vibrações verticais</td><td>40 a 60</td></tr>
<tr><td>ii. Vibrações horizontais</td><td>70 a 90</td></tr>
</table>

3.2 Normas para verificação de segurança e conforto humano

Assim como qualquer equipamento, os animais e os seres humanos também são afetados por vibração. Ambos possuem frequências naturais que devido à complexidade apresentam mais de uma frequência de vibração podendo afetar o ser humano gerando enjoos, desconfortos, problemas de saúde, redução da capacidade de concentração e até mesmo da eficiência no trabalho, segundo a norma ISO 2631-1 [44]. Estas são algumas das consequências da exposição de pessoas a frequências muito baixas de vibração por isso a importância de se analisar se as vibrações geradas pelos equipamentos na estrutura podem afetar o conforto humano.

A Figura 11 representa de um modo simples as frequências naturais associadas a cada parte do corpo indicada. A Tabela 4 em seguida apresenta os desconfortos gerados conforme a frequência de vibração.

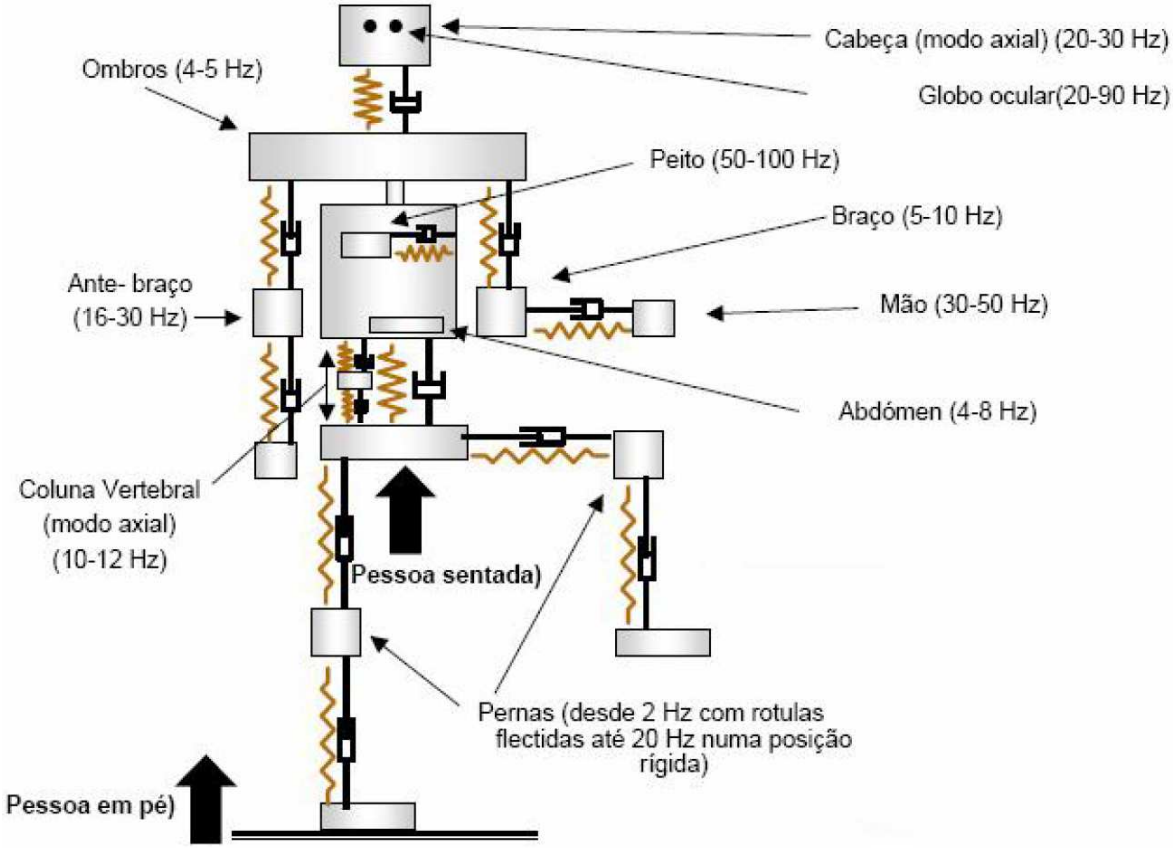


Figura 11 - Curvas de percepção e conforto humano para vibrações [13]

Tabela 4 - Sintomas relacionados com a frequência de vibração [48]

Sintoma	Frequência
Sensação geral de desconforto	4 - 9 Hz
Sintomas na cabeça	13 - 20 Hz
Dor no maxilar	6 - 8 Hz
Influência na fala	13 - 20 Hz
Dor na garganta	12 - 19 Hz
Dor no peito	5 - 7 Hz
Dor abdominal	4 - 10 Hz
Desejo de urinar	10 - 18 Hz
Aumento do tônus muscular	13 - 20 Hz
Influência nos movimentos respiratórios	4 - 8 Hz
Contrações musculares	4 - 9 Hz

A forma de transmissão da vibração para o corpo humano pode ser classificada de duas maneiras: vibrações de corpo inteiro ou vibrações de extremidades. As vibrações do corpo estão relacionadas à exposição a uma superfície com vibração podendo a pessoa estar em pé, sentada ou deitada é abordada na norma ISO 2631 [44]. A vibração de extremidades, ocorrendo em geral nas mãos e braços quando o usuário manipula algum equipamento vibratório, e caracterizada na norma ISO 5349 [5].

A norma ISO 2631-1 [44] define e dá valores numéricos a limites de exposição a vibrações transmitidas ao corpo humano por superfícies sólidas na amplitude de frequência de 1 a 80 Hz. Pode ser aplicada dentro da amplitude de frequência especificada para vibrações periódicas e não periódicas ou esporádicas com um espectro difuso de frequência. Além disso, informa que frequências inferiores a 1 Hz constituem um problema especial, sendo associadas a indisposições causadas por movimentos lentos (vômito, tontura), que têm caráter distinto dos efeitos de vibrações de frequência mais altas.

Para a análise de vibração de um corpo inteiro, um sistema de coordenadas é demonstrado por norma, conforme mostrado na Figura 12.

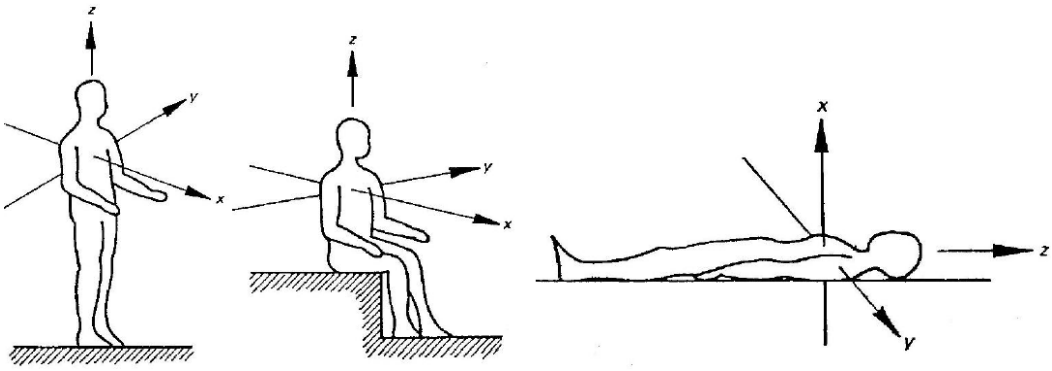


Figura 12 - Coordenadas para vibrações mecânicas [45]

A norma ISO 2631-2 [45] indica como utilizar a ISO 2631-1 [44], sendo uma orientação para análise e técnicas de medição sobre a resposta humana a vibração de estruturas e ao seu conforto [49].

Os valores-limite de exposição a vibrações transmitidas ao corpo humano são definidos nesta segunda parte. Tais valores baseiam-se em vibrações periódicas e não periódicas, que ocorrem em um intervalo de frequências de excitação de 1 a 80 Hz. Ainda, é feita uma recomendação para que as medições das vibrações devam ser realizadas nas regiões onde exista o contato do indivíduo com a estrutura, em um único ponto, ou em vários locais, onde existam as maiores intensidades de vibração [17].

A norma ISO 2631-2 [45] define valores em termos da aceleração máxima que atua no corpo humano sendo dado para um valor estabelecido de frequência de excitação da vibração. No aspecto relativo ao conforto humano, o efeito das vibrações pode ser avaliado em termos do valor quadrático médio da aceleração ou da velocidade ponderada, de forma que sejam realizadas as medições em um período de tempo representativo, no que tange ao comportamento da fonte vibratória. Tal ponderação é realizada em função da frequência, conforme as curvas estabelecidas de acordo com o eixo no qual a vibração se propagará ao longo do corpo (X, Y ou Z) e nas posições de pé, sentado ou deitado.

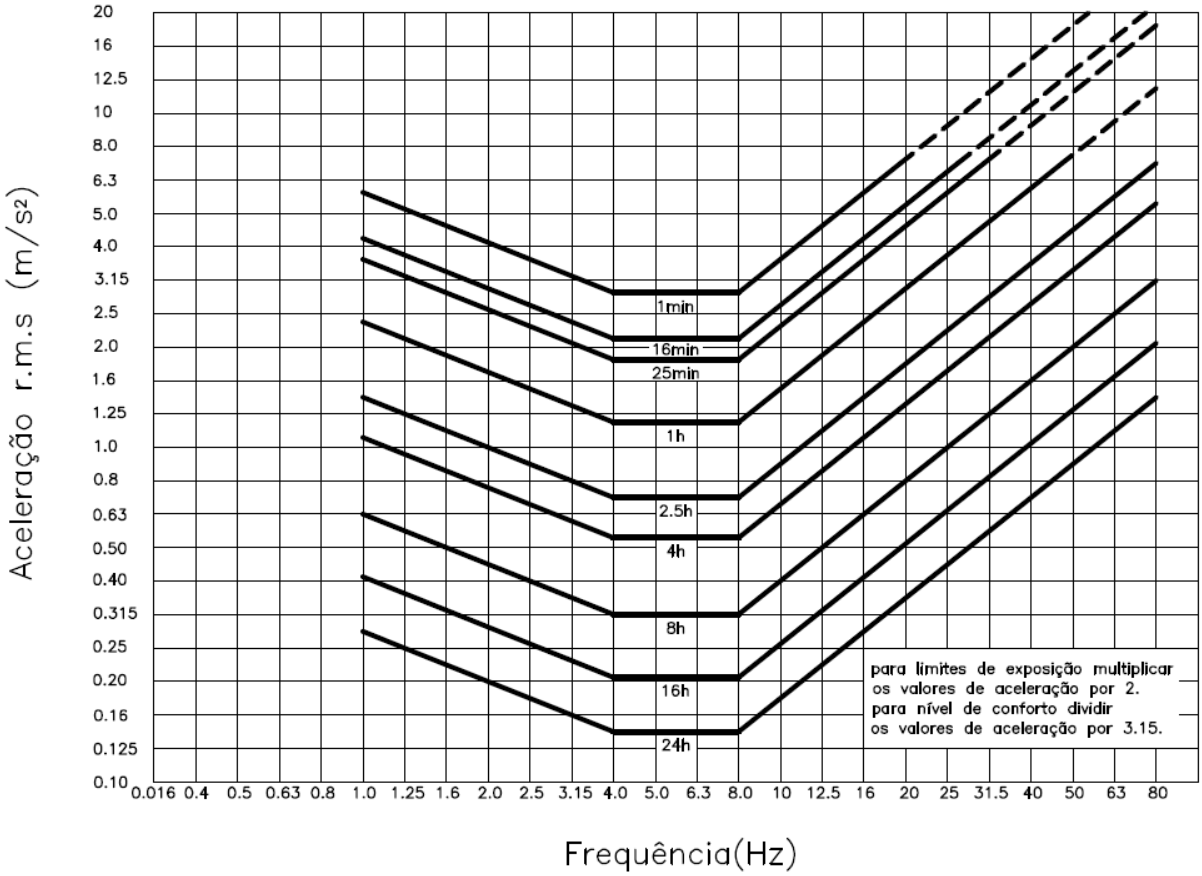


Figura 13 - Limite de aceleração vertical x frequência, adaptado [13]

Os valores aceitáveis de vibrações são estabelecidos por norma ISO 2631-2 [45], em função do tipo de vibração, período diurno ou noturno e também do tipo de ocupação. Tais limites de aceitação são determinados em termos de tempo de exposição, grandeza da aceleração, frequência de vibração e da direção da vibração atuante em relação ao corpo humano (longitudinal frontal ou lateral).

O corpo humano é um sistema biomecânico complexo, por isso é importante ressaltar que os valores de limite de vibração para o homem, existindo diferenças entre pessoas porque a sensibilidade da exposição a vibrações é algo subjetivo, variando de pessoa para pessoa e de acordo com o ambiente no qual ocorre à vibração [48].

3.2.1 NR-15

A NR-15 [50] é uma norma brasileira, que regulamenta e fornece orientação para atividades insalubres. Em seu anexo nº 8, estabelece requisitos técnicos

mínimos para a segurança e o conforto do trabalhador, entre os tópicos está à vibração causada por equipamentos em ambientes de trabalho. A norma define a exposição a vibrações como um risco físico ocupacional, que pode colocar em risco a saúde dos trabalhadores, levando-se em conta as recomendações e determinações já abordadas de acordo com as normas ISO 2631-1 [44] e ISO 5394-1 [51].

3.3 Normas para Fadiga Estrutural

A natureza do carregamento dinâmico imposto à estrutura, a frequência de operação do equipamento, as amplitudes das forças dinâmicas, entre outros, são alguns dos fatores que influenciam na resposta dinâmica da estrutura. Além disso, é de extrema importância a verificação de questões relativas à fadiga estrutural quando se trata de vibrações transmitidas às estruturas. Normas referentes à fadiga em estruturas utilizam como regra geral a aplicação das curvas S-N associadas às regras de danos de Miner.

No Brasil, a única norma que faz referência ao projeto de estruturas sujeitas a fadiga é a NBR 8800 [40], entretanto, esta norma somente faz recomendações para análise de estruturas metálicas ou mistas (aço-concreto), assim normas internacionais vêm sendo utilizadas para o projeto de estruturas sujeitas a fadiga [16], sendo o principal destaque a EUROCODE 3 [36].

3.3.1 ABNT NBR 8800

No Brasil, a NBR 8800 [40], em seu anexo K, trata das prescrições necessárias para avaliação à fadiga dos elementos estruturais de aço e ligações metálicas sujeitas a ações com grande número de ciclos, maior que 20.000 ciclos (K.2.6), com variação de tensões no regime elástico cuja frequência e magnitude são

suficientes para iniciar fissuras e colapso progressivo por fadiga, e detalhes estruturais de edifícios.

Os critérios de dimensionamento prescritos na NBR 8800 [40] são baseados nos critérios de dimensionamento do AISC (American Institute of Steel Construction). As informações contidas no Anexo K da norma apenas limitam-se a determinação da faixa de tensão máxima admissível, entretanto ela não faz qualquer referência a métodos de contagem de ciclos a partir de históricos de tensões, abrangendo, de uma forma geral, a análise à fadiga direcionada a estruturas de aço e mistas (aço-concreto) de edifícios.

De acordo com o item K.2.7, tais prescrições são aplicáveis apenas para estruturas com adequada resistência à corrosão atmosférica ou sujeitas apenas a atmosferas levemente corrosivas e em temperaturas inferiores a 150℃. Há a possibilidade de se dispensar a verificação à fadiga, caso a faixa de variação das tensões seja inferior ao limite σ_{TH}, dado na Tabela K.1 da norma, conforme item K.2.5 ou se o número de ciclos de solicitação for inferior a 20.000, segundo o item K.2.6.

Tabela 5 - Trecho da Tabela K1 - Parâmetros de Fadiga [40]

Descrição	Categoria de tensão	Constante C_f	Limite σ_{TH} MPa	Ponto de início potencial de fissura
Seção 1 – Material-base afastado de qualquer solda				
1.1 Metal-base, exceto aços resistentes à corrosão atmosférica não pintados, com superfícies laminadas, sujeitas ou não à corrosão à limpeza superficial. Bordas cortadas a maçarico com rugosidade superficial não superior a 25µm, mas sem cantos reentrantes.	A	$250x10^8$	165	Afastado de qualquer solda ou ligação estrutural
1.2 Metal-base, resistentes à corrosão atmosférica não pintados, com superfícies laminadas, sujeitas ou não à corrosão à limpeza superficial. Bordas cortadas a maçarico com rugosidade superficial não superior a 25 µm, mas sem cantos reentrantes.	B	$120x10^8$	110	Afastado de qualquer solda ou ligação estrutural

A NBR 8800 [40] possui parâmetros de fadiga, cada detalhe por ser visualizado na Tabela K.1 da norma, a Tabela 5 apresenta o primeiro trecho da tabela.

3.3.2 EUROCODE 3 - Seção 1.9

A EUROCODE 3 (EUR3) [36] no capítulo 1.9 é uma das mais importantes normas mundiais no dimensionamento de estruturas de aço e mistas (aço-concreto). Através da norma são aplicados fatores de segurança parciais separadamente às solicitações e resistência dos materiais para se obter o nível de segurança exigido. Esses valores foram obtidos a partir de ensaios em escala real e são baseados no método SN e nos princípios da Mecânica da Fratura [34].

A norma é aplicável a todas as classes de aços estruturais e aços inoxidáveis. Ela também recomenda basear o cálculo de vida útil na regra de danos cumulativa de Miner para carregamentos de amplitude variável obtido através de históricos de tensões ao longo do tempo. Além disso, por meio dos conceitos de vida útil e de segurança contra falha, é recomendado com base na norma realizar a avaliação da fadiga.

3.3.2.1 Critérios de dimensionamento

A norma é aplicável a estruturas com temperatura máxima de 150° C, em condições atmosféricas “normais” e com suficiente proteção à corrosão e regular manutenção. A EUR3 [36] prescreve que seja aplicado um fator de segurança parcial Y_{Ff} e Y_{Mf}, sendo, o primeiro, para faixas de tensão equivalentes às de projeto com amplitude constante, referente às faixas de tensão admissíveis e, o segundo, para resistência à fadiga. Esses fatores consideram as incertezas relacionadas aos níveis de carregamento aplicado, ao cálculo, tolerâncias e do nível de consequência que a falha pode causar. Os valores de Y_{Mf} podem ser visualizados na Tabela 6:

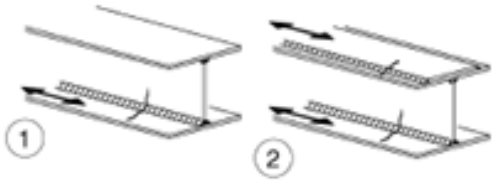
Tabela 6 - Fator de segurança parcial Y_{Mf} , [36]

Método de avaliação	Consequência da falha	
	Baixa consequência	Alta consequência
Segurança contra falha	1,00	1,15
Vida útil	1,15	1,35

3.3.2.2 Resistência à fadiga e Classificação dos detalhes

Com base na norma EUR3 [36], a resistência à fadiga do elemento estrutural é dada de acordo com a variação da tensão aplicada e o tipo de detalhe, nas tabelas 8.1 a 8.10 [36], apresentam categorias de detalhes, para análise das faixas de tensão, de acordo com o tipo do elemento estrutural organizados por detalhes construtivos ilustrados, descrição e requisitos associados às características específicas e as diversas formas que o mesmo pode se encontrar na estrutura conforme Silva [16]. A resistência à fadiga é determinada por uma série de curvas log ($\Delta\sigma_R$) x log (N), onde cada uma destas corresponde a uma categoria de detalhe típico com índice de confiança de 95%, designada por um número que representa, em MPa, o valor de referência $\Delta\sigma_C$ da resistência à fadiga para 2 milhões ciclos, conforme mostrado na Figura 14. A Tabela 7 apresenta um trecho da norma na parte de classificação de detalhe, segundo as curvas S-N, para seções soldada.

Tabela 7 - Classificação de peça com seção soldada, adaptado de [36].

Categoria	Detalhe	Descrição
125		Solda Longitudinal Continua

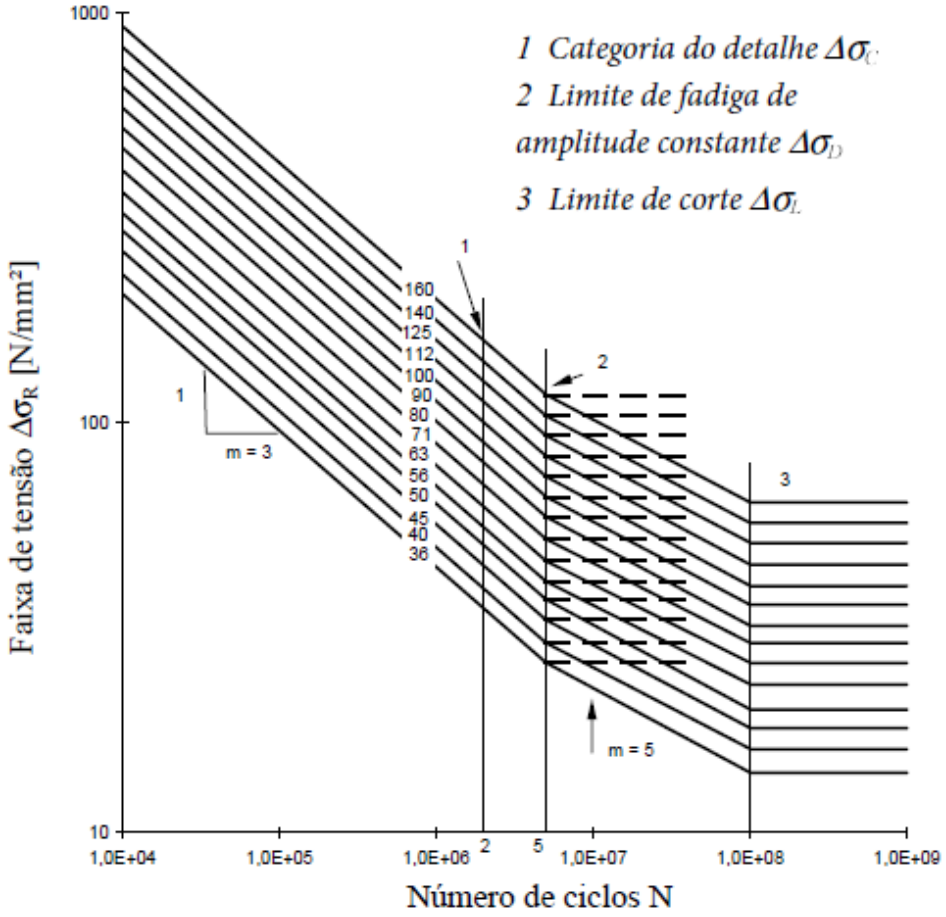


Figura 14 - Curvas S-N para tensão normal, adaptado de EURO3 [36]

3.3.2.3 Ciclos de carregamento e Resistência a Fadiga

Para carregamentos variados a EUR3 [36] recomenda o uso de um método de contagem de ciclos como Rainflow ou o Reservatório, e para dano cumulativo, a regra Miner-Palmgreen. A regra de Miner é utilizada como metodologia para se determinar a vida útil da estrutura, levando em consideração os fatores de segurança e as curvas S-N, conforme mostrado anteriormente. A avaliação da fadiga para histórico de tensões segundo a norma, deve-se obedecer aos critérios baseado no acumulo de dano ($D_d \leq$)1 e baseado na faixa de tensão.

3.3.2.4 Considerações sobre a norma

A EUROCODE 3 [36] é uma das referências mundiais no dimensionamento de estruturas de aço e mista (aço-concreto) [16]. Ela foi elaborada a partir de dados experimentais representativos, incluído efeitos devido à concentração de tensão devido à solda, tamanhos, condições metalúrgicas, tensões redais entre outros. Foi elaborada a partir da unificação das normas dos países europeus em uma norma continental.

3.4 Conclusão

Neste capítulo foram apresentados as normas e recomendações de projeto de estruturas submetidas a fadiga que será objeto de estudo deste trabalho. Foram verificados incialmente as normas associadas a vibração em equipamentos e também conforto humano, dentre as normas comentadas estão a ISO 2631-1, ISO 2631-2, ISO 2372 e NR-15. Em seguida, foram mostradas e comentadas as normas associadas a fadiga como a NBR 8800 e a EUROCODE 3.

4 CARREGAMENTOS DINÂMICOS

4.1 Aspectos gerais

Os efeitos das vibrações sobre a estrutura como menciono no capitulo 1 são influenciados por diversos fatores. No presente trabalho, a análise está relacionada às vibrações geradas por equipamentos. A principal causa de movimentos vibratórios das máquinas é causada pelo desbalanceamento do rotor. O rotor é a parte giratória de uma máquina ou motor ao qual podem estar acoplados elementos como discos, geradores, engrenagens, elementos de transmissão, etc.

Os rotores apoiam-se sobre mancais, sendo estes os elementos responsáveis entre a ligação da parte móvel e a estrutura fixa de uma máquina rotativa. Em virtude do desbalanceamento, a força que atua no centro de gravidade do rotor, puxa o eixo para fora da linha que une os dois mancais, obrigando o eixo a girar fletido.

Um exemplo comum de desbalanceamento é verificado que ocorre no conjunto pneu/roda desbalanceado de um veículo no qual à medida que se aumenta a velocidade do veículo se passa a sentir essa vibração no volante. Essa vibração é gerada por esse desbalanceamento do conjunto pneu/roda que provoca riscos à segurança do motorista e redução da vida dos componentes. O mesmo processo ocorre nas máquinas industriais, caso não seja corrigido provoca fadiga do mesmo, comprometendo totalmente ou parcialmente a estrutura onde está instalado esse motor, pelo fenômeno da fadiga.

O processo de verificação e correção do desbalanceamento tem por objetivo a redução das vibrações geradas por motores elétricos. O processo de balanceamento tem por objetivo gerar uma distribuição de massa de um corpo uniforme de modo que o rotor ao girar tenha um equilíbrio de forças, mantendo as vibrações e as solicitações dinâmicas dentro de limites adequados ao funcionamento da máquina.

4.2 Fundamentos da dinâmica de rotores

Na simulação e análise numérica da dinâmica de rotores, a modelagem de um modelo matemático que represente de forma mais fiel um sistema rotativo requer o prévio conhecimento de parâmetros de projeto, tais como as dimensões da máquina, geometria dos suportes, as características dos materiais envolvidos no problema, entre outros.

Nos casos onde o rotor não permite alterar seus parâmetros as medidas possíveis para reduzir a amplitude das vibrações nas velocidades críticas e a alteração da velocidade de rotação da máquina de maneira a distanciá-la das velocidades críticas que geram ressonância ou alteração das velocidades críticas através da variação da rigidez dos mancais, [7,14 e 15].

Também deve ser realizado o balanceamento do rotor, que consiste em realizar o equilíbrio das massas de correção. Dificilmente consegue-se balancear um rotor com perfeição, existindo um pequeno desbalanceamento tolerável. As normas apresentadas a seguir tratam da qualidade de balanceamento de rotores rígidos.

4.2.1 NBR 8008 – Balanceamento de corpos rotativos (1983)

A norma ABNT NBR 8008 [52] fornece valores de desbalanceamento residual admissível para motores em função do tipo de máquina (quanto maior a massa do rotor, maior o desbalanceamento admissível) e da rotação nominal (o desbalanceamento residual é inversamente proporcional à velocidade de operação).

4.2.2 European Standard – EUROCODE 1 – Actions on Structures – Part 3

Entre as normas internacionais, a norma europeia EUROCODE 1, Part 3 [33], auxilia para os casos mais simples, as informações necessárias para a determinação

da força dinâmica gerada por máquinas com partes rotativas. A Eq. (32) representa a formulação [33] para a determinação de tais forças dinâmicas.

$$Fs = m_R\, \omega_R{}^2 e = m_R\, \omega_R(\omega_R e) \tag{32}$$

Onde:

F_s = força livre do rotor;

m_R = massa do rotor;

ω_R = freqüência circular do rotor;

e = excentricidade da massa do rotor;

$\omega_R.e$ = média do balanceamento do rotor.

A Figura 15 apresenta uma representação gráfica da Eq. (32).

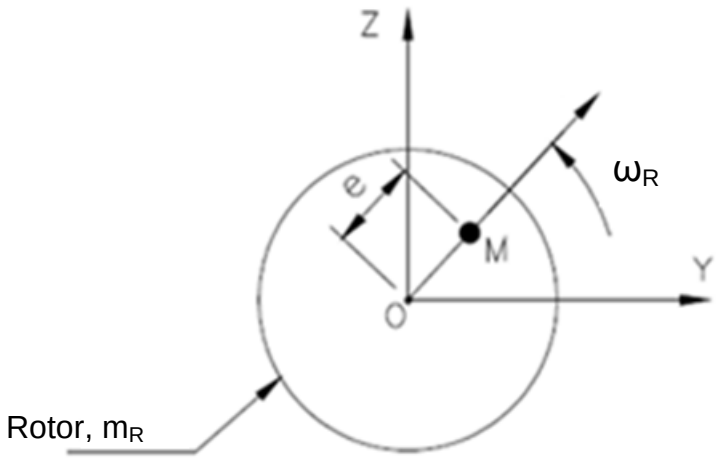


Figura 15 - Rotor com massa desbalanceada – Adaptado de [7]

4.3 Equação de movimento do rotor

De acordo com Silva [16], a literatura dispõe de uma grande quantidade de materiais no que tange à obtenção das equações de movimento de rotores,

podendo-se destacar os métodos das Matrizes de Transferência, Rayleigh-Ritz e Elementos Finitos.

Para rotores mais complexos, a análise do comportamento dinâmico é realizada, de forma geral, através da utilização do Método dos Elementos Finitos. Este método produz resultados satisfatórios no que diz respeito ao estudo de problemas estruturais, sendo amplamente utilizado na formulação de programas comerciais voltados para a análise estática e dinâmica de problemas mecânicos.

O sistema de equações diferenciais que descreve o movimento de um rotor é obtido através da montagem das matrizes elementares do(s) disco(s), do eixo e dos mancais, conforme Eq. (27).

4.4 Forças de excitação: Massa desbalanceada

Segundo Kurka [23], o desbalanceamento rotativo provocado por máquinas é umas das principais perturbações que geram vibrações em máquinas e estruturas. É representado de forma mais simples como sendo uma massa "M_e" desbalanceada de uma excentricidade *e* em relação a um ponto "*O*" (centro da rotação), girando com uma rotação "ω_f" que provoca uma força harmônica "*p(t)"* dada no emprego da Eq. (33).

$$p(t) = M_e e \omega_f{}^2 sen(\omega_f t) \tag{33}$$

Então, a equação de equilíbrio dinâmico é dada com base Eq. (34).

$$ma(t) + cv(t) + kx(t) = M_e e \omega_f{}^2 sen(\omega_f t) \tag{34}$$

4.5 Quantificação do desbalanceamento

Conforme visto anteriormente, a simplificação do desbalanceamento é denominada como uma massa deslocada a certa distância do rotor. Deste modo,

este é quantificado como uma relação massa x distância, com unidade em g.mm. Para correção do rotor, este deve ser submetido a procedimento com o objetivo de atingir valor no mínimo tolerável. Este valor é caracterizado como Desbalanceamento Residual Permissível, designado pelo símbolo U e unidade em g.mm.

$$\mathrm{U} = \mathrm{m_R}.\mathrm{e} \tag{35}$$

Observa-se através da Eq. (35) que o desbalanceamento residual permissível é diretamente proporcional à massa do rotor, ou seja, quanto mais pesado o rotor, maior será o desbalanceamento residual permissível.

É apropriado relacionar o valor do desbalanceamento residual permissível, U, à massa do rotor, m, em termos do valor do Desbalanceamento Residual Permissível Específico, "*e*", conforme indicado na Eq. (36).

$$\mathrm{e} = \frac{\mathrm{U}}{\mathrm{m_R}} \tag{36}$$

Quanto maior a velocidade de rotação do rotor, menor deve ser o desbalanceamento residual, pois a força centrífuga aumenta com o quadrado da velocidade de rotação do mesmo, como pode ser observado na Eq.(37) [33], sendo F_{cent} expressa em Newton.

$$F_{\mathrm{cent}} = \mathrm{m_R}\,\omega_{\mathrm{R}}{}^{2}\mathrm{e} = \mathrm{m_R}\,\omega_{\mathrm{R}}\,(\omega_{\mathrm{R}}\mathrm{e}) \tag{37}$$

O produto "ω_R*e" é chamado de Qualidade de Balanceamento sendo representado pela letra G. Este se refere ao desbalanceamento residual admissível para equipamentos. A Tabela 8 apresenta os dados indicados na norma ISO 1940/1 [53] que trata da qualidade do balanceamento de corpos rígidos rotativos (G).

Tabela 8 - Valores de Qualidade de Balanceamento [53]

Grau de qualidade do balanceamento	Produto da relação ($e_x \omega$) [mm/s]	Tipo de máquina
G 4000	4000	Diesel marítimos pesados com número ímpar de cilindros
G 1600	1600	Motores de dois cilindros pesados
G 630	630	Motores de quatro cilindros pesados
G 250	250	Dieses rápidos com 4 cilindros
G 100	100	Dieses com três ou mais cilindros (carros, caminhões e locomotivas)
G 40	40	Rodas de carros e motores rápidos de seis ou mais cilindros
G 16	16	Máquinas de moer, máquinas agrícolas
G 6,3	6,3	Partes de máquinas industriais, turbinas marítimas, cilindros de máquinas de papel, ventiladores, rotores de bombas, rotores elétricos médios e grandes
G 2,5	2,5	Turbinas a gás e vapor, discos de computadores, turbo-compressores, motores elétricos
G 1	1	Gravadores de fita e toca discos, motores pequenos
G 0,4	0,4	Giroscópios

4.5.1 Massa do Rotor

Os fabricantes de equipamentos devem fornecer a massa do rotor. Segundo a norma Petrobras N-1848 [54] caso o fabricante não informe os dados, é razoável adotar como massa para o rotor de 18% a massa do equipamento.

4.6 Determinação de forças desbalanceadas em máquinas rotativas

Como mencionado, o desbalanceamento de um rotor gera cargas dinâmicas do equipamento. Como verificado na Eq. (37), essa carga depende da massa, da excentricidade e da velocidade angular do equipamento. A formulação dessa equação matemática será discutida novamente no capítulo 5. A força desbalanceada apresenta um comportamento senoidal sendo dado pela Eq.(38).

$$F(t) = P_0 \text{ sen } (\omega t) \tag{38}$$

4.7 Conclusão

Neste capítulo foi apresentado como realizar a determinação carregamento dinâmico oriundo dos equipamentos desbalanceados sendo importante porque neste trabalho serão estudados a ação dinâmica originaria de dois equipamentos distintos, e por isso a importância na determinação desses carregamentos e sua utilização no estudo da fadiga da estrutura.

5 MODELAGEM ESTRUTURAL

5.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentadas as informações referentes aos dados da estrutura e das máquinas além do detalhamento do modelo de elementos finitos (MEF) desenvolvido utilizados durante as análises desta dissertação. Serão apresentados os dados do piso estrutural misto utilizado (dimensões, geometria e matérias).

Para as análises foram selecionados dois equipamentos comuns em ambientes industriais: motor gerador e unidade de condensação (condensador e compressor) de sistema de ar condicionado.

5.2 Modelo estrutural do piso misto (aço-concreto)

O modelo estrutural investigado nesta dissertação corresponde a um piso misto (aço concreto), utilizado para o armazenamento de equipamentos mecânicos. O sistema estrutural apresenta dimensões em planta de 5 m x 5 m e área total de 25 m2. A laje de concreto do modelo possui altura de 10 cm. Em seguida, a Figura 16 apresenta uma ilustração detalhada do piso em estudo. As principais características da estrutura são as seguintes:

As principais características da estrutura são:

- O piso misto é constituído por vigas de aço do tipo ASTM A572 Grau 50 (ver Tabela 9)

- As vigas de aço principais e secundárias são constituídas por perfis laminados do tipo W360 x 32,9 e W250 x 28,4, respectivamente (ver Tabela 10)

- A laje do piso é de concreto armado, com resistência característica à compressão de 25 MPa (f_{ck}=25 MPa) (Tabela 11)

- As ligações estruturais viga-coluna e viga-viga são consideradas como sendo do tipo rígidas;

- As colunas de aço são simuladas por apoios indeslocáveis (deslocamentos translacionais restritos e rotações livres);

- Considera-se que existe interação completa entre aço e concreto (interação total);

- O sistema estrutural é considerado como sendo linear-elástico.

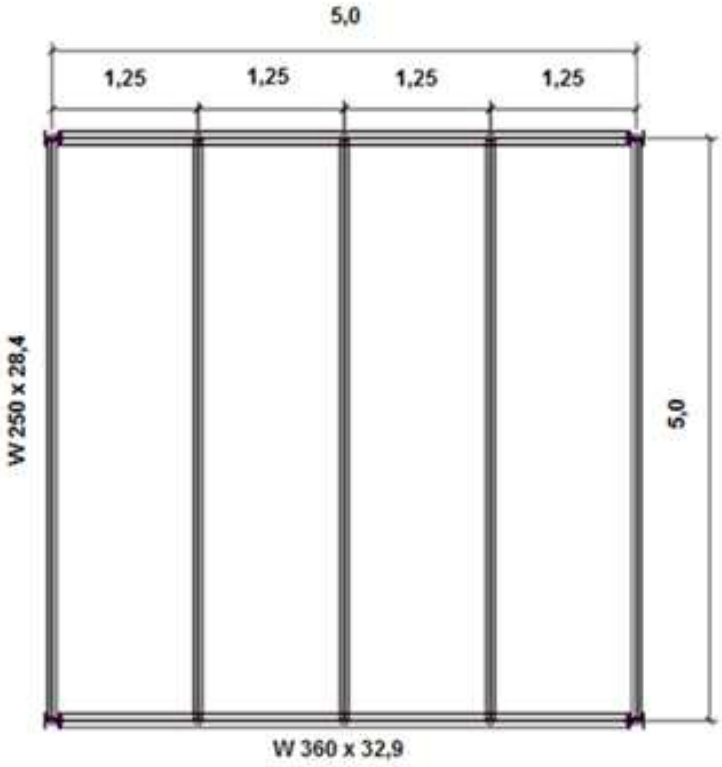


Figura 16 – Planta do Piso Misto

Tabela 9 - Propriedades do aço ASTM A572 Grau 50 [56 e 57]

Limite de escoamento	fy = 345 MPa
Módulo de elasticidade	E = 200 GPa
Coeficiente de Poisson	υ = 0,3
Massa específica	ρ = 7850 kg/m³

Tabela 10 – Dimensões da Viga [57]

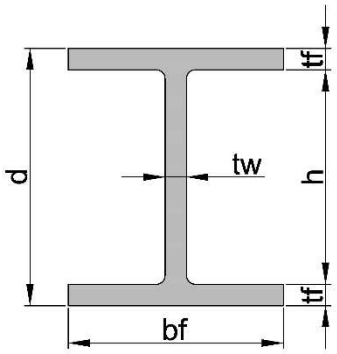
Perfil	W360x32,9 (mm x kg/m) Propriedades geométricas (mm)	
	Altura (d)	349
	Largura das mesas (bf)	127
	Espessura das mesas (tf)	8,5
	Espessura da alma (tw)	5,8
	W250x28,4 (mm x kg/m) Propriedades geométricas (mm)	
	Altura (d)	260
	Largura das mesas (bf)	102
	Espessura das mesas (tf)	10
	Espessura da alma (tw)	6,4

Tabela 11 - Propriedades do concreto [59]

Espessura	h = 0,10 m
Resistência característica	f_{ck} = 25 MPa
Módulo de elasticidade secante	E = 23,9 GPa
Coeficiente de Poisson	υ = 0,2
Massa específica	ρ = 2500 kg/m³

5.3 Modelo em elementos finitos desenvolvido

O modelo numérico-computacional tridimensional pelo método dos elementos finitos (MEF) foi desenvolvida através do software ANSYS v12.1 [58]. Na modelagem da laje de concreto, foi utilizado o elemento SOLID45 do ANSYS. Este elemento consiste num elemento hexaédrico o qual possui oito nós, tendo cada nó três graus de liberdade (translações segundo os eixos x, y e z) que permite a consideração de alguns efeitos com a plasticidade do material [58, 59]. Sua representação está contida na Figura 17.

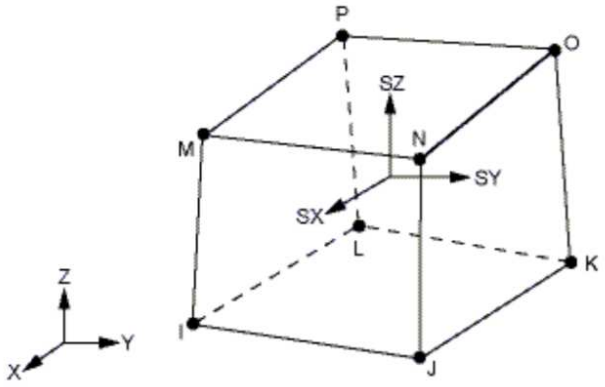


Figura 17 - Elemento SOLID45, [60]

Na modelagem das vigas de perfil “W” de aço foi utilizado um elemento do tipo casca, SHELL63. Este elemento possui quatro nós com seis graus de liberdade em cada nó, translação na direção dos eixos x, y e z e rotações em torno dos eixos x, y e z. [59]. Tem capacidade de trabalhar em regime de membrana e de flexão [61]. Sua representação está contida na Figura 18.

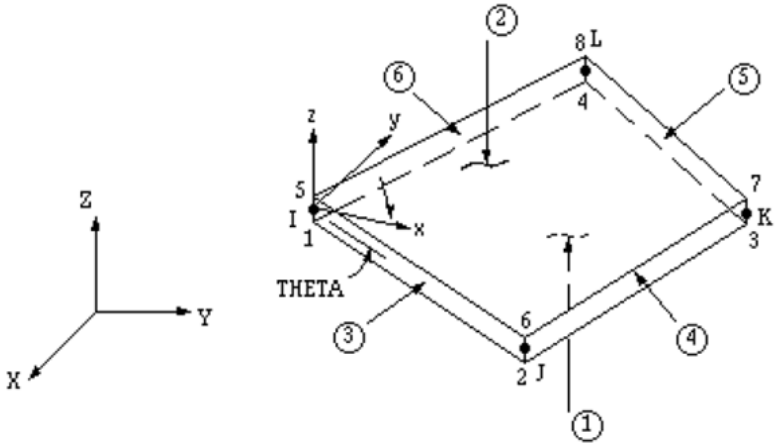


Figura 18 – Elemento SHELL63, [58]

O modelo estrutural numérico elaborado é formado por 3074 elementos SOLID45 que representam a laje de concreto, 2677 elementos SHEL63 que simulam as vigas metálicas e, ainda, 8700 nós que compõem o sistema estrutural misto (aço-concreto). O modelo considera uma interação completa entre o aço e o concreto (interação total). Sua representação está contida na Figura 19.

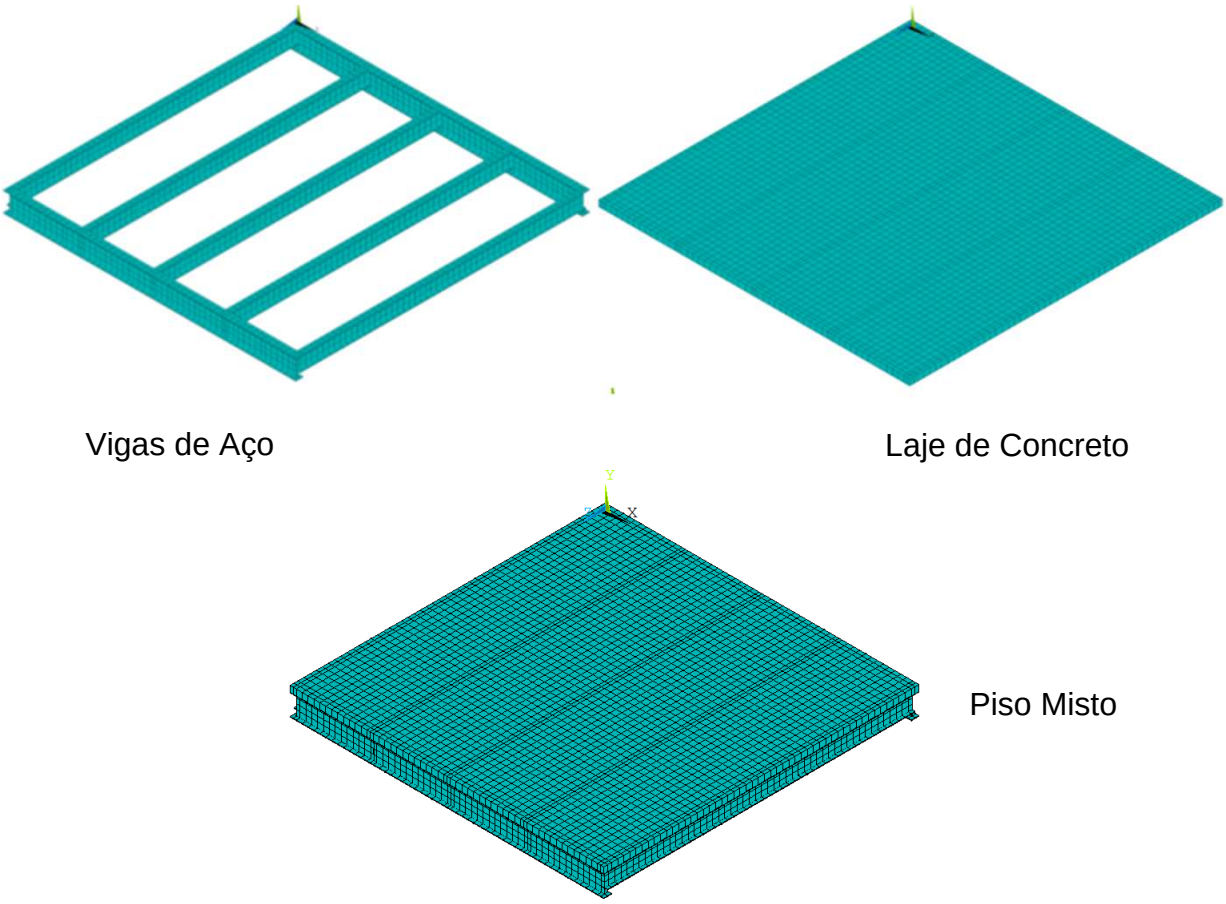


Figura 19 – Modelo em elementos finitos para o piso Misto

5.4 Cargas dinâmicas aplicadas

Como mencionado, serão utilizados dois equipamentos nas análises dessa dissertação: uma unidade condensadora que será chamado neste trabalho de Equipamento I e um motor de gerador que será chamada de Equipamento II

Para o equipamento I serão realizadas 3 análises: Com 2, 4 e 6 equipamentos que correspondem ao limite da estrutura.

Para o equipamento II serão realizados 3 análises: Apenas com 1, 2 e 3 equipamentos que é o limite dimensional da estrutura.

5.4.1 Equipamento I

5.4.1.1 Dados do Equipamento I

O primeiro equipamento utilizado na análise será a unidade condensadora da Carrier, modelo 38GPA [62]. A Figura 20 apresenta as dimensões do equipamento. Para a realização das análises efetuadas no decorrer deste estudo, foram utilizados os dados de acordo com a Tabela 12.

Tabela 12 - Dados do equipamento I utilizado [62]

Peso da unidade	490 Kg
Velocidade do compressor	960 rpm
Frequência de excitação	16 Hz
Período	0,062 s

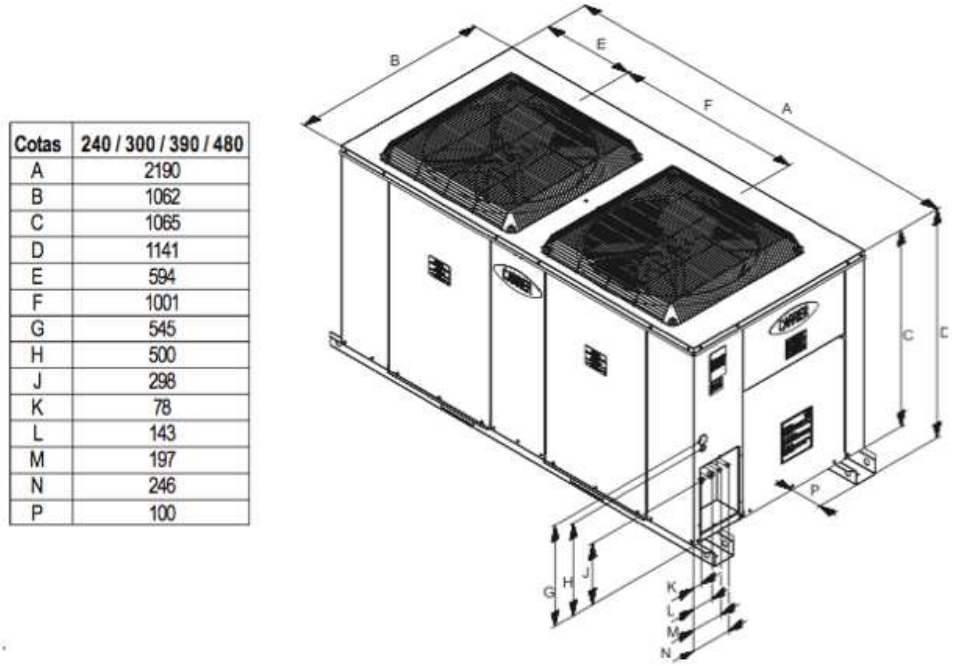


Figura 20 - Unidade condensadora do tipo 38 GPA [62]

5.4.1.2 Carga desbalanceada e esquema de aplicação das cargas

A Tabela 13 mostra as ações dinâmicas aplicadas sobre o piso metálico oriundas do Equipamento I com base na Eq. (37). O valor de Produto da relação (e_x ω) foi retirado da Tabela 8.

Tabela 13 - Ações dinâmicas relacionadas ao equipamento I

Equipamento	Massa (Kg)	Frequência (Hz)	Frequência (rad/s)	eω (m/s)	P_0 (N)
Unidade condensadora	490	16 Hz	118,31	0,0025	144,92

5.4.2 Equipamento II

5.4.2.1 Dados do Equipamento II

O segundo equipamento utilizado na análise é um motor de gerador. A Figura 21 mostra uma ilustração do equipamento II utilizado neste trabalho. Para a realização das análises efetuadas no decorrer deste estudo, foram utilizados os dados do gerador de acordo com a Tabela 14.

Tabela 14 - Dados do equipamento II utilizado [7]

Cobertura de proteção	1,2 kN
Acoplamento	5,3 kN
Redutor	37,5 kN
Motor	15 kN
Peso do Rotor	10,8 kN
Potência	480 kW
Frequência de entrada	1710 rpm = 28,5 Hz
Frequência de saída	56,9 rpm = 0,94 Hz

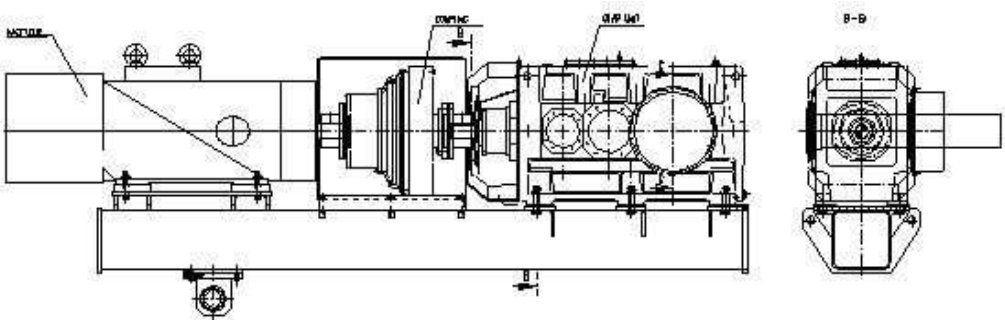


Figura 21 - Unidade de geração (motor, acoplamento e redutor)

5.4.2.2 Carga desbalanceada e esquema de aplicação das cargas

A Tabela 15 mostra as ações dinâmicas aplicadas sobre o piso com base na Eq. (37). Estas ações foram devidamente combinadas de maneira a melhor representar a excitação dinâmica induzida pelo equipamento na estrutura. O valor de Produto da relação ($e_x \omega$) foi retirado da Tabela 8.

Tabela 15 - Ações dinâmicas relacionadas ao equipamento II

Equipamento	Massa (kg)	Frequência (Hz)	Frequência (rad/s)	eω (m/s)	P_0 (N)
Rotor	1102	28,5	179,45	0,0025	493,9
Redutor	3822	0,94	5,91	0,0025	56,4

6 ANÁLISE DINAMICA DA ESTRUTURA

6.1 Introdução

A análise dinâmica foi realizada com base no uso do programa em elementos finitos ANSYS (2012). Incialmente foram obtidos os valores das frequências naturais e os modos de vibração da estrutura. Em seguida, foram realizadas análises de vibração forçada, no domínio do tempo, com base no desenvolvimento de um estudo acerca da posição dos equipamentos (condensadores e geradores), para um melhor aproveitamento e utilização do piso. A partir dos dados de tensão ao longo no domínio do tempo, foi realizado a contagem de ciclos a partir do método de Rainflow e analisado o dano acumulado e a vida útil da estrutura utilizando como base a EUROCODE 3. A Figura 22 resume e esquematiza o passo a passo que deve ser realizado para análise da fadiga, conforme realizado por Alencar [5] e Silva [16].

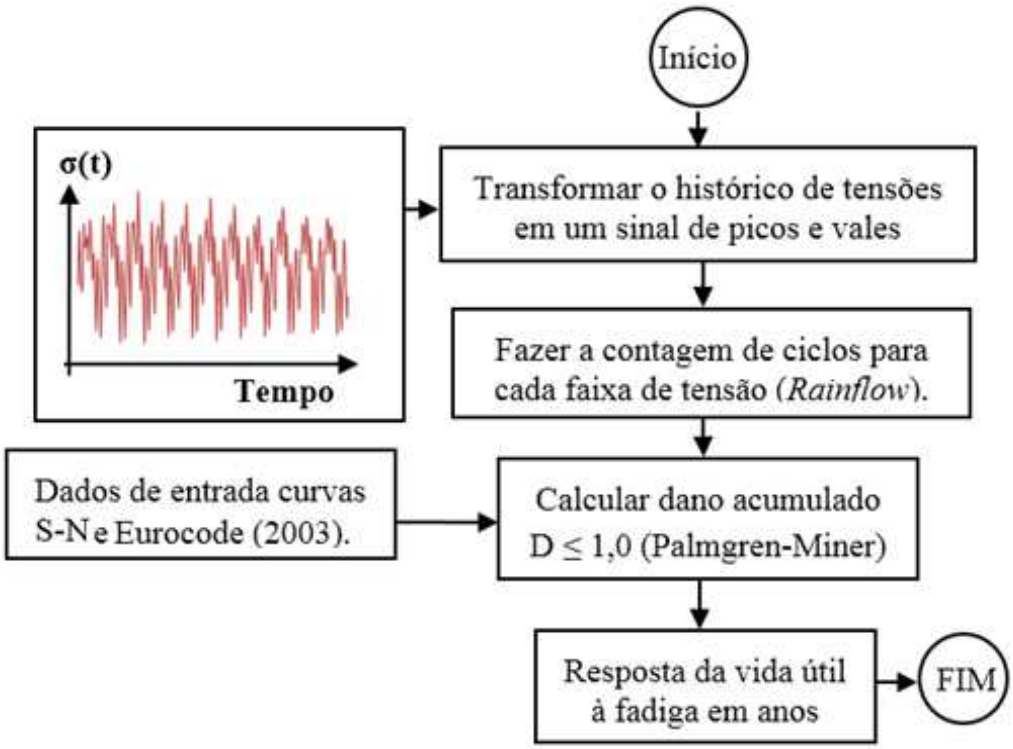


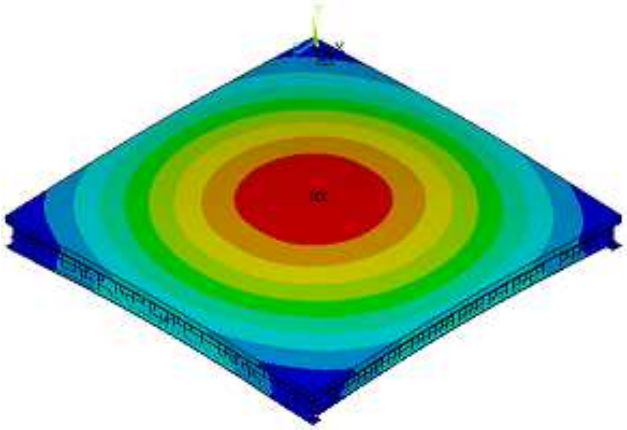
Figura 22 – Metodologia para cálculo de vida útil a Fadiga, adaptado de [5]

6.2 Frequências naturais e modos de vibração da Estrutura

As frequências naturais (autovalores) e os modos de vibração (autovetores) do piso misto (aço-concreto) foram obtidos a partir de uma análise de vibração livre (análise modal), empregando-se o programa computacional. A Tabela 16 apresenta os valores das 8 primeiras frequências naturais. As Figuras 23 a 26 apresentam o comportamento da estrutura para as quatro primeiras frequências naturais de interesse para a investigação e, ainda, as formas modais referentes aos quatro primeiros modos do sistema. Verificando-se os valores das frequências naturais da estrutura, destaca-se que o condensador possui frequência de excitação de 16 Hz encontrando-se em ressonância em relação à primeira frequência natural de flexão do piso. Outro ponto importante é a frequência de excitação do gerador que está em ressonância com o terceiro módulo de vibração (28,56 Hz).

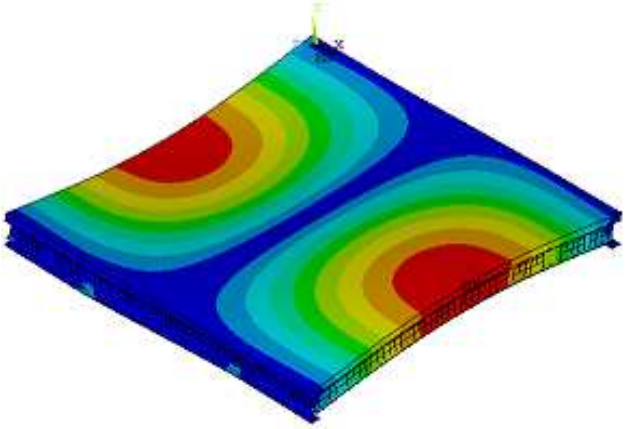
Tabela 16 – Frequências e periodos naturais da estrutura

Modos de Vibração	Frequências (Hz)	Períodos (s)	Efeito Físico
1	16,00	0,062	Flexão
2	21,52	0,046	Flexão
3	28,56	0,035	Flexão
4	36,46	0,027	Flexão
5	43,34	0,021	Flexão
6	46,76	0,021	Flexão
7	46,78	0,021	Flexão
8	47,22	0,021	Flexão



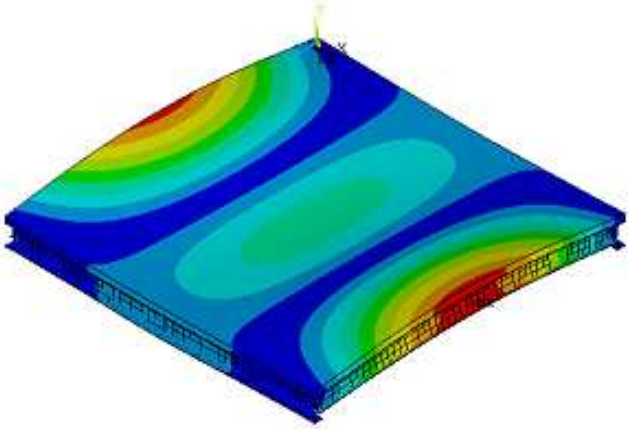
1º modo de vibração (flexão), f_{01} = 16,00 Hz

Figura 23 - 1º Modo de vibração do sistema estrutural investigado



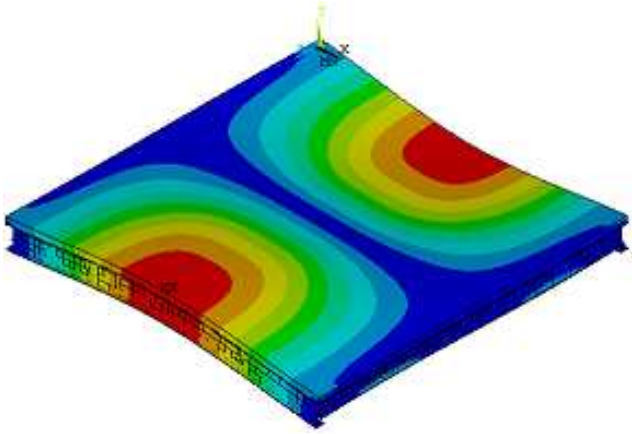
2º modo de vibração (flexão), f_{02} = 21,52 Hz

Figura 24 - 2º modo de vibração do sistema estrutural investigado



3º modo de vibração (flexão), f_{03} = 28,56 Hz

Figura 25 - 3º modos de vibração do sistema estrutural investigado



4º modo de vibração (flexão), f_{04} = 36,46 Hz

Figura 26 - 4°modo de vibração do sistema estrutur al investigado

Com os resultados é possível verificar, a maior amplitude é encontrada na primeira frequência natural (Figura 23) da estrutura se encontra no centro da estrutura, na 2ª a 4ª frequência natural (Figuras 24 a 26), ao centro a amplitude é menor, sendo que a maior amplitude se encontra na extremidade da estrutura.

A compreensão do comportamento dos modos de vibração da estrutura nas suas frequências naturais é importante para entender a análise de tensões e deformações dos equipamentos, unidade condensadora e gerador, que será discutido adiante quando forem apresentados os resultados das análises dinâmicas.

6.3 Resposta Estrutural Dinâmica

6.3.1 Equipamento I

Na Figura 27 são apresentadas as disposições e posições das unidades condensadoras sobre a estrutura. Como mencionado anteriormente, para o Equipamento I serão analisados 6 casos, com a estrutura suportando 6, 4 e 2 condensadores, e para cada um desses situações será considerado a massa do rotor como sendo 100% da massa do equipamento e 18% da massa do equipamento. Essas duas análises considerando 100% e 18% da massa do equipamento ocorre devido à falta de informações fornecida pelo fabricante, por isso foi considerado sendo 100% da massa do equipamento com a massa do rotor como sendo o pior cenário. O valor de 18% foi utilizado considerando a orientação da norma Petrobras N-1848 [56]. A posição dos Equipamentos sobre a estrutura pode ser observada na Tabela 17 e na Figura 27:

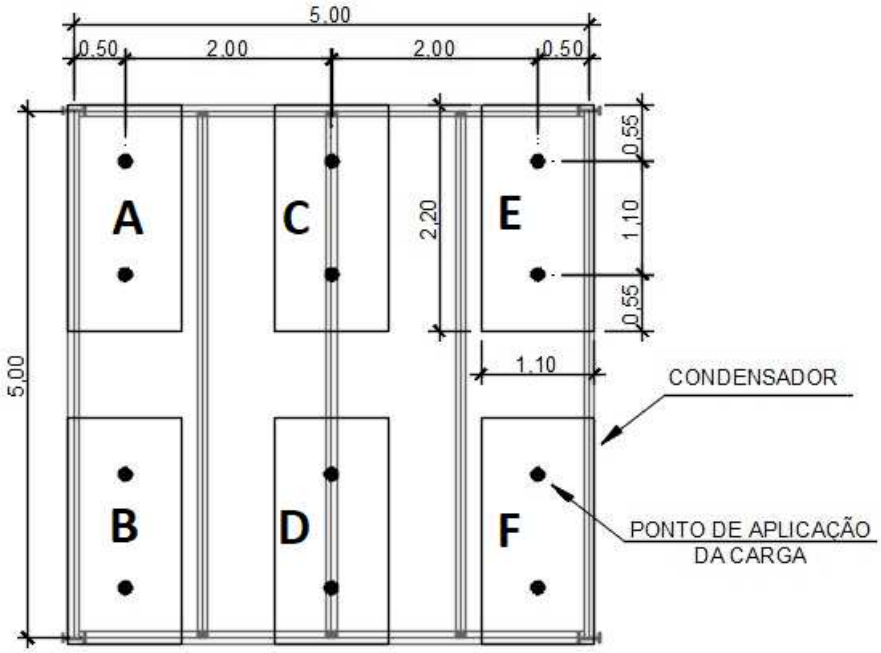


Figura 27 – Disposição dos Condesadoes sobre a Estrutura

Tabela 17 - Posição dos Condensadores

Análise	Posição dos Condensadores (Ver Figura 27)
6 Condensadores	A, B, C, D, E e F
4 Condensadores	A, B, E e F
2 Condensadores	C e D

6.3.1.1 Análise Estática

Na análise estática, foram considerados sobre o modelo estrutural as seguintes condições e carregamentos:

- As cargas estáticas correspondem ao peso próprio da estrutura e ao revestimento da laje de concreto (1,5 kN/m²), além da sobrecarga acidental de utilização (3,0 kN/m²), foi considerado com uma distribuição uniforme do carregamento.

- O peso do equipamento (490 Kgf), distribuindo em 2 pontos de apoio, 245 (kgf) por apoio. Sendo considerado 12 pontos de apoio para a análise com 6 condensadores, 8 pontos para 4 condensadores e 4 pontos de apoio para 2 condensadores. A posição dos apoios pode ser visualizada na Figura 27.

Aplicando as condições estáticas, o deslocamento máximo acontece no centro da estrutura com valor de 4,23 mm na análise com 6 condensadores, estando dentro dos limites estabelecidos pela Norma NBR 8800 [40] que é de 14,28mm (L/350) para vigas de pisos. O resultado pode ser visualizado na Figura 28.

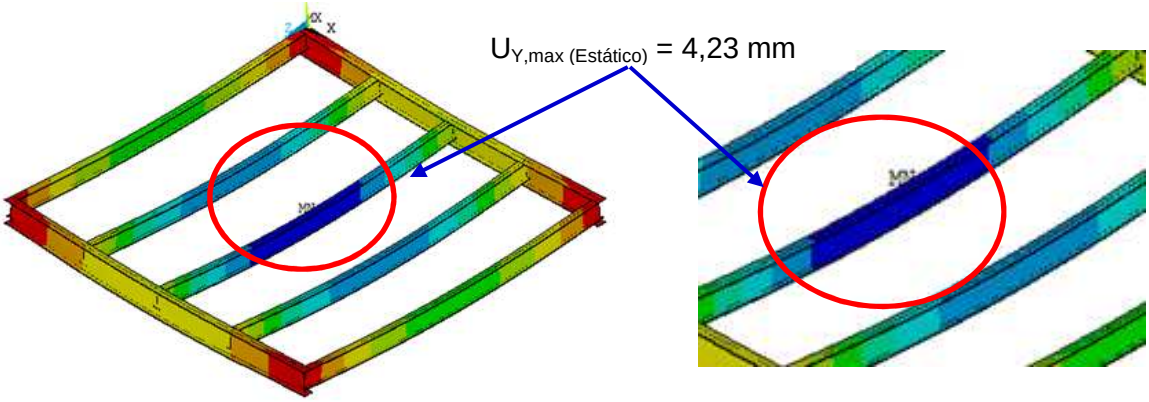


Figura 28 – Deslocamento Vertical Máximo em U_Y (6 condensadores)

Analisando as tensões, a maior tensão é encontrada no ponto de maior deslocamento em Y. No eixo Z a tensão para o caso de 6 condensadores é de 69,1 MPa, pode ser observada na Figura 29.

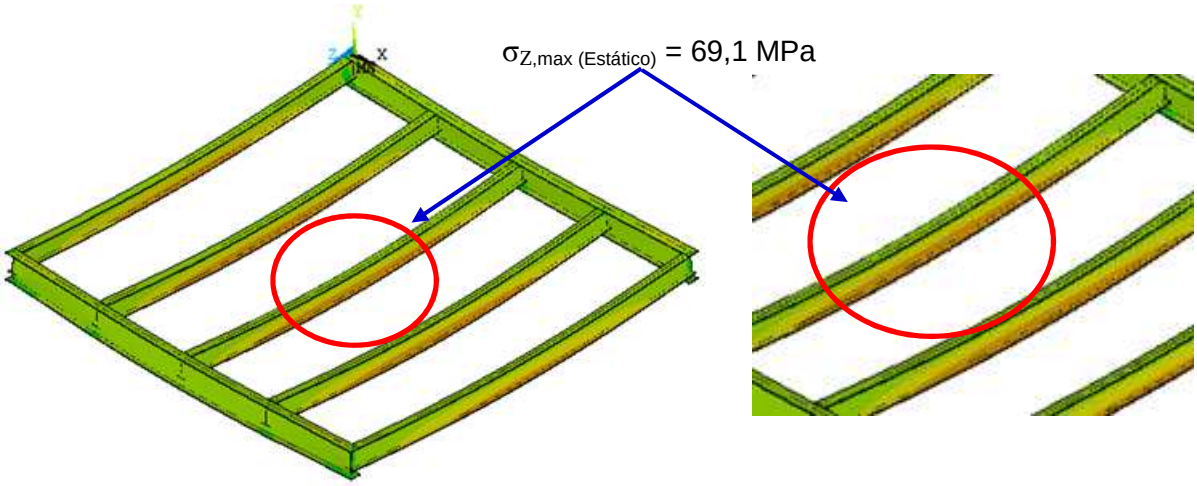


Figura 29 – Tensão Máxima σ_Z (6 condensadores)

Os valores comparativos das demais análises e carregamentos podem ser visualizados na Tabela 18.

Tabela 18 - Deslocamentos (U_Y) e tensões máximas (σ_z) estáticas

Casos de Carregamento Dinâmico	U_Y (mm)	σ_Z (MPa)
6 condensadores	4,23 mm	69,1
4 condensadores	3,90 mm	51,2
2 condensadores	4,05 mm	59,6

Um ponto a ser observado na Tabela 18 é o deslocamento ser maior no caso de 2 condensadores ao invés de 4, ao posicionamento dos equipamentos nos dois casos (Ver Figura 27 e Tabela 17). Os 4 condensadores estão dispostos nas extremidades da estrutura e com 2 condensadores, estes estão posicionados no centro da estrutura, exatamente sobre o ponto de maior solicitação, por isso tem-se maior tensão na análise estática.

6.3.1.2 Análise Estrutural Dinâmica: Equipamento I

As ações dinâmicas provenientes dos equipamentos foram aplicadas na direção vertical, sobre as posições de apoio dos mesmos sobre a laje de concreto. O carregamento dinâmico oriundo dos equipamentos foi simulado via emprego da Eq. (37) e o método de Newmark foi utilizado para a integração numérica das equações de equilíbrio dinâmico, com variação temporal de até 10 segundos e incremento de integração $\Delta t = 10^{-3}$ s.

A resposta estrutural dinâmica do piso foi obtida aplicando-se simultaneamente o carregamento estático usual considerado na prática corrente de projeto e as ações dinâmicas provenientes das unidades condensadoras. As cargas estáticas foram descritas no item 6.3.1.1 que correspondem ao peso próprio da estrutura, ao revestimento da laje de concreto, da sobrecarga acidental de utilização e o peso dos equipamentos. As ações dinâmicas provenientes dos condensadores foram simuladas numericamente de acordo com a Eq. (37) e podem ser visualizadas na Tabela 19. Para o valor de grau de qualidade do balanceamento (ωe), de acordo com a Tabela 8, para este equipamento o valor é de (ωe) = 2,5 mm/s. O peso e ação dinâmica do equipamento foi dividida igualmente entre os dois apoios do

equipamento na estrutura. A aplicação do carregamento foi simplificada e aplicada diretamente sobre o piso misto.

Tabela 19 - Ações dinâmicas provenientes dos condensadores

	Massa (kg)	ω (rad/s)	eω (m/s)	F(t) (N)	F(t) por apoio (N)
Condensadores (100%)	490	118,31	0,0025	144,92 sen(ωt)	72,46 sen(ωt)
Condensadores (18%)	88,2	118,31	0,0025	26,08 sen(ωt)	13,04 sen(ωt)

Os valores dos deslocamentos translacionais verticais e tensões foram obtidos, no domínio do tempo, considerando-se um coeficiente de amortecimento estrutural igual a 1,5% (ζ = 1,5% [20]). O nó de referência escolhido para análise da resposta dinâmica do piso foi aquele onde ocorreram os efeitos máximos, situado na metade do vão da viga secundária central (W250 x 28,4), ver Figura 30, no encontro da alma com a mesa inferior do perfil.

As Figuras 30 a 47 apresentam a resposta dinâmica do piso para cada uma das 6 análises realizadas. As figuras apresentam para cada uma das 6 análises realizadas as seguintes informações:

- A resposta dinâmica do piso na fase permanente, na seção onde ocorrem os valores máximos de deslocamentos e valores máximos de Tensão (σ_z).

- O gráfico de deslocamento translacional vertical (U_Y), no domínio do tempo.

- O gráfico de deslocamento translacional vertical (U_Y), no domínio da frequência.

Os resumos das informações obtidas nas análises estudadas se encontram resumidas na Tabela 20.

- 6 Condensadores (100% da massa)

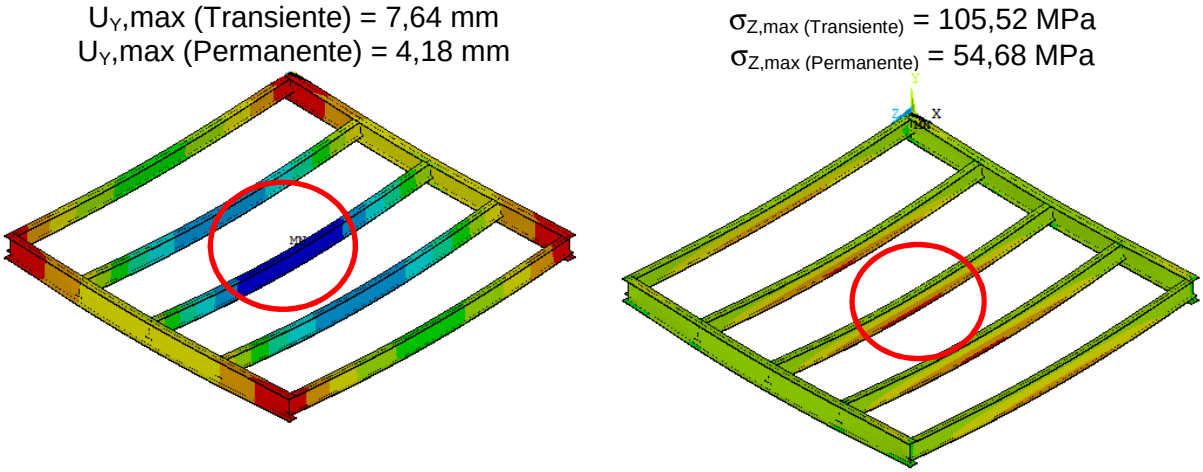


Figura 30 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso

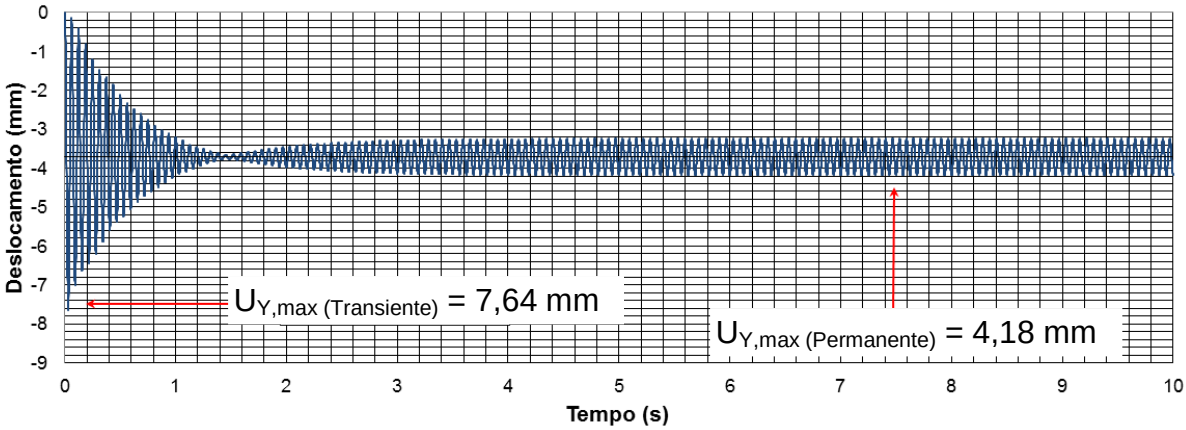


Figura 31 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo)

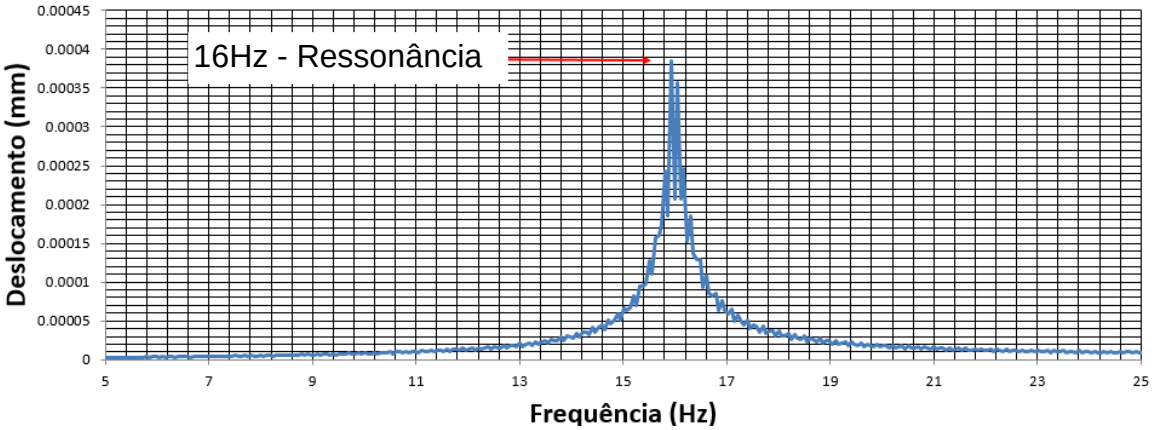


Figura 32 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência)

- 6 Condensadores (18% da massa)

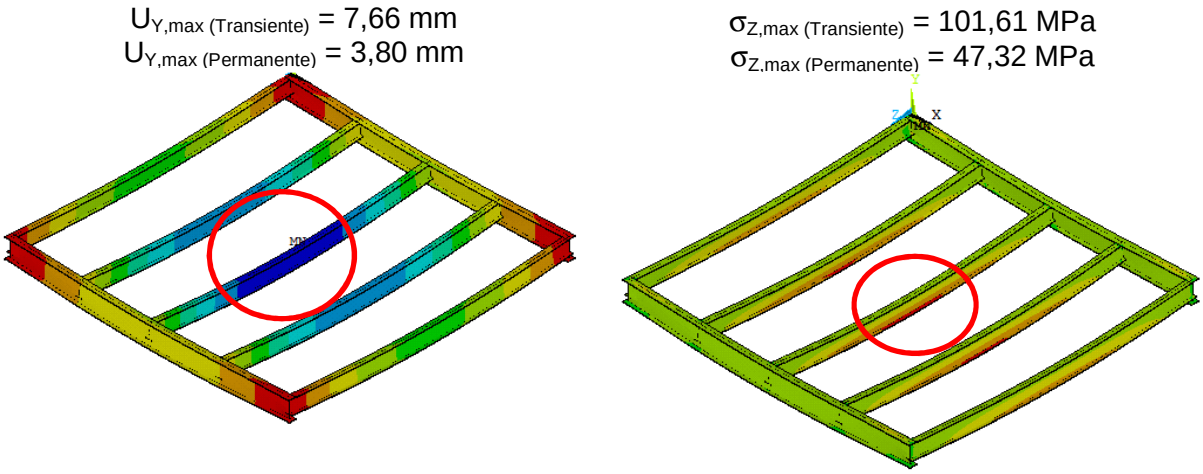


Figura 33 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso:

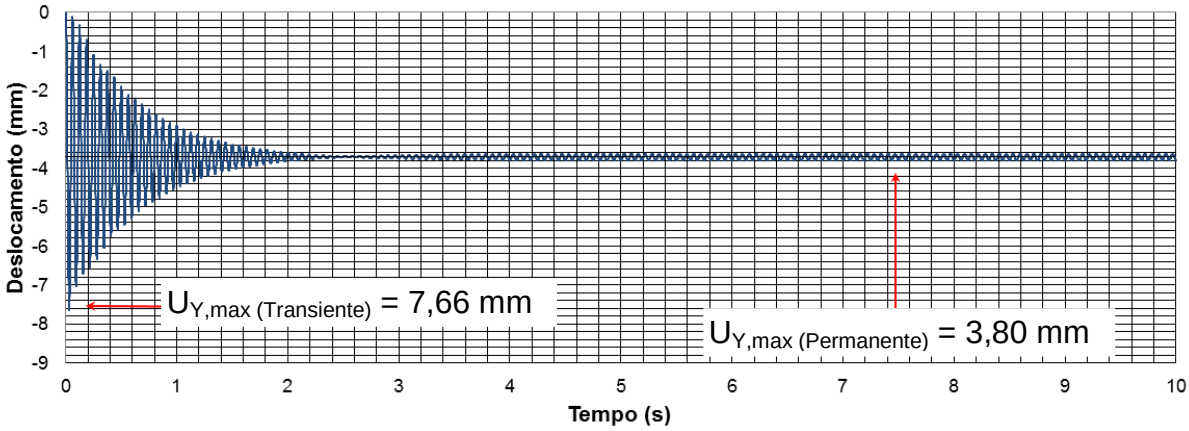


Figura 34 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo):

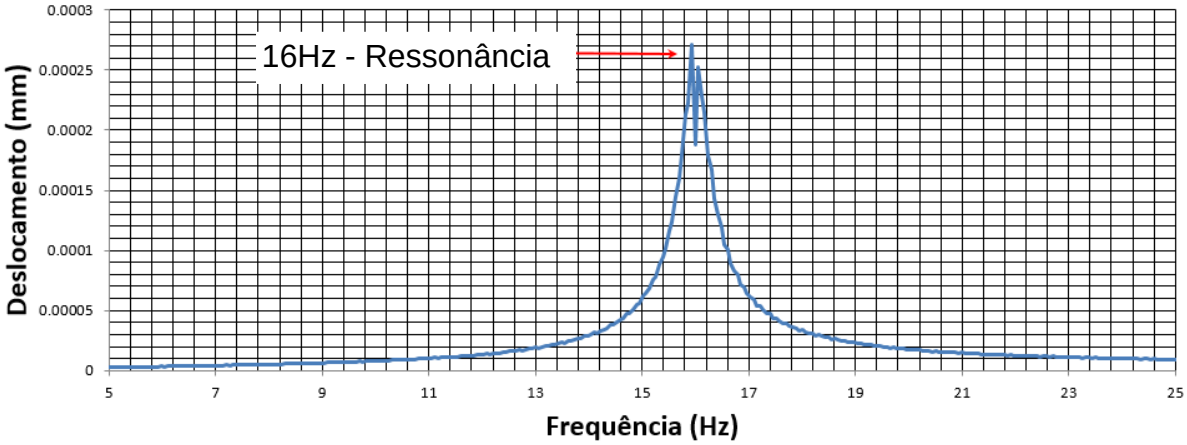


Figura 35 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência):

- 4 condensadores (100% da massa)

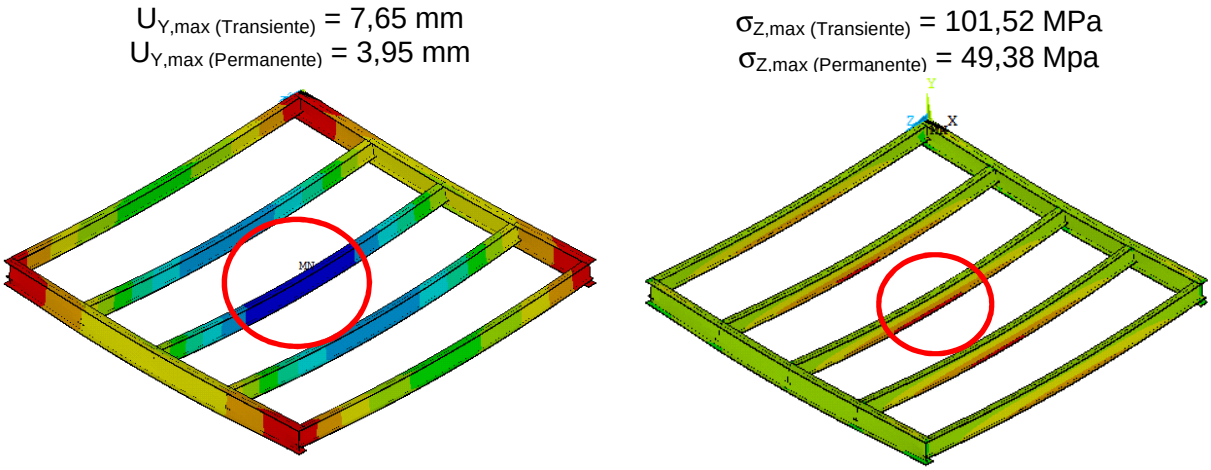


Figura 36 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso

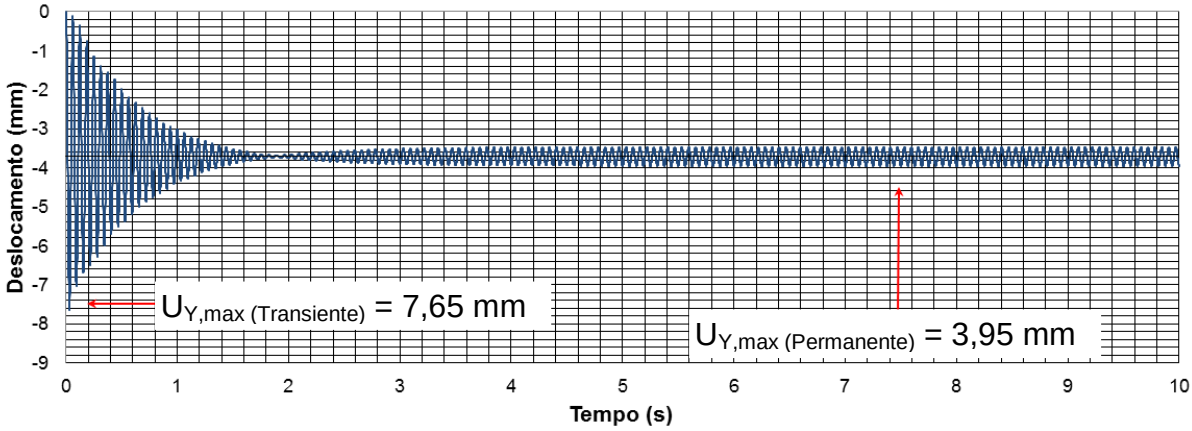


Figura 37 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo)

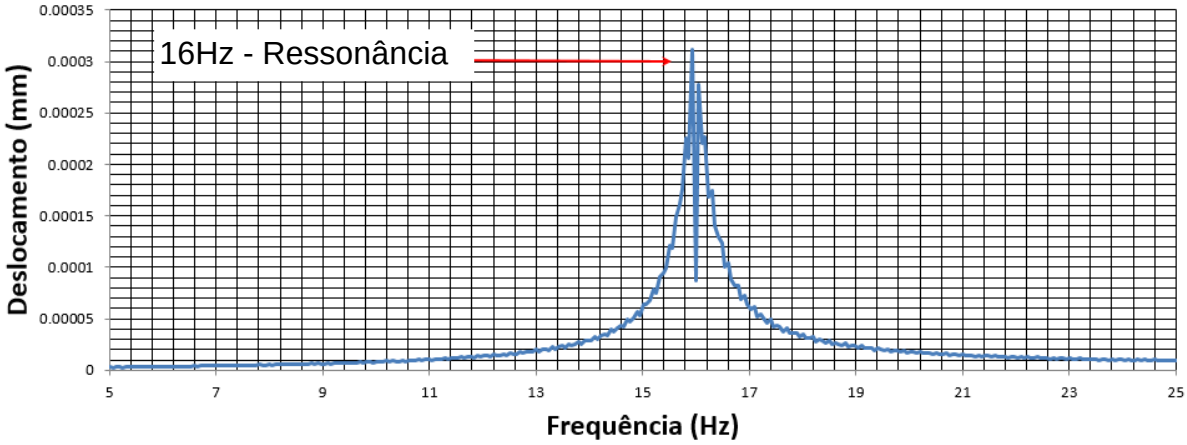


Figura 38 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência)

- 4 Condensadores (18% da massa)

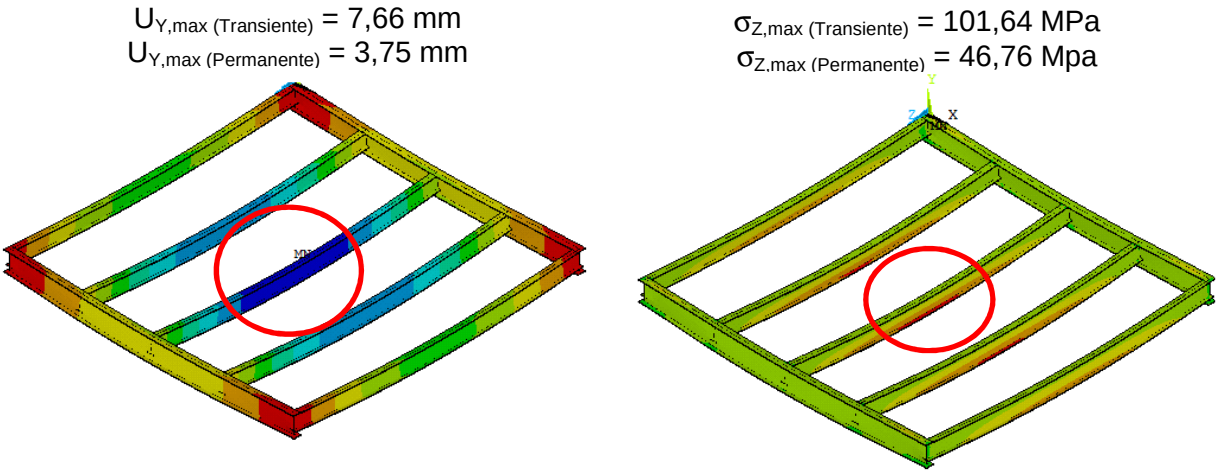


Figura 39 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso

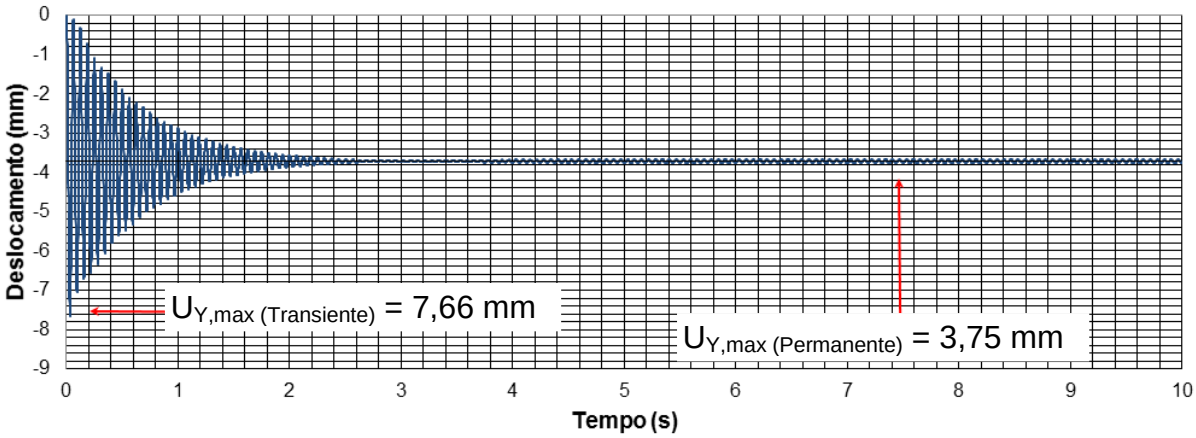


Figura 40 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo)

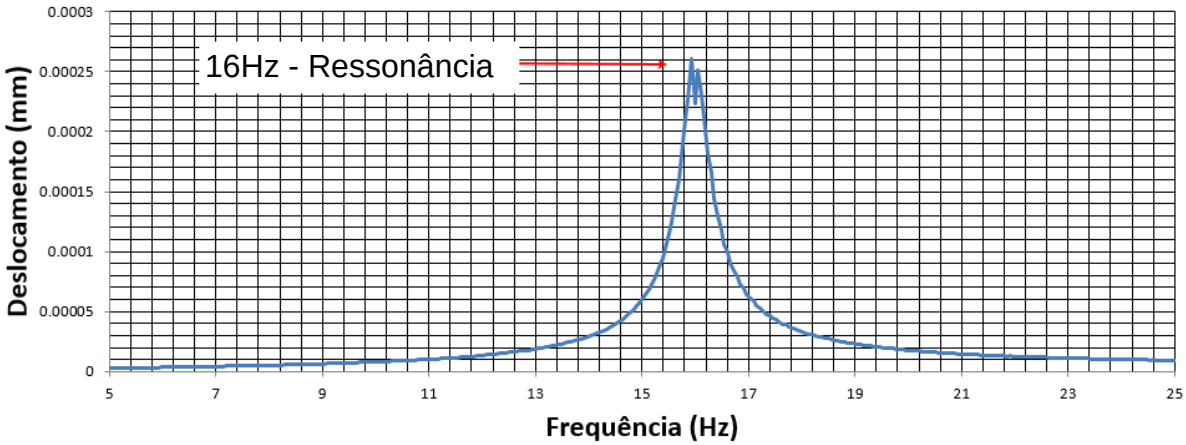


Figura 41 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência)

- 2 Condensadores (100% da massa)

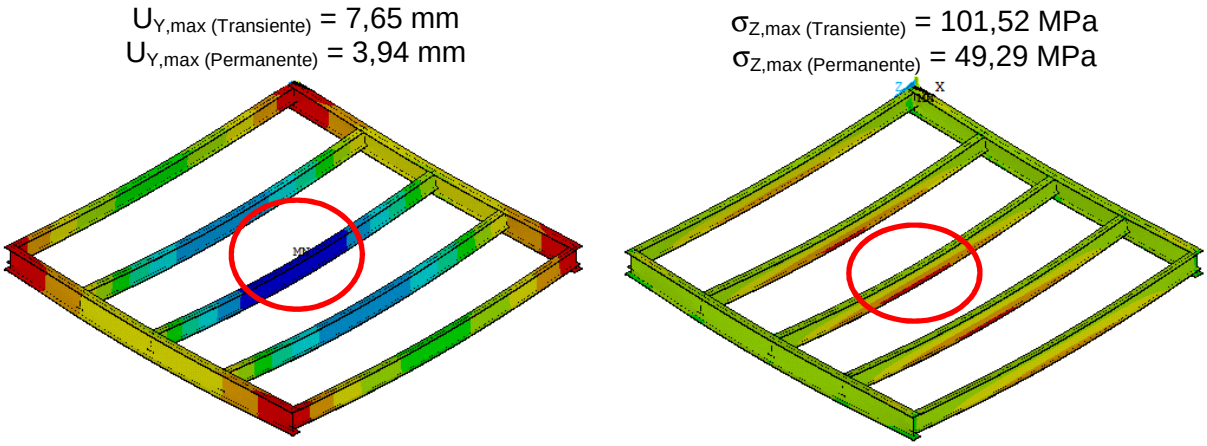


Figura 42 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso

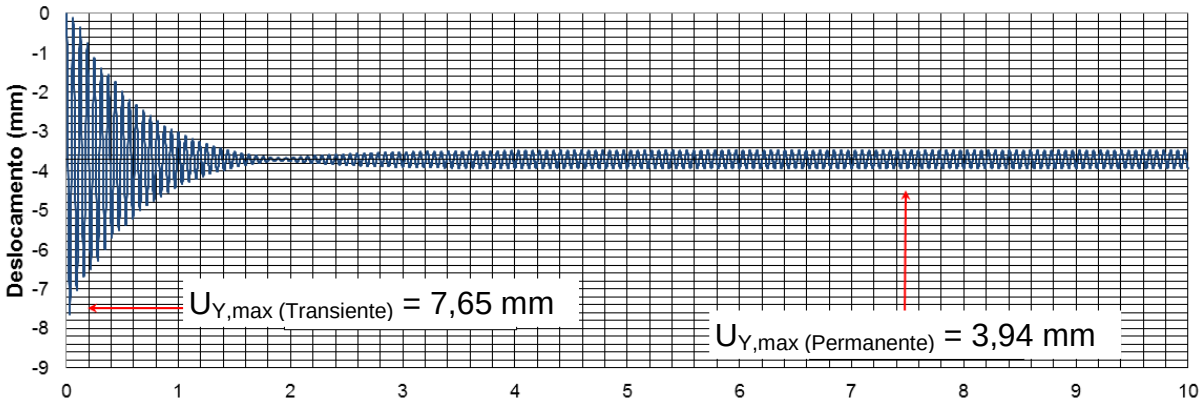


Figura 43 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo)

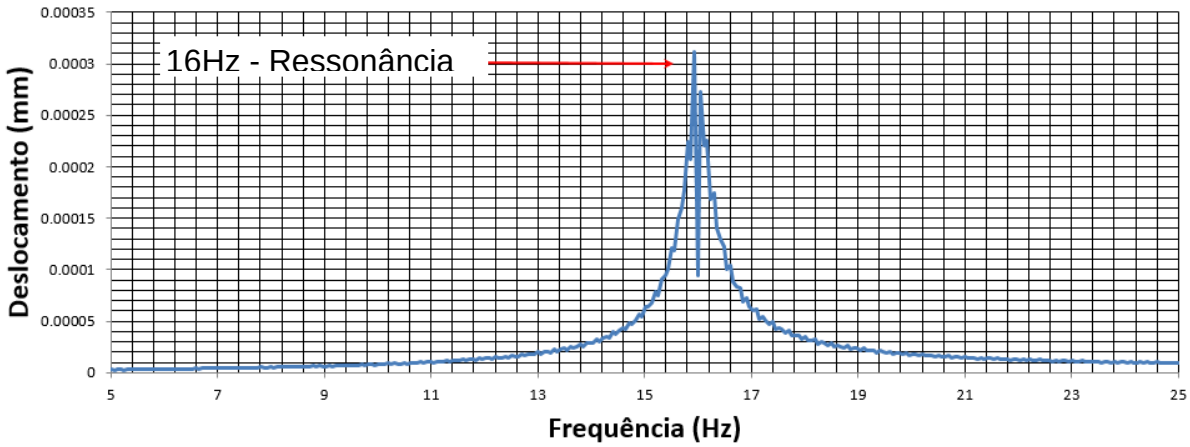


Figura 44 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência)

- 2 Condensadores (18% da massa)

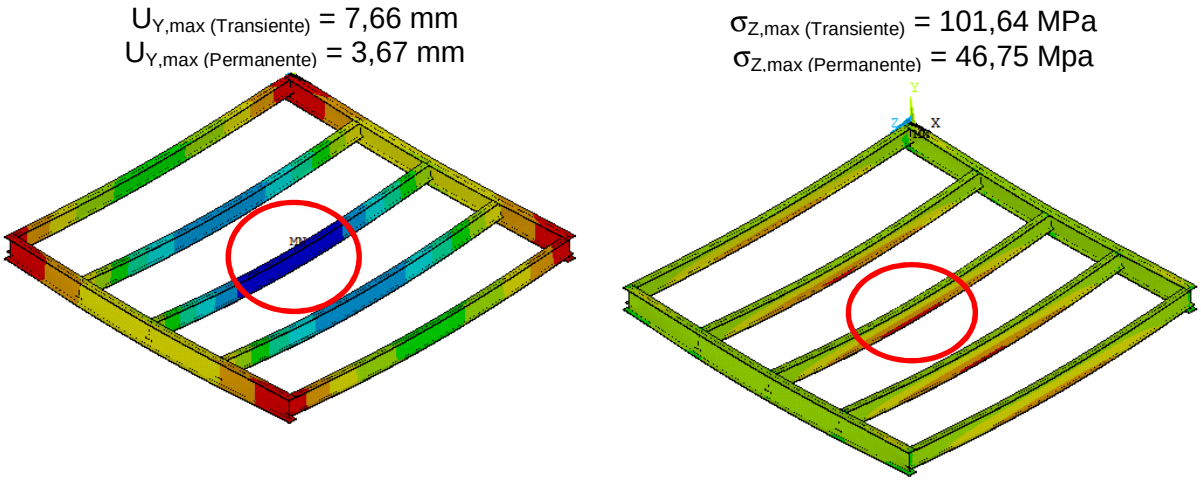


Figura 45 - Deslocamento translacional vertical máximo do piso

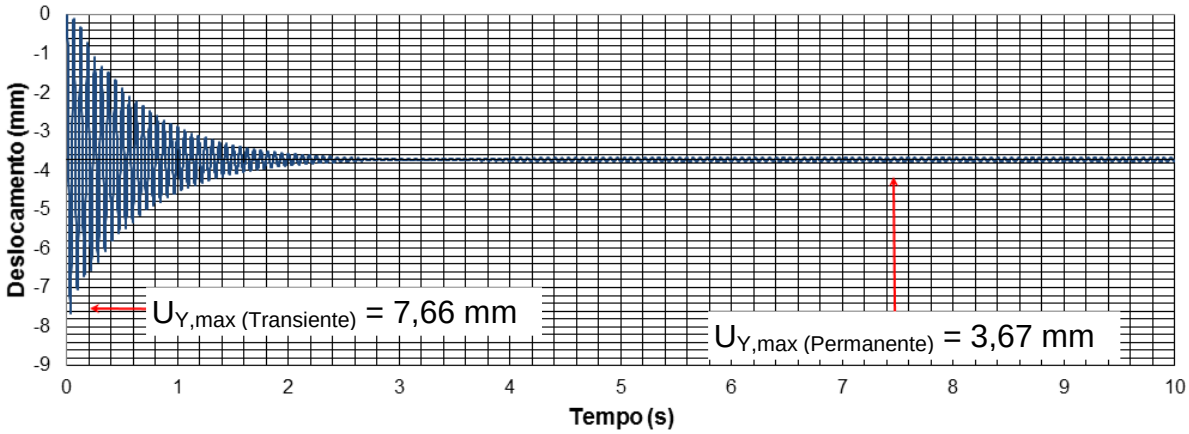


Figura 46 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo)

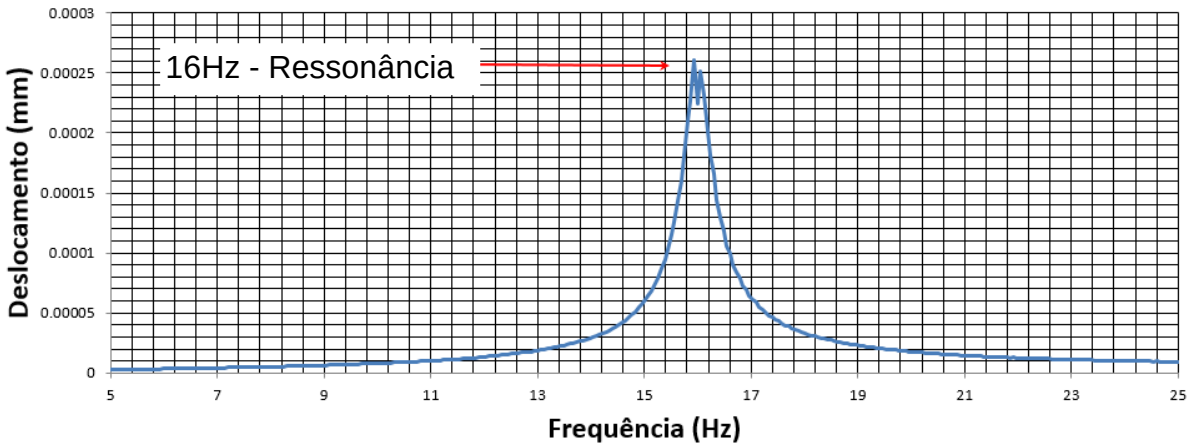


Figura 47 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência)

Tabela 20 - Deslocamentos verticais e tensões máxima – Fase permanente

Casos de Carregamento Dinâmico	$U_{Y\ MAX}$ (mm)	$\sigma_{Z\ MAX}$ (MPa)
6 condensadores (100% da massa total)	4,18 mm	54,68 MPa
6 condensadores (18% da massa total)	3,80 mm	47,32 MPa
4 condensadores (100% da massa total do equipamento)	3,95 mm	49,38 MPa
4 condensadores (18% da massa total)	3,75 mm	46,76 MPa
2 condensadores (100% da massa total)	3,94 mm	49,29MPa
2 condensadores (18% da massa total)	3,67 mm	46,75MPa

Como previsto, os maiores deslocamentos e tensões são observados nos casos onde a massa rotativa desbalanceada utilizada foi de 100% da massa do equipamento. Outro fato que também pode ser observado são os deslocamentos e tensões nos casos de 4 e 2 condensadores apresentam valores próximos. Este resultado pode ser explicado ao se observar o primeiro modo de vibração (Figura 23), onde a maior amplitude em U_Y é no centro da estrutura, e onde estão posicionados os 2 condensadores (Tabela 17 e Figura 27). A soma dos carregamentos estáticos, dinâmicos e os modos de vibração com 2 condensadores no centro da estrutura gera resultados próximos a análise com 4 condensadores que se encontram posicionados na parte mais externa da estrutura.

Cabe ressaltar que os valores de tensão obtidos na fase permanente da resposta estrutural dinâmica da estrutura serão utilizados posteriormente para a análise de fadiga, objetivando a determinação da vida útil de serviço do piso misto (aço-concreto).

6.3.1.3 Vida a Fadiga: Equipamento I

No que tange à determinação da vida útil de serviço à fadiga e o dano acumulativo, faz-se necessário obter a faixa de variação de tensão que ocorre sobre a estrutura durante o período de utilização dos equipamentos. O valor máximo de tensão foi calculado com base na consideração das cargas usuais de projeto (peso

próprio, revestimento e cargas acidentais), e do carregamento dinâmico produzido pelos equipamentos.

A análise à fadiga foi realizada seguindo a metodologia clássica para avaliação do dano de fadiga em estruturas devido a efeitos causados por ações de amplitude variável, tendo como base o uso de curvas do tipo S-N e na regra de danos linear de Palmgren-Miner, com base na utilização de do algoritmo de contagem de ciclos Rainflow [5].

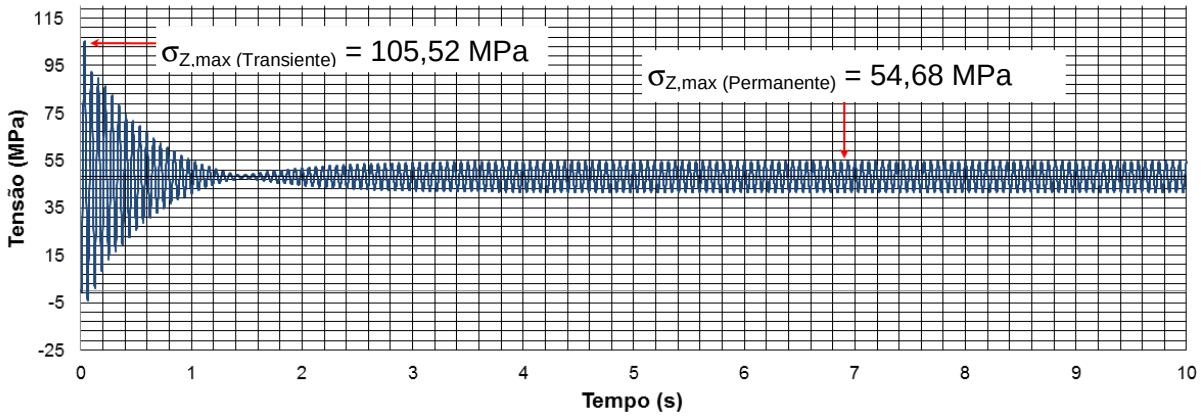


Figura 48 – Tensão σ_z do piso: 6 condensadores (100%)

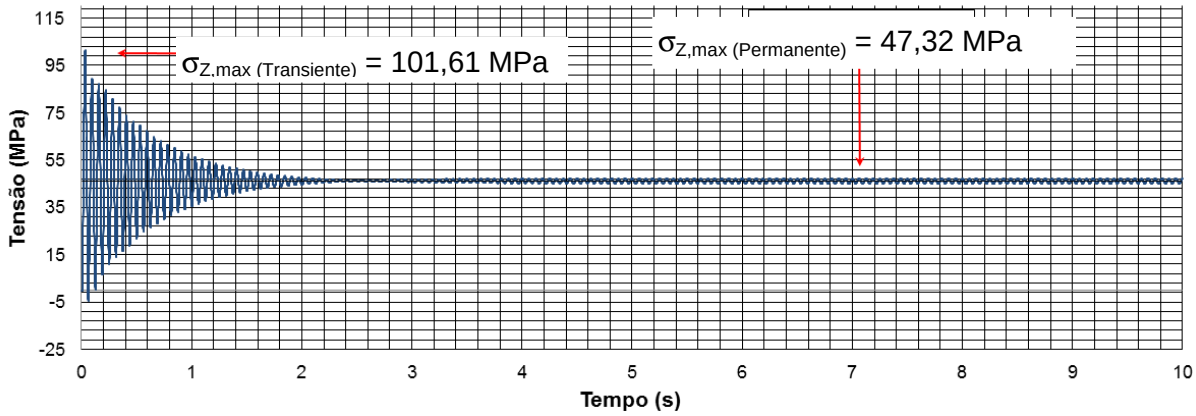


Figura 49 – Tensão σ_z do piso: 6 condensadores (18%)

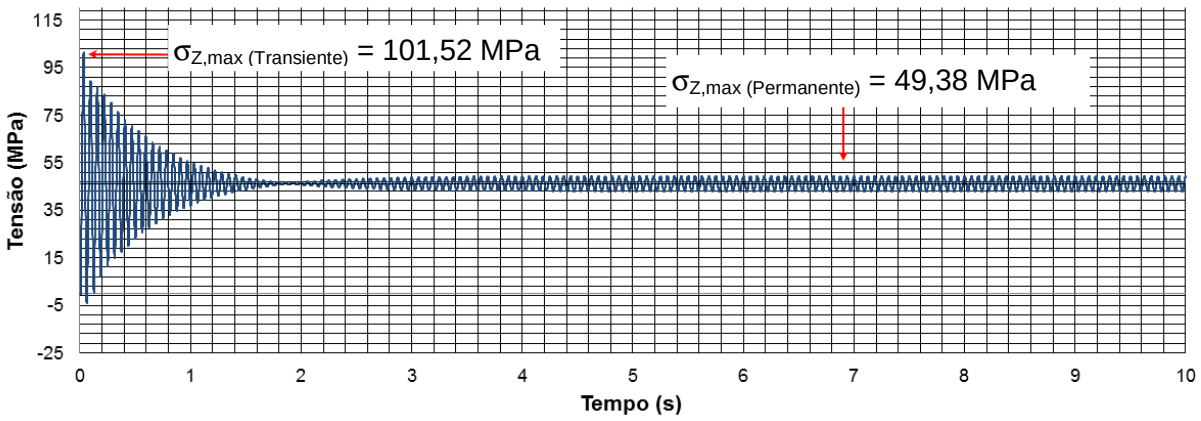


Figura 50 – Tensão σ_z do piso: 4 condensadores (100%)

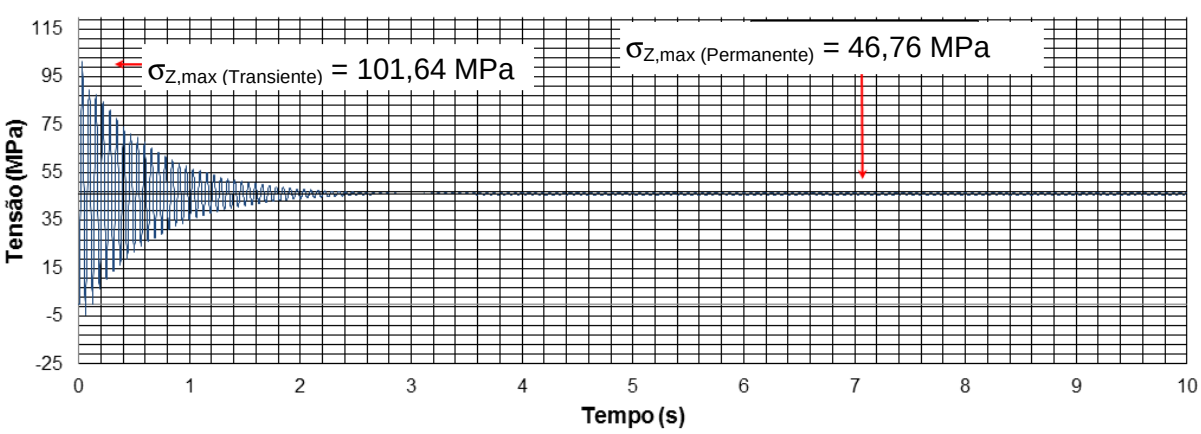


Figura 51 – Tensão σ_z do piso: 4 condensadores (18%)

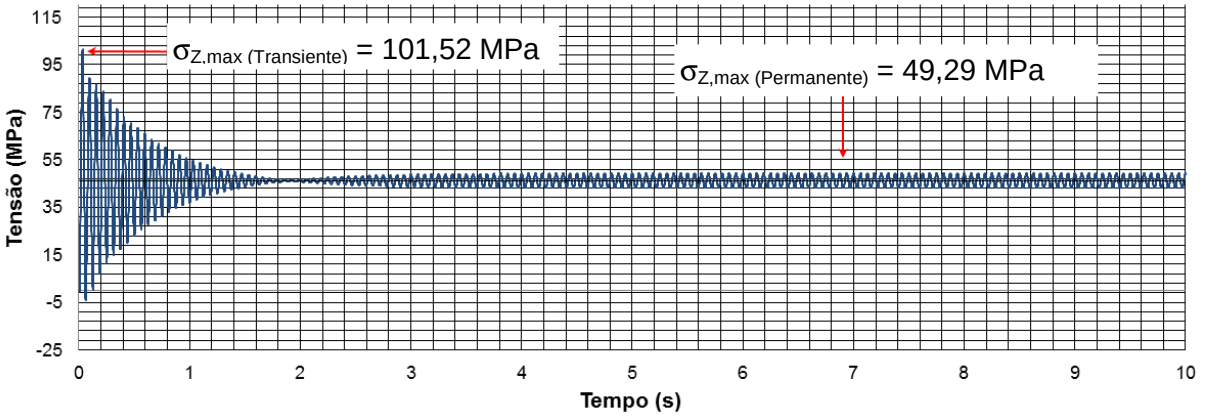


Figura 52 – Tensão σ_z do piso: 2 condensadores (100%)

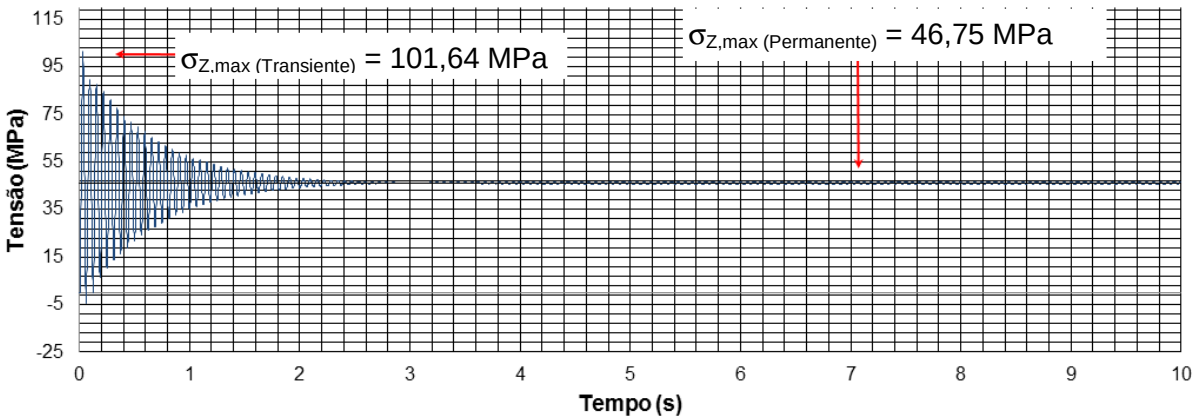
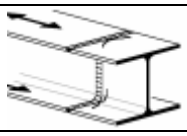


Figura 53 – Tensão σ_z do piso: 2 condensadores (18%)

As figuras 48 a 53 ilustram o histórico de tensões, ao longo do tempo, obtido para avaliação da vida útil de serviço à fadiga, associado à seção do piso onde ocorrem os efeitos máximos. O histórico de tensões foi obtido no centro do vão da viga secundária intermediária, constituída por perfis do tipo W250 x 28,4, ver Figura 19. A análise foi realizada a partir da fase permanente do histórico de tensões sendo excluída a fase transiente. Desse modo, o intervalo utilizado para análise de tensões a fadiga foi de 7 a 10 segundos que já caracteriza a fase permanente.

Em seguida, foram utilizadas as expressões matemáticas e fatores definido pela EUROCODE 3 [36]. Para tal, foi considerado um detalhe estrutural do tipo solda de contorno, referente à classe 63 do EUROCODE 3 [36]. Na Tabela 21 é possível visualizar o detalhe selecionado, classe 63, e os parâmetros correspondentes a este detalhe.

Tabela 21 – Classificação do detalhe estrutural analisado [36].

Detalhe Estrutural	Descrição	Norma – EUROCODE 3	
		Parâmetro	Valor
	Classe 63	log a	11,701
		m	3

A partir desses parâmetros é possível utilizar a Eq. 39 da EUROCODE 3 [36] para calcular o dano provocado pela variação da tensão. E finalmente, o inverso da soma dos danos, vai representar o tempo de vida útil da estrutura.

$$N_i = 10^{(\log a - m \log \Delta\sigma_i)} \quad (39)$$

Com referência a determinação dos valores das faixas de tensão (contagem de ciclos), foi considerada a resposta dinâmica na fase permanente. A Tabela 22 apresenta o cálculo da vida útil para o detalhe estrutural investigado, destacando que cada ciclo de tensão foi associado proporcionalmente ao valor de 2 x 10^6 ciclos para avaliação da fadiga (EUROCODE 3 [36]).

Tabela 22 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 6 Condensadores

Seis Condensadores: 100% da massa total do equipamento				
Δσ (MPa)	N^0 de ciclos	(%)	EUROCODE 3 (Limite 120 anos)	
			Ni	n_i/N_i
13,09	23,5	49%	223965467	0,004418
13,10	23,5	49%	223452960	0,004428
13,12	0,5	1%	222432629	0,000095
$\Delta\sigma_{max}$ 13.12	Σ 47,5	Σ 100%	Dano (D)	0,008940729
			Vida útil (T = 1/D)	112 anos
			Vida útil (T = 1/D)	21.494 anos

Tabela 23 - Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 6 Condensadores

Seis Condensadores: 18% da massa total do equipamento				
Δσ (MPa)	N^0 de ciclos	(%)	EUROCODE 3 (Limite 120 anos)	
			Ni	n_i/N_i
2,25	0,5	1%	44101407036	0,0000005
2,26	2,5	5%	43518576648	0,0000024
2,27	44,5	94%	42945971190	0,0000436
$\Delta\sigma_{max}$ 2,27	Σ 47,5	Σ 100%	Dano (D)	0,008940729

Tabela 24 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 4 Condensadores

Seis Condensadores: 100% da massa total do equipamento				
Δσ (MPa)	N^0 de ciclos	(%)	EUROCODE 3 (Limite 120 anos)	
			Ni	n_i/N_i
13,09	23.5	49%	223965467	0,004418
13,10	23.5	49%	223452960	0,004428
13,12	0.5	1%	222432629	0,000095
$\Delta\sigma_{max}$ 6,2	Σ 47.5	Σ 100%	Dano (D)	0,00894
			Vida útil (T = 1/D)	385 anos

Tabela 25 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 4 Condensadores

Seis Condensadores: 18% da massa total do equipamento				
Δσ (MPa)	N^0 de ciclos	(%)	EUROCODE 3 (Limite 120 anos)	
			Ni	n_i/N_i
1,15	47	99%	330298406853	0,00000599
1.69	0.5	1%	104073434338	0,00000020
$\Delta\sigma_{max}$ 1,69	Σ 47,5	Σ 100%	Dano	0,000006
			Vida útil (T = 1/D)	161.455 anos

Tabela 26 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 2 Condensadores

Seis Condensadores: 100% da massa total do equipamento				
Δσ (MPa)	N^0 de ciclos	(%)	EUROCODE 3 (Limite 120 anos)	
			Ni	n_i/N_i
6,20	23.5	49%	2107778312	0,0004694
6,21	23.5	49%	2097612196	0,0004717
6,22	0.5	1%	2087511352	0,00001
$\Delta\sigma_{max}$ 6,2	Σ 47.5	Σ 100%	Dano (D)	0,00095
			Vida útil (T = 1/D)	1051 anos

Tabela 27 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto – 2 Condensadores

Seis Condensadores: 18% da massa total do equipamento				
Δσ (MPa)	N^0 de ciclos	(%)	EUROCODE 3 (Limite 120 anos)	
			Ni	n_i/N_i
1.07	0.5	1%	410061189299	0,00000005
1.11	9	19%	367308571919	0,00000102
1.12	38	79%	357557532857	0,00000443
1.69	0.5	1%	104073434338	0,00000020
$\Delta\sigma_{max}$ 1,69	Σ 47,5	Σ 100%	Dano	0,000006
			Vida útil (T = 1/D)	175.435 anos

Com base nos resultados apresentados na Tabela 22, verifica-se que quando a carga dinâmica harmônica, em ressonância com a primeira frequência natural de flexão do piso, é calculada com base no valor da massa total do equipamento, o sistema estrutural não atende o limite de projeto e verificação à fadiga proposto pelo EUROCODE 3 [36] para o caso de consideração dos 100% da massa estarem desbalanceadas.

Assim sendo, observando-se os valores de vida útil da estrutura analisada, apresentados na Tabela 22, percebe-se, com clareza, que o sistema estrutural atende com bastante folga o limite de projeto e verificação à fadiga proposto pelo EUROCODE 3 [36]. Por outro lado, utilizando-se um número menor de

condensadores trabalhando sobre a laje (2 e 4 condensadores) o tempo de vida útil é ainda maior e o piso atende aos critérios de fadiga.

6.3.2 Equipamento II

Na Figura 54 é apresentando a disposição e posição dos Geradores sobre a estrutura. Como mencionado anteriormente, para o Equipamento II, serão analisadas 3 situações, sendo a estrutura suportando 1, 2 e 3 geradores. Para esta análise é conhecido a massa dos rotores.

A posição dos Equipamentos sobre a estrutura pode ser observada na Figura 54 e Tabela 30.

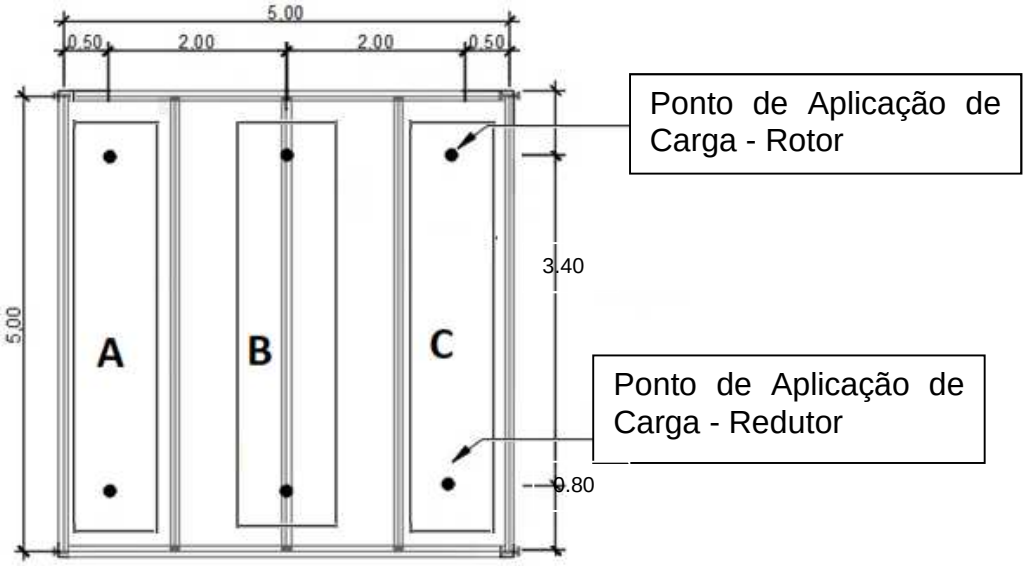


Figura 54 – Disposição dos Condesadoes sobre a Estrutura

Tabela 28 - Posição dos Geradores

Análise	Posição dos Geradores
3 Geradores	A, B, C
2 Geradores	A e C
1 Gerador	B

6.3.2.1 Análise Estática: Equipamento II

Na análise estática, foram considerados as seguintes condições e carregamentos:

- As cargas estáticas correspondem ao peso próprio da estrutura e ao revestimento da laje de concreto (1,5 kN/m²), além da sobrecarga acidental de utilização (3,0 kN/m²), sendo considerado uma distribuição uniforme do carregamento.

- O peso do equipamento foi divido em dois pontos (Figura 54): no primeiro ponto ficou posicionado o peso do Conjunto do motor (32,3 kN), e no segundo ponto foi colocado o peso do redutor (37,5kN). Sendo considerado, 6 pontos de apoio para a análise com 3 geradores, 4 pontos para 2 geradores e 2 pontos para 1 gerador. As posições dos apoios podem ser visualizadas na Figura 54.

Como resultado, foi obtido o valor de deslocamento máximo de 7,12 mm na análise com 3 geradores, e de acordo com os limites estabelecidos, segundo a Norma NBR 8800 [40] que é de 14,28mm (L/350) para vigas de pisos, localizado na fibra inferior no centro da viga principal. O resultado pode ser visualizado na Figura 55.

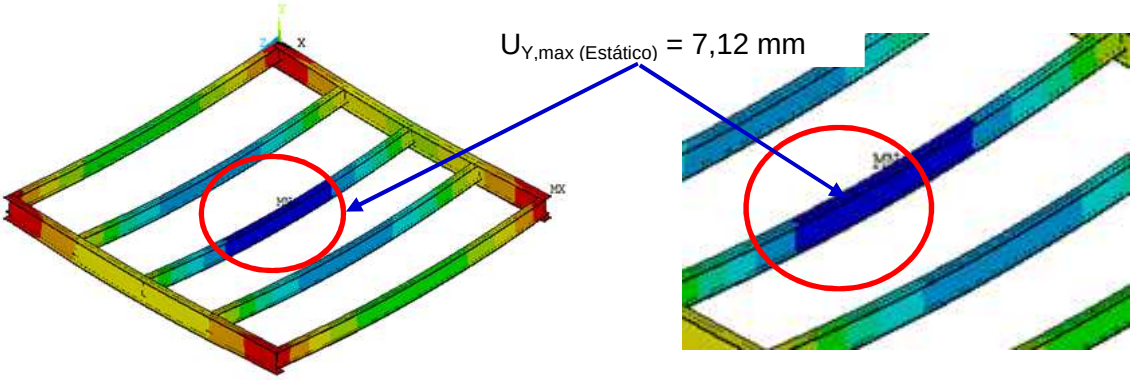


Figura 55 – Deslocamento Vertical Máximo em U_Y (3 Geradores)

Analisando as tensões, a maior tensão é encontrada no ponto de maior deslocamento em Y. A tensão no eixo Z para o caso de 3 Geradores é de 84,2 MPa, pode ser observada na Figura 56.

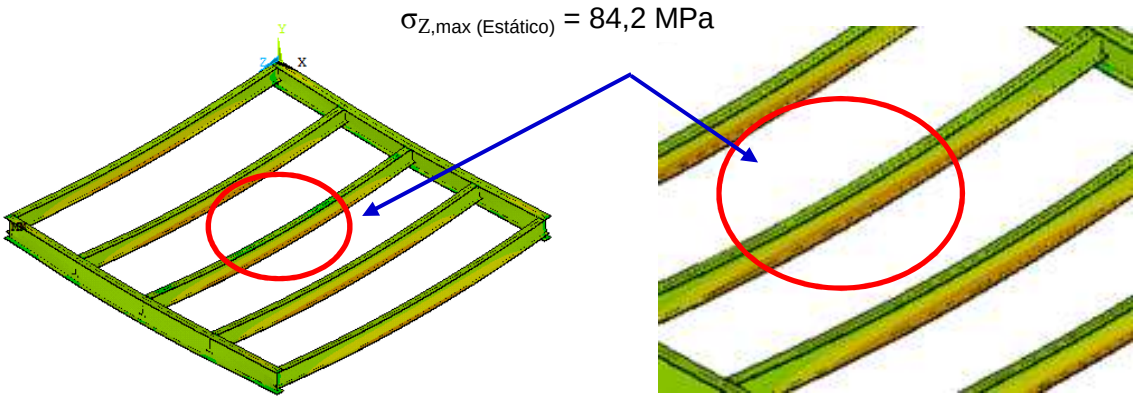


Figura 56 – Tensão Máxima σ_Z (3 Geradores)

Os valores comparativos dos casos com dos demais carregamentos podem ser visualizados na Tabela 29.

Tabela 29 - Deslocamentos verticais ($U_{Y\ MAX}$) e tensões($\sigma_{z\ MAX}$)

Casos de Carregamento Dinâmico	$U_{Y\ MAX}$ (mm)	$\sigma_{Z\ MAX}$ (MPa)
3 Geradores	7,12	84,2
2 Geradores	4,97	65,0
1 Gerador	5,90	67,5

O mesmo fato que ocorreu para as unidades condensadoras se repete para a análise dos geradores, na Tabela 29, a tensão e o deslocamento são maiores na análise estática com 1 gerador ao invés de 2 geradores. Novamente este fato é devido ao posicionamento dos geradores na estrutura. No caso com 1 gerador, este se encontra posicionado no centro da estrutura, exatamente no ponto de maior solicitação da estrutura. Por isso tem-se um maior deslocamento e tensão.

6.3.2.2 Análise Estrutural Dinâmica: Equipamento II

Para o segundo equipamento II foram aplicadas as mesmas condições que foram aplicadas ao equipamento I, com apenas uma diferença no qual este caso é informado o peso da massa desbalanceada. As ações dinâmicas provenientes dos equipamentos foram aplicadas na direção vertical, sobre as posições de apoio dos mesmos sobre a laje de concreto.

A resposta estrutural dinâmica do piso foi obtida aplicando-se simultaneamente o carregamento estático usual considerado na prática corrente de projeto e as ações dinâmicas provenientes das unidades condensadoras. As cargas estáticas foram descritas no item 6.3.2.1 que correspondem ao peso próprio da estrutura, ao revestimento da laje de concreto e além da sobrecarga acidental de utilização. As ações dinâmicas provenientes dos geradores foram simuladas numericamente de acordo com a Eq. (37) e podem ser visualizadas na Tabela 30. Para o valor de grau de qualidade (ωe) do balanceamento, de acordo com a Tabela 8, para este equipamento o valor é de ωe = 2,5 mm/s. O equipamento possui dois pontos de apoio. No primeiro ponto foi aplicado o peso do motor, junto com a ação dinâmica proveniente do seu rotor e no segundo ponto a ação do redutor. A aplicação dos carregamentos dinâmicos para ambos os casos, foi simplificada e aplicada diretamente sobre o piso misto.

Tabela 30 - Ações dinâmicas provenientes do Equipamento II

	Massa (kg)	ω (rad/s)	ωe (m/s)	F(t) (N)
Rotor	1101	179,45	0,0025	493,89 sen(ωt)
Redutor	3822	5,91	0,0025	56,44 sen(ωt)

Os valores dos deslocamentos translacionais verticais e tensões foram obtidos, no domínio do tempo, considerando-se um coeficiente de amortecimento estrutural igual a 1,5% (ζ = 1,5% [20]). O nó de referência escolhido para análise da resposta dinâmica do piso foi aquele onde ocorreram os efeitos máximos, situado na metade do vão da viga secundária central (W250 x 28,4), ver Figura 57 no encontro da alma com a mesa inferior do perfil.

As Figuras 57 a 65 apresentam a resposta dinâmica do piso para cada um dos 3 casos, demonstrando as seguintes informações:

- À resposta dinâmica do piso na fase permanente, na seção onde ocorrem os valores máximos de deslocamentos (U_Y) e valores máximos de Tensão (σ_z).

- O gráfico de deslocamento translacional vertical (U_Y), no domínio do tempo.

- O gráfico de deslocamento translacional vertical (U_Y), no domínio da frequência.

- 3 Geradores

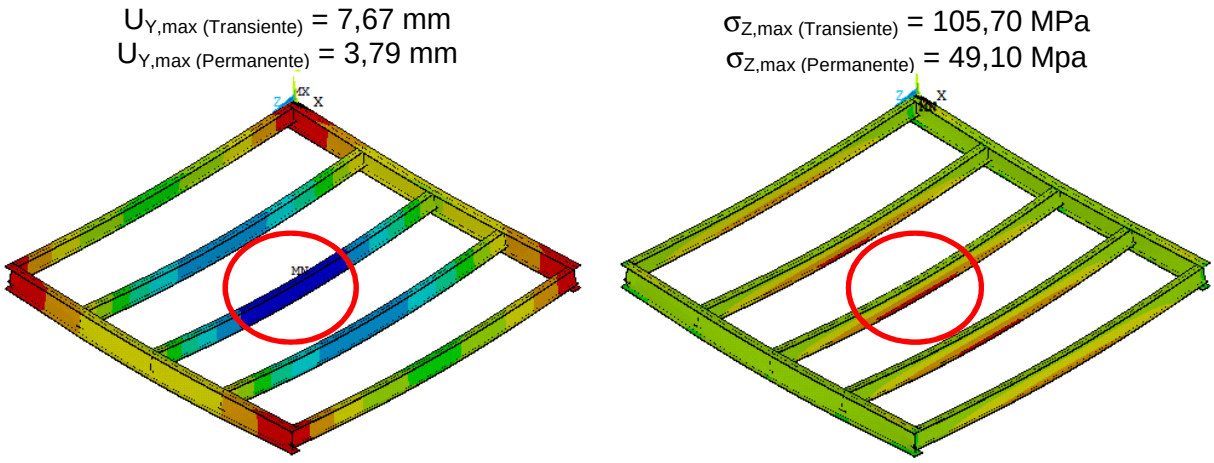


Figura 57 – Deslocamento (U_Y) e Tensões máximas (σ_z) do piso

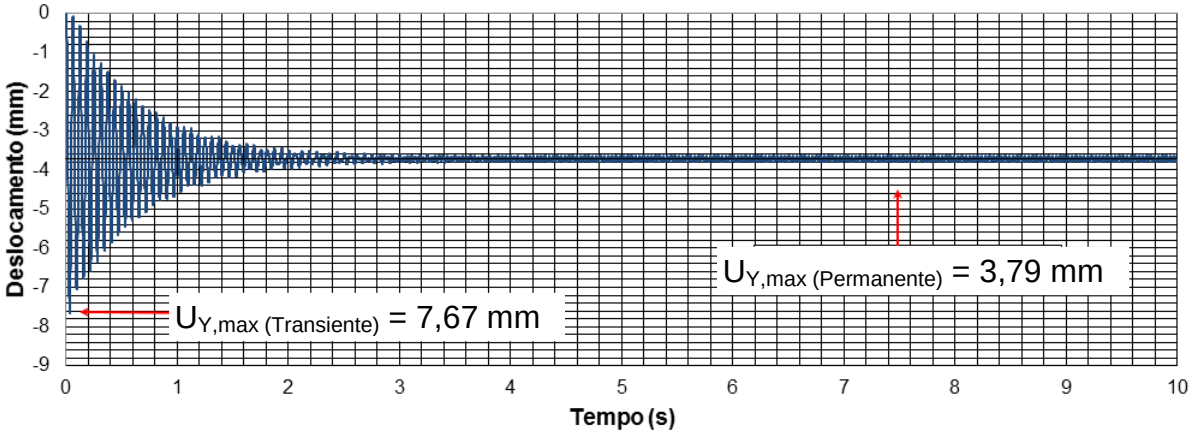


Figura 58 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo)

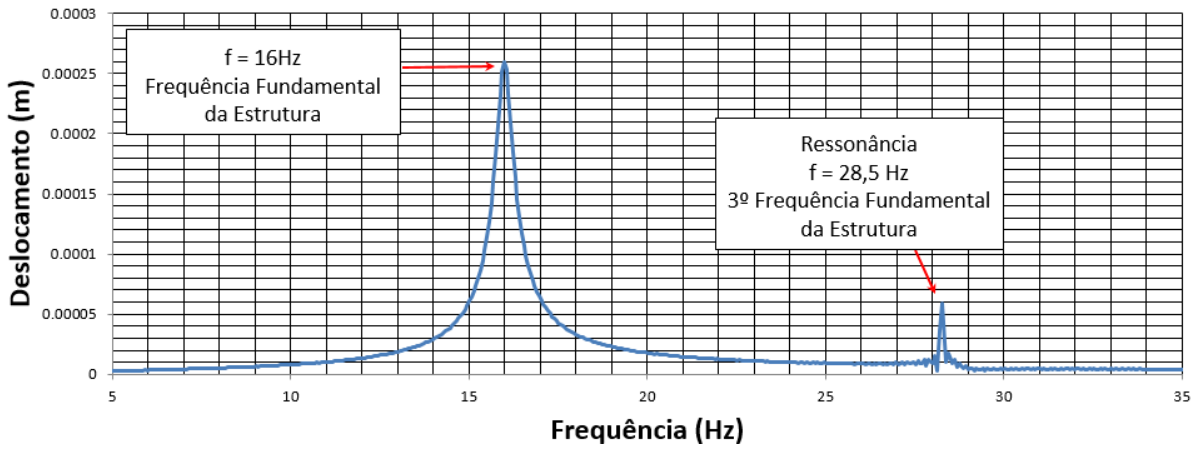


Figura 59 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência)

- 2 Geradores

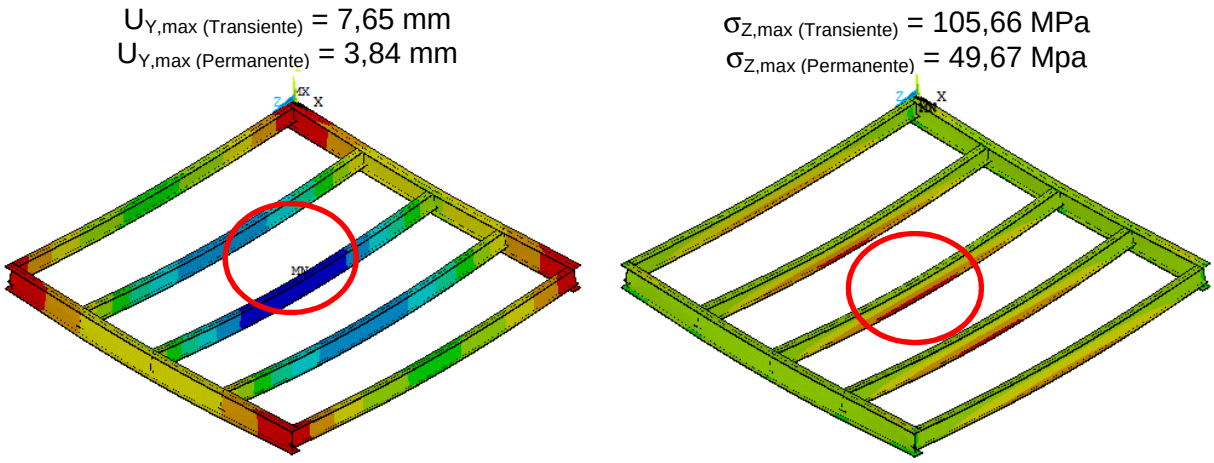


Figura 60 - Deslocamento (U_Y) e Tensões máximas (σ_z) do piso

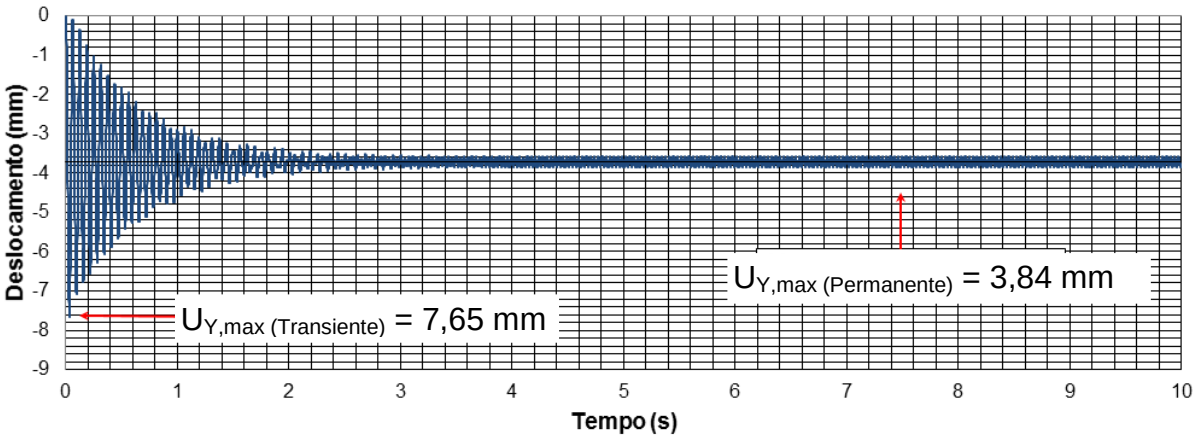


Figura 61 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo)

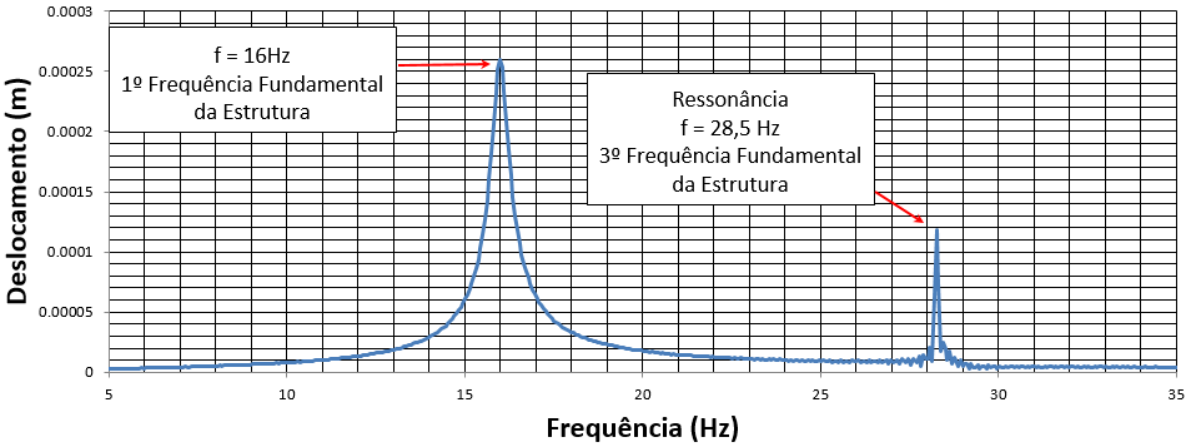


Figura 62 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência)

- 1 Gerador

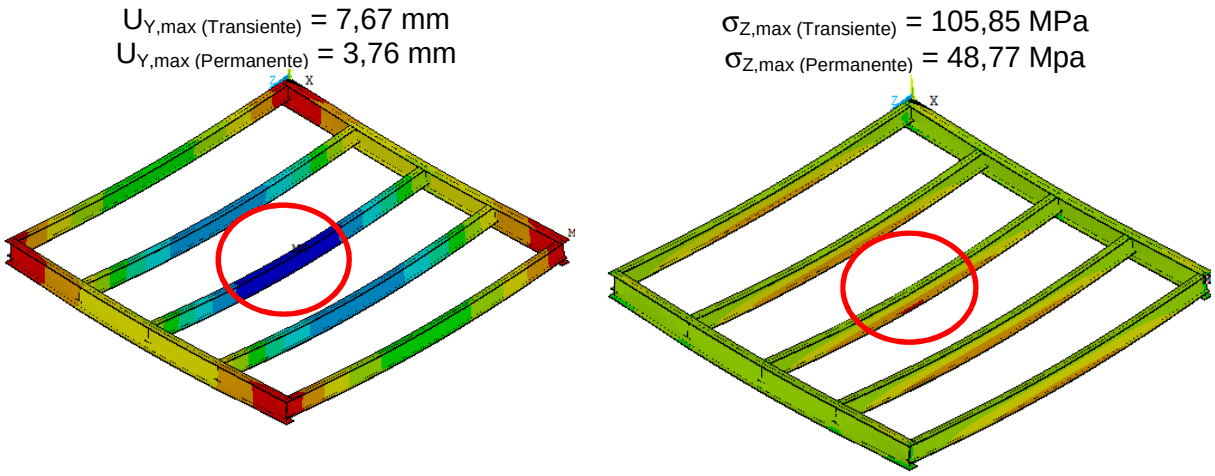


Figura 63 - Deslocamento (U_Y) e Tensões máximas (σ_z) do piso

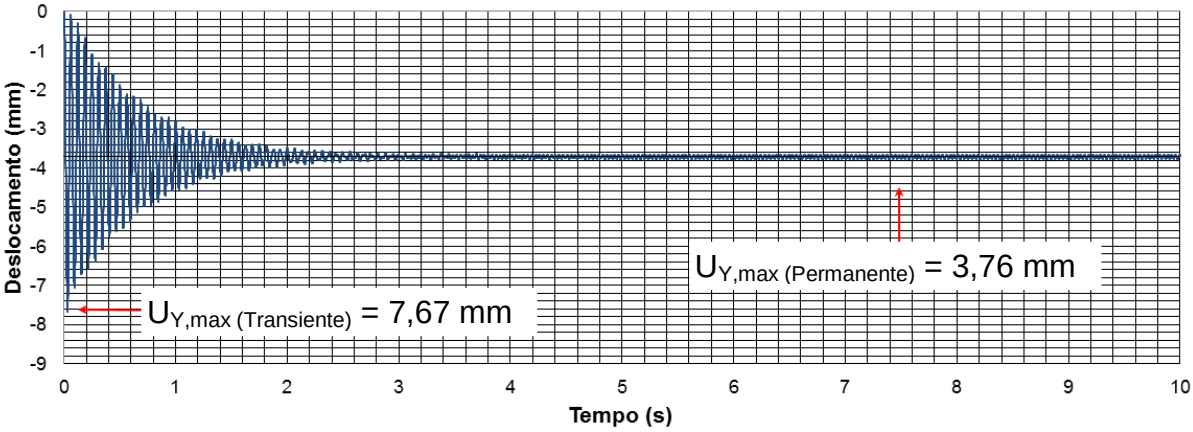


Figura 64 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio do Tempo)

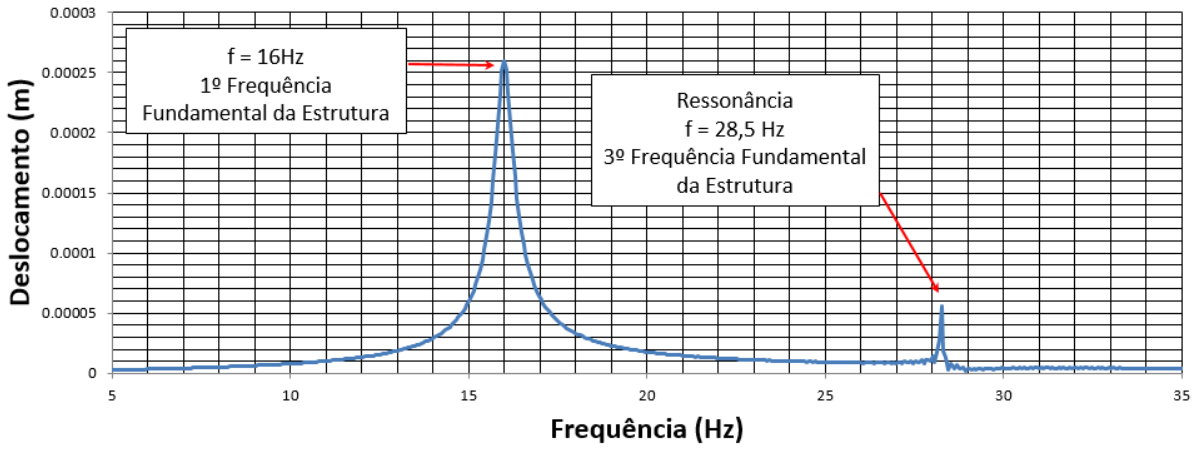


Figura 65 - Deslocamento translacional vertical U_Y (domínio da frequência)

A Tabela 31 apresenta um resumo dos valores máximos de deslocamentos e valores máximos de Tensão (σ_z), para os 3 três casos analisados do equipamento II

Tabela 31 - Deslocamentos (U_Y) e tensões (σ_z) na fase permanente

Casos de Carregamento Dinâmico	$U_{Y\ MAX}$ (mm)	$\sigma_{Z\ MAX}$(MPa)
3 Geradores	3,79	49,10
2 Geradores	3,84	49,67
1 Gerador	3,76	48,77

Diferente do previsto inicialmente, as maiores tensões são observadas nos casos onde foram utilizados 2 geradores ao invés de 3. Esse resultado pode ser explicado observado a frequência de excitação do equipamento está em ressonância com o terceiro modo de vibração. Também ao observar o comportamento da estrutura no terceiro modo de vibração (Figura 25) e o posicionamento dos equipamentos nos casos com 2 e 3 geradores, essas informações foram resumidas na Figura 66 para facilitar a visualização.

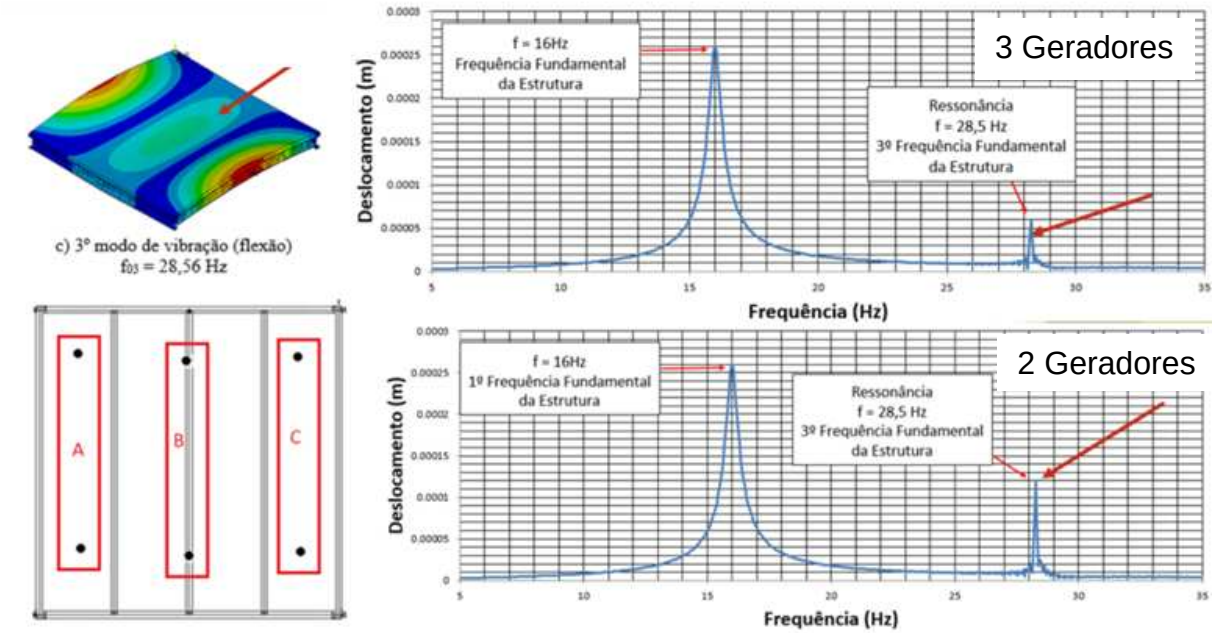


Figura 66 – Comparativo das Análises de 3 e 2 Geradores

O efeito da superposição dos modos é maior para o caso com 2 geradores, gerando maiores amplitudes e tensões. No caso com um gerador no centro (1 e 3 equipamentos), o peso estático desse gerador no centro é contrário a movimentação

da estrutura no terceiro modulo de vibração reduzindo a amplitude e consequentemente a tensão no ponto central da viga, fazendo o caso com 2 geradores ser o caso com maior deslocamento e tesão.

Cabe ressaltar que os valores de tensão obtidos na fase permanente da resposta estrutural dinâmica da estrutura serão utilizados posteriormente para a análise de fadiga, objetivando a determinação da vida útil de serviço do piso misto (aço-concreto).

6.3.2.3 Vida a Fadiga: Equipamento II

Para análise de vida a fadiga da estrutura com os geradores, foram utilizados os mesmo parâmetros e metodologia utilizada para o cálculo da fadiga para a estrutura submetida aos condensadores. Visto que o ponto de carregamento de maior tensão foi o mesmo ponto. Desse modo, foram aplicados a regra de Palmgren-Miner, e utilizado o algoritmo de contagem de ciclos Rainflow [5].

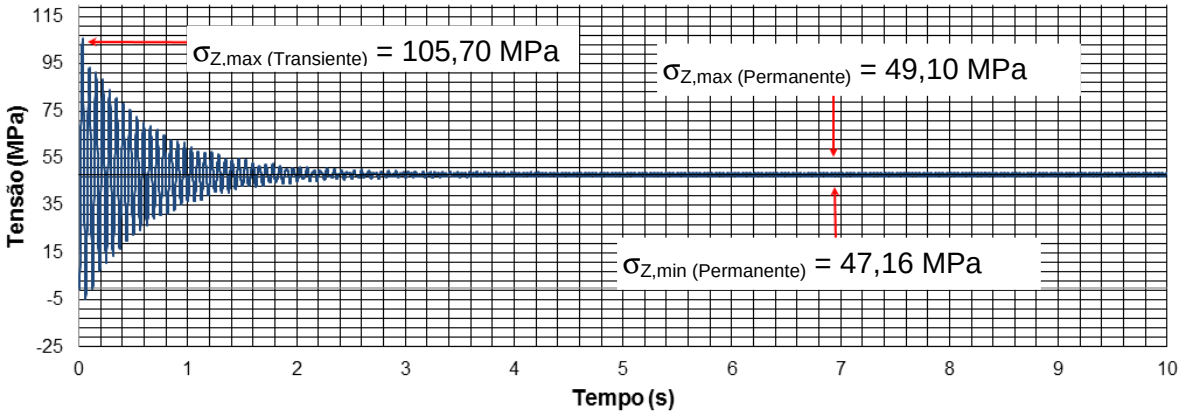


Figura 67 – Tensão σ_z do piso (no domínio do tempo): 3 Geradores

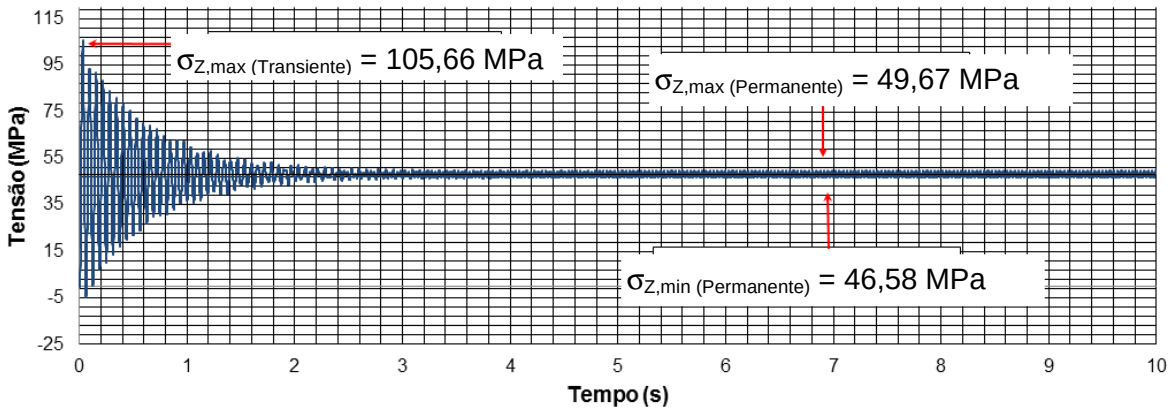


Figura 68 – Tensão σ_z do piso (no domínio do tempo): 2 Geradores

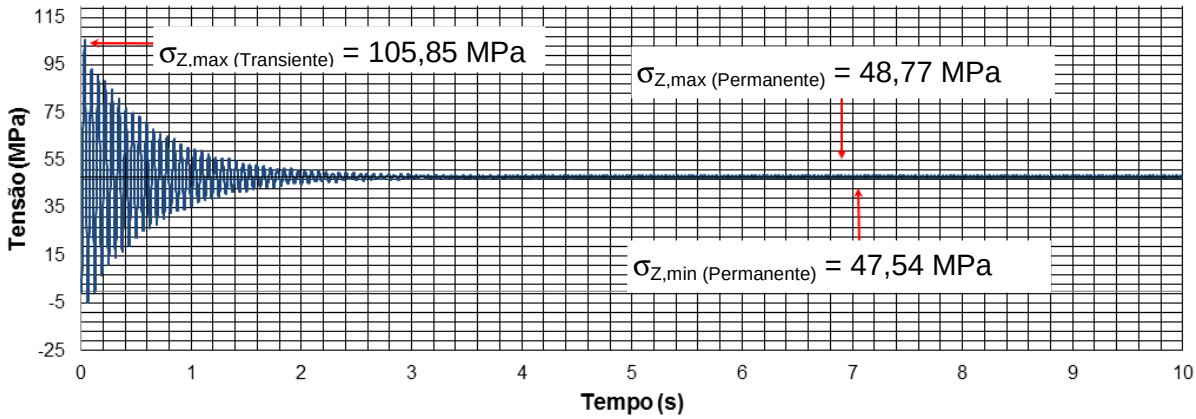


Figura 69 – Tensão σ_z do piso (no domínio do tempo): 1 Gerador

As Figuras de 67 a 69 ilustram o histórico de tensões, ao longo do tempo, obtido para avaliação da vida útil de serviço à fadiga, associado à seção do piso onde ocorrem os efeitos máximos. E foram retirados o histórico de tensões no período de 7 a 10 segundos caracterizando a fase permanente. Foi utilizado o detalhe estrutural de classe 63 do EUROCODE 3 [36], ver Tabela 21 e utilizada a Eq. 39 para calcular o dano provocado pela variação da tensão. Finalmente, o inverso da soma dos danos, vai representar o tempo de vida útil da estrutura.

Com referência a determinação dos valores das faixas de tensão (contagem de ciclos), foi considerada a resposta dinâmica na fase permanente. As Tabelas de 32 a 34 apresentam o cálculo da vida útil para o detalhe estrutural investigado, sendo 3, 2 e 1 gerador respectivamente.

Tabela 32 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto - 3 Geradores

3 Geradores				
Δσ (MPa)	N^0 de ciclos	(%)	EUROCODE 3 (Limite 120 anos)	
			Ni	n_i/N_i
1,70	1	1,39%	102247626607	2.71×10^{-7}
1,72	1	1,39%	98722162342	2.81×10^{-7}
1,73	1	1,39%	97020093899	2.86×10^{-7}
1,74	440	55,56%	95356928807	1.16×10^{-5}
1,75	27	37,50%	93731561893	8.00×10^{-6}
1,76	0,5	0,69%	92142925447	1.50×10^{-7}
1,78	1,5	2,08%	89071751652	4.67×10^{-7}
$\Delta\sigma_{max}$ 2,27	Σ 47,5	Σ 100%	Dano (D)	$2,11 \times 10^{-5}$
			Vida útil (T = 1/D)	47367 anos (Infinita)

Tabela 33 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto - 2 Geradores

2 Geradores				
Δσ (MPa)	N0 de ciclos	(%)	EUROCODE 3 (Limite 120 anos)	
			Ni	ni/Ni
2,87	2	2,37%	21249773720	2.22×10^{-6}
2,88	26	30,77%	21029189604	2.92×10^{-5}
2,89	51,5	60,95%	20811647997	5.85 x 10-5
2,90	2	2,37%	20597096622	2.29×10^{-6}
2,91	1,5	1,78%	20385484279	1.74×10^{-6}
2,92	1,5	1,78%	20176760813	1.75×10^{-6}
Δσmax 2,922	Σ 84,5	Σ 100%	Dano (D)	9.58×10^{-5}
			Vida útil (T = 1/D)	10431 anos (Infinita)

Tabela 34 – Vida útil de serviço à fadiga do piso misto - 1 Gerador

1 Gerador				
Δσ (MPa)	N^0 de ciclos	(%)	EUROCODE 3 (Limite 120 anos)	
			Ni	n_i/N_i
0,01	9,5	12,84%	$50234,3 \times 10^{13}$	5.11×10^{-13}
0,02	2	2,70%	$6279,3 \times 10^{13}$	8.60×10^{-13}
0,21	33	44,59%	$5,42 \times 10^{13}$	1.64×10^{-8}
0,22	29	39,19%	$4,71 \times 10^{13}$	1.66×10^{-8}
0,23	0,5	0,68%	$4,12 \times 10^{13}$	3.27×10^{-10}
Δσmax 0,23	Σ 74	Σ 100%	Dano (D)	3.33×10^{-8}
			Vida útil (T = 1/D)	29953676 anos (Infinita)

Com base nos resultados apresentados nas Tabela 32, Tabela 33 e Tabela 34, verifica-se que quando a carga dinâmica harmônica, em ressonância com a terceira frequência natural de flexão do piso, é calculada com base no valor da

massa total do equipamento, o sistema estrutural atende o limite de projeto e verificação à fadiga proposto pelo EUROCODE 3 [36], ultrapassando o valore de 120 anos.

Ao analisar os resultados, percebe-se, com clareza, que o sistema estrutural atende com bastante folga o limite de projeto e verificação à fadiga proposto pelo EUROCODE 3 [36] para os 3 casos analisados.

O ponto importante a ser mencionado, é a vida da estrutura carregada com 2 geradores apresentou menor vida útil que as análises com 3 e 1 gerador, assim como aconteceu nos valores de deformação e tensão no qual apresentou maiores valores.

7 CONFORTO HUMANO

7.1 Introdução

Além das análises associadas a fadiga foi analisado o conforto humano e a vibração do equipamento sobre a estrutura utilizando com base as normas e recomendações da ISO 2372 [43] e ISO 2631 [44] conforme mostra no capítulo 3 deste trabalho.

7.2 Equipamento: Equipamento I

Em relação ao conforto humano, a faixa de frequência do condensador (16 Hz) está próxima à faixa de frequência que pode causar desconforto humano na região do antebraço como pode ser visto na Figura 11.

Para as análises de velocidade e aceleração, foram usados os dados de deslocamento da estrutura ao longo do tempo, no período entre 7 a 10 segundos que caracterizam a fase permanente.

Em relação a análise de severidade das vibrações das maquinas conforme ISO 2372, a velocidade máxima encontrada foi de 47,13 mm/s para o caso com 6 condensadores (100%). Comparando a Tabela 2, este valor estaria na faixa não tolerável. Para a mesma análise, mas utilizando 18% da massa, a velocidade é 8,49 mm/s, ainda estando na faixa inaceitável pela para a análise com 6 condensadores.

Em relação ao conforto humano conforme ISO 2631, a aceleração máxima encontrada foi de 4,75 m/s^s a 16,0Hz, comparando com a Figura 13 (ISO 2631), o tempo de exposição máximo de um trabalhador sobre essa estrutura estaria limitado a 16 minutos. Para 6 condensadores e 18%, a aceleração máxima é de 0,87 m/s^s, sendo neste caso, o tempo de exposição máximo de um trabalhador sobre essa

estrutura estaria limitado a 6 horas. Os dados de todas as análises se encontram na Tabela 36.

Tabela 35 – Limite de Vibração ISO 2372 - Equipamento I

Casos	Velocidade Máxima (mm/s)	Limite de Vibração
6 Condensadores (100%)	47,13	Impróprio
6 Condensadores (18%)	8,49	Impróprio
4 Condensadores (100%)	23,90	Impróprio
4 Condensadores (18%)	4,31	Tolerável
2 Condensadores (100%)	23,23	Impróprio
2 Condensadores (18%)	4,31	Tolerável

Tabela 36 – Conforto Humano - Equipamento I

Casos	Aceleração Máxima (mm/s^2)	Limite de Exposição
6 Condensadores (100%)	4,75	16 minutos
6 Condensadores (18%)	0,87	6 horas
4 Condensadores (100%)	2,42	1 hora
4 Condensadores (18%)	0,45	16 horas
2 Condensadores (100%)	2,35	1 hora
2 Condensadores (18%)	0,44	16 horas

7.3 Equipamento: Equipamento II

Em relação ao conforto humano, a faixa de frequência do rotor (28,55 Hz) está próxima à faixa de frequência que pode causar desconforto humano na região das mãos, antebraço e cabeça como pode ser visto na Figura 11.

Para as análises de velocidade e aceleração, foram usados os dados de deslocamento da estrutura ao longo do tempo, no período entre 7 a 10 segundos que caracterizam a fase permanente.

Em relação a análise de severidade das vibrações das maquinas conforme ISO 2372, 23,33 mm/s para o caso com 2 Geradores contra 12,71 mm/s para 3 geradores. Comparando a Tabela 2, ambos os valores estariam na faixa impropria para o uso do equipamento. Os dados podem ser visualizados na Tabela 37.

Em relação ao conforto humano, a análise com 2 geradores também foi o pior caso, sua aceleração máxima encontrada foi de 4,13m/s^s a 28,55Hz, comparando com a Figura 13 (ISO 2631), o tempo de exposição máximo de um trabalhador sobre

essa estrutura estaria limitado a 1h. Para 3 geradores a aceleração máxima foi de 2,24 m/s^s e o tempo de exposição máximo seria de 2,5 horas. Os dados podem ser visualizados na Tabela 38.

Tabela 37 – Limite de Vibração ISO 2372 – Equipamento II

Casos	Velocidade Máxima (mm/s)	Limite de Vibração
3 Geradores	12,71	Impróprio
2 Geradores	23,33	Impróprio
1 Gerador	8,87	Impróprio

Tabela 38 – Conforto Humano - Equipamento II

Casos	Aceleração Máxima (mm/s^2)	Limite de Exposição
3 Geradores	2,24	2,5 horas
2 Geradores	4,13	1 hora
1 Gerador	1,57	5 horas

8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

8.1 Introdução

Nesse trabalho de pesquisa, foi realizada a análise de uma estrutura mista (aço-concreto), típica de mezanino técnico, para verificação da fadiga estrutural quando submetida às ações dinâmicas (vibrações mecânicas) oriundas de equipamentos mecânicos de ar condicionado (unidades condensadoras modelo 38 GPA) e equipamentos Geradores (Motores) Para tal, os procedimentos apresentados em normas de projeto EUROCODE 3 [36] foram utilizados com o objetivo de determinar a vida útil de serviço deste tipo de sistema estrutural.

No que se refere ao sistema estrutural investigado, trata-se de um sistema estrutural de um piso misto (aço-concreto), composto por vigas em perfis metálicos laminados e laje em concreto armado com 25 m² de área. O modelo numérico-computacional utilizado para as análises do presente estudo foi desenvolvido com base na utilização do programa em elementos finitos ANSYS (2012).

8.2 Conclusões

Após as análises realizadas, os modos de vibração do modelo estrutural apresentaram frequências naturais relativamente altas, com a frequência fundamental na ordem de 16 Hz, estando em ressonância com a frequência de excitação do Equipamento I (Unidade Condensadora). Outro ponto a ser observado é que o Equipamento II também se encontra em ressonância com a estrutura, mas com a sua terceira frequência natural que é de 28,55Hz. Para os dois casos a ressonância torna-se um problema para a estrutura o que pode vir a causar problemas associados a vibrações excessivas e fadiga estrutural, por isso a importância da análise dinâmica e verificação à fadiga.

No que se refere à análise estática para o Equipamento I com 6 condensadores, verificou-se que, quando consideradas apenas as cargas estáticas,

a estrutura possui baixa deformação, com deslocamento vertical máximo de 4,23 mm, inferior ao limite (L/350=14,28 mm) da NBR 8800 [40]. Por outro lado, quando foi considerado o equipamento em funcionamento, ou seja, carregamento dinâmico atuante, o deslocamento máximo atingiu 7,64 mm na fase transiente e 4,28 mm na fase permanente, ainda assim, ambos dentro do limite estabelecido pela NBR 8800 [40].

Para o Equipamento II com 3 Geradores, o deslocamento vertical máximo foi de 7,01 mm, atendendo aos valores da norma. Por outro lado, quando foi considerado o equipamento em funcionamento, ou seja, carregamento dinâmico atuante, o deslocamento máximo atingiu 7,65 mm na fase transiente e 3,79 mm na fase permanente, ainda assim, ambos dentro do limite estabelecido pela NBR 8800 [40].

Essas diferenças nos resultados do Equipamento I e II podem ser explicados pelos modos de vibração da estrutura nos dois casos, para cada caso o efeito da superposição dos modos de vibração atuam de modos diferentes. Para o equipamento I, no primeiro modo de vibração gera um maior deslocamento e tensão para o caso com maior número de equipamentos. Todavia, no equipamento II, o 3º modo de vibração da estrutura, o efeito da superposição é maior para o caso com 2 equipamentos II onde existe maior somatório de efeitos elevando a tensão, diferentes da disposição com 3 equipamentos II, no qual o somatório dos modos e carregamentos acaba gerando uma tensão menor. Mostrando que cada situação deve ser analisada. Além disso, o efeito da ressonância do primeiro modo de vibração é sempre maior, o que vai gerar mais tensões e deformações na estrutura [21]. Esses dois fatos explicam a diferença de resultados entre o Equipamento I e o Equipamento II.

O resultado mais desfavorável para análise da vida a fadiga pela EUROCODE 3 [36] foi uma vida útil de 112 anos para detalhes estruturais de solda de contorno da estrutura investigada no caso do condensador se considerado como sendo 100% da massa do equipamento sendo a massa desbalanceada, observando que a norma define uma vida mínima de 120 anos. Para as análises realizadas conforme orientação da norma Petrobras, os resultados foram acima de 1000 anos. Para o

Equipamento II, em todos os casos a estrutura suporta os carregamentos e tem vida a fadiga superior a 1000 anos.

Os dois equipamentos apresentam um desconforto para o trabalhador e, portanto, os dois apresentam uma limitação para o trabalhador estar sobre essa plataforma de maneira continua. Essas acelerações e velocidades máximas elevadas são explicados porque os dois equipamentos se encontram em ressonância com a estrutura gerando tais resultados.

Finalmente, é importante ressaltar que a elaboração de um projeto de estruturas em geral, sujeitas a cargas cíclicas, devendo zelar tanto pelo cumprimento de seu propósito funcional como pela segurança e conforto aos usuários, sem desconsiderar os fatores econômicos, levando-se em consideração, não somente a análise estática, mas, principalmente, o estudo comportamento dinâmico estrutural combinado com a verificação à fadiga devido a sua enorme potencialidade de fornecer resultados de forma mais realista.

8.3 Recomendações para Trabalhos Futuros

A seguir, serão sugeridos para continuidade e desenvolvimento de trabalhos futuros sobre o tema de pesquisa aqui abordado, outros assuntos correlatos e situações observadas ao longo da realização desse trabalho.

- Desenvolver um estudo paramétrico, objetivando otimizar o posicionamento dos equipamentos o risco de ressonância dos equipamentos com a estrutura o sistema estrutural.

- Considerar o efeito de ligações estruturais viga-viga flexíveis e ligações viga-coluna semirrígidas

- Considerar a modelagem das colunas de aço para análise dinâmica do sistema e posterior análise de fadiga estrutural

- Refinar a modelagem das ações dinâmicas produzidas pelos equipamentos mecânicos sobre a estrutura, se aproximando da realidade.

REFERÊNCIAS

[1] LOPES, E. D. C. “Análise dinâmica não-linear de pisos mistos (aço-concreto)”. Rio de Janeiro: Jornadas Sul Americanas de Engenharia, 2012.

[2] BARBOZA, R. R. e SILVA, J. G S. da. “Analise Dinâmica não determinística e avaliação do conforto humano sobre Edifícios Mistos submetidos à ação de cargas de vento”. Brasília - DF: 37º Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering (CILAMCE 2016), 2016.

[3] CAMPISTA, F. F., GASPAR, C. M. R. e SILVA, J. G. S. da. “Avaliação do conforto humano de pisos mistos (aço-concreto) de edificações com base no emprego de modelos biodinâmicos”. Brasília - DF: 37° Iberian L atin American Congress on Computational Methods in Engineering (CILAMCE 2016), 2016.

[4] CAMPISTA, D. F e SILVA, J. G. S. da. “Avaliação da resposta estrutural dinâmica das arquibancadas do Estádio Nacional de Brasília com base no emprego de modelos Biodinâmicos. Brasília - DF: 37° Iberian La tin American Congress on Computational Methods in Engineering (CILAMCE 2016), 2016.

[5] ALENCAR, G. S. “Análise dinâmica e verificação à fadiga de obras de arte rodoviárias mistas (aço-concreto) submetidas ao tráfego de veículos sobre pavimento irregular”. Rio de Janeiro: Dissertação de Mestrado. Universidade do Estado do Rio de Janeiro (UERJ), 2015.

[6] DE CASTRO, Jaime T. P. e MEGGIOLARO, Marco Antonio. “Fadiga - Volume I - Iniciação de Trincas”. EUA: CreateSpasce, 2009.

[7] RIMOLA, Bruno Dias. “Análise dinâmica de plataforma de aço para a produção de petróleo com base na consideração do efeito da interação solo-estrutura”. Rio de Janeiro: Dissertação de Mestrado, Universidade do Estado do Rio de Janeiro (UERJ), 2010.

[8] ASTM E 1049-85. “Standard practices for cycle counting in fatigue analysis”: ASTM International, 2005.

[9] WHÖHLER, A. “Berich über die Versuche, welche auf der Könige Niederschlesisch”: Zeitschrift für Bauwesen, 1858. pp. p. 641-652. Vol. Vol. 7.

[10] PALMGREEN, A. “Die Lebensdaner von Kugellagern”. [ed.] Deutsches Ingeniure: Zeitschrit de Vereines, 1924. Vol. Vol 68. No. 14.

[11] MINER, M. A. “Cumulative Damage in Fatigue: Journal of Applied Mechanics Transactions – ASME”, 1945. pp. p. A159-A164. Vol. Vol. 12.

[12] MILET, R. R. . “Análise Comparativa de Métodos de Cálculo para Fundações de Máquinas”. Pernambuco: Dissertação de Metrado. Departamento de Engenharia Civil, UFPE, 2006.

[13] ASSUNÇÃO, Tânia Maria. R. C. “Considerações sobre Efeitos Dinâmicos e Carregamentos Induzidos por Fontes de Excitação em Estruturas Industriais”: Dissertação de Mestrado. DEES/UFMG, 2009.

[14] FERRO, Rafael” Marin. Análise dinâmica de estruturas de aço suportes de máquinas rotativas”. Espirito Santo: Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Espirito Santo (UFES), 2014.

[15] MACHADO, F. G. “Estudo do comportamento de fundações submetidas a vibrações de máquinas”. Rio de Janeiro: Dissertação de Mestrado - UFRJ, 2010.

[16] SILVA, Irwing Aguiar Ribeiro da. “Modelagem do Comportamento dinâmico e análise de fadiga de pontes rodoviárias mistas (aço-concreto)”. Rio de Janeiro: Dissertação de Mestrado, Universidade do Estado do Rio de Janeiro (UERJ), 2014.

[17] LOPES, Matheus Abreu. “Otimização estrutural de uma fundação de concreto armado submetida a solicitações dinâmicas provenientes de um conjunto motor-compressor de alta capacidade”. Rio de Janeiro: Dissertação de Mestrado. Universidade do Estado do Rio de Janeiro, 2017.

[18] DIÓGENES, Hildebrando. J. F. . “Análise tipológica de elementos e sistemas construtivos”. São Paulo: Dissertação de (Mestrado) – Escola de engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2010.

[19] NETO, E. S. A. . “Introdução à Análise Dinâmica de Fundações de Máquinas”: Escola Politécnica da USP, M.Sc, 1989.

[20] CLOUG, R. W. e PENZIEN, J. “Dynamics of Structures”: McGraw-Hill, 1995.

[21] CRAIG, R.R, JR. “Structural Dynamics”: John Wiley & Sons, 1981.

[22] MERIAM, J. L. e KRAIGE, L. G. “Mecânica para Engenharia Dinâmica”: LTC, 2008.

[23] KURKA, Paulo R. G. “Vibrações de Sistemas Dinâmicos”. Rio de Janeiro: Elsevier, 2015.

[24] AVELINO, A. F. “Elementos Finitos, a base da Tecnologia CAE”: Análise Dinâmica: Erica, 2005.

[25] DOWLING, N.E. “Mechanical Behavior of Material”: Prentice Hall, 2007.

[26] BUDYNAS, Richard G. e NISBETT, J. Keith. “Shigley's Mechanical Engineering Design”. 8ª: McGraw-Hill, 2006.

[27] CALLISTER, Jr, William D. “Materials Science and Engineering: An Introduction”. 7th ed. USA: Wiley, 2006.

[28] ALMEIDA, Julio Cezar de. Projeto Mecânico: enfoque baseado na fadiga e na mecânica da fratura. 1. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2018.

[29] STEPHENS, Ralph I., et al. “Metal Fatigue in Engineering”. New York: John Wiley & Sons, 2000.

[30] MARIN, Joseph. “Mechanical Behavior of Engineering Materials”. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1962. p. 224.

[31] COFFIN JR, L. “A study of the effects of cyclic thermal stresses on a docile metal”: TRANS. ASME, 1954. v. 76.

[32] PARIS, P. E. F. “A critical analysis of crack propagation laws: Journal of basic engineering”, 1963. Vol. v. 85.

[33] EUROCODE. EUROCODE 1: “Actions on structures - Part3: Actions induced by cranes and machinery”: EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, 2002.

[34] LAGE, C. M. “Fadiga em estruturas metálicas tubulares soldadas”. Ouro Preto: Dissertação de Mestrado: Universidade Federal de Ouro Preto, 2008.

[35] JUVINALL, R. e MARSHEK, K. . “Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas”. 4ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

[36] EUROCODE 3. “Fatigue Strength of steel rules. Bruxelas”: EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, 2003. Vol. Part 1.9.

[37] AFONSO, D. F. “Verificação a fadiga de pontes metálicas ferroviárias”. Rio Grande do Sul: Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2007.

[38] PRAVIA, Z. M. C. Estabilidade de Estruturas de Pontes Metálicas com Fraturas. Rio de Janeiro: Tese de Doutorado. COPPE/UFRJ, 2003.

[39] AASHTO. “Standards Specifications for Highway Bridges. Washington”, DC: American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO), 1996.

[40] NBR 8800. “Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios”. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2008.

[41] LEITÃO, F. N. “Verificação à Fadiga de Pontes Rodoviárias Mistas (Aço-Concreto)”. Rio de Janeiro: Dissertação de Mestrado. Universidade do Estado do Rio de Janeiro, 2009.

[42] MUSZYNSKA, A. “Rotordynamics””. New York: CRC Taylor & Francis Group, 2005.

[43] ISO 2372. “Mechanical Vibration of Machines with Operating Speeds from 10 to 200 rev/s.” Basis for Specifying Evaluation Standards: ISO - International Organization for Standardization, 1974.

[44] ISO 2631-1. “Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure to Whole-Boby Vibration - Part 1”: General Requirements: ISO - International Organization for Standardization, 1997.

[45] ISO 2631-2. “Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration – Part 2: Human Exposure to Continuous and Shock-Induced Vibrations in Buildings (1 to 80Hz)”. ISO - International Organization for Standardization, 2001.

[46] RODRIGUES, D. M. C, SILVA, J. G. S e BURGOS, R. “Modelagem Numérica e Estudos da Resposta Dinâmica de Sistemas Estruturais para Fundações de Máquinas”: CILAMCE, 2016.

[47] SRINIVASULU, P. e VAIDYANATHAN, C. V. . “Handbook of Machine Foundations”. New Delhi : McGraw-Hill, 1976.

[48] PEREIRA, C. C. G. “Curvas de percepção e conforto humano para vibrações verticais”. 2005. 149 f. Ouro Preto: Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) - Universidade Federal de Ouro Preto, 2005.

[49] BRITO, Halane Maria Braga Fernandes e OLIVEIRA, Julyanna Bezerra de. “Procedimento de Medida da Vibração de Corpo Inteiro VVIA Programação Matlab de acordo com a ISO 2631”. InterScientia, 2017. Vol. Vol. 5. Nº 1.

[50] NORMA REGULAMENTADORA. “NR 15. Anexo n 8: Vibrações” - Alterado pela Portaria SSMT n 12. Brasil: Ministério do Trabalho, 1983.

[51] ISO 5349-1. “Mechanical Vibration - Measurement and Evaluation of Human Exposure to Hand-Transmitted Vibration - Part 1”: General Requirements: INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION (ISO), 2001.

[52] ABNT NBR 8008. “Balanceamento de Corpos Rígidos Rotativos – Procedimento”. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), 1983.

[53] ISO 1940/1. “Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors - Part 1: Determination of Permissible Residual Unbalance”: International Standard Organization, 1986.

[54] PETROBRAS. N-1848 – “”Projeto de Fundações de Máquinas. Rio de Janeiro: PETRÓLEO BRASILEIRO S.A, 2011. Vol. Rev. C.

[55] ASTM A572/572M. 07: “Standard specification for high-strength alloy columbium-vanadium structural steel”. USA: s.n., 2007.

[56] NBR 7007. “Aços-carbono e microligados para uso estrutural e geral”. Rio de Janeiro: ABNT, 2002.

[57] GERDAU. “Perfis Estruturais Gerdau” - Tabela de Bitolas. 2017.

[58] ANSYS. “Swanson Analysis Systems”, Inc., 2012. P. O. Box 65, Johnson Road, Houston, PA, 15342-0065. Release 11.0, SP1 UP20070830, ANSYS, Inc. is a UL registered ISO 9001:2000 Company. Products ANSYS Academic Research.

[59] GUERRERO, C. S., et al. “Avaliação da resposta dinâmica e análise de fadiga de pisos mistos (aço-concreto)”: XII SIMMEC - Simpósio de Mecânica Computacional, 2018.

[60] NETO, C. C., et al. “Modelagem numérica do comportamento de ligações com parafusos auto-atarraxantes em X em corpos de prova de MLC com madeiras do tipo Eucalipto”: revista Matéria, 2017. Vol. 22, v.22. 1517-7076.

[61] LUSTOSA, I. A. A. “Um estudo comparativo analítico-numérico de esforços e deslocamentos em cascas cilíndricas abertas ou com conexões de borda”: Dissertação de Mestrado em Estruturas e Construção Civil - UNB, 2011.

[62] CARRIER. “Catálogo técnico 38GPA. Multisplit Alta Capacidade. Unidade condensadora”. 2009.