



Universidade do Estado do Rio de Janeiro

Centro de Tecnologia e Ciências

Faculdade de Engenharia

Bruno Dias Rimola

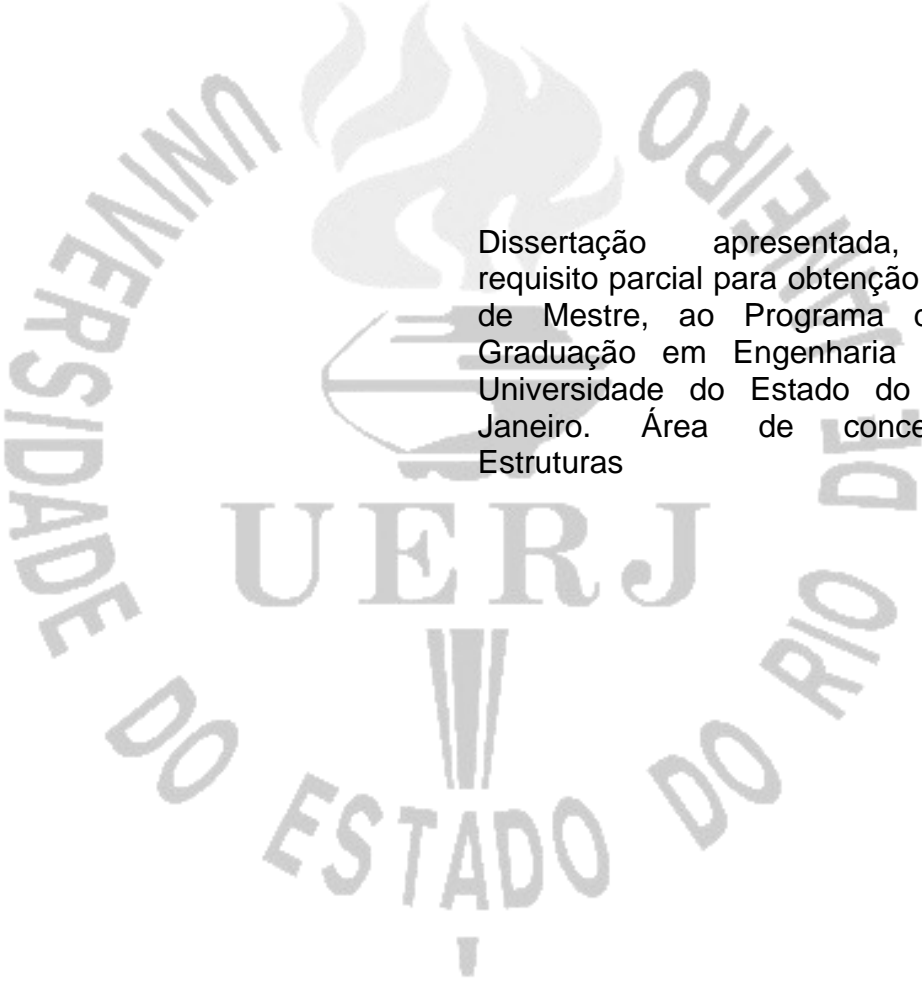
**Análise dinâmica de plataformas de aço para produção de petróleo
com base na consideração do efeito da interação solo-estrutura**

Rio de Janeiro

2010

Bruno Dias Rimola

**Análise dinâmica de plataformas de aço para produção de petróleo com base
na consideração do efeito da interação solo-estrutura**



Dissertação apresentada, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Estruturas

Orientador: Prof. Dr. José Guilherme Santos da Silva
Coorientadora: Prof.^a Dr.^a Ana Cristina Castro Fontenla Sieira
Coorientador: Prof. Dr. Luciano Rodrigues Ornelas de Lima

Rio de Janeiro

2010

CATALOGAÇÃO NA FONTE
UERJ / REDE SIRIUS / BIBLIOTECA CTC/B

R577 Rimola, Bruno Dias.
Análise dinâmica de plataformas de aço para produção de petróleo com base na consideração do efeito da interação solo-estrutura / Bruno Dias Rimola. – 2010.
148 f.

Orientador: José Guilherme Santos da Silva.
Coorientadores: Ana Cristina Castro Fontenla Sieira; Luciano Rodrigues Ornelas de Lima.
Dissertação (Mestrado) – Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia.

1. Petróleo – produção – Teses. 2. Plataformas de perfuração – petróleo – Teses. 3. Estruturas de aço – Teses. 4. Engenharia Civil – Teses. I. Silva, José Guilherme Santos da. II. Sieira, Ana Cristina Castro Fontenla. III. Lima, Luciano Rodrigues Ornelas de. IV. Universidade do Estado do Rio de Janeiro. V. Título.

CDU 624: 629.563.2

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

Assinatura

Data

Bruno Dias Rimola

**Análise dinâmica de plataformas de aço para produção de petróleo com base
na consideração do efeito da interação solo-estrutura**

Dissertação apresentada, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Estruturas

Aprovado em: 22 de outubro de 2010.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Guilherme Santos da Silva (Orientador)
Faculdade de Engenharia - UERJ

Prof.^a Dr.^a Ana Cristina Castro Fontenla Sieira (Coorientadora)
Faculdade de Engenharia – UERJ

Prof. Dr. Luciano Rodrigues Ornelas de Lima (Coorientador)
Faculdade de Engenharia – UERJ

Prof. Dr. Francisco José da Cunha Pires Soeiro
Faculdade de Engenharia – UERJ

Prof. Dr. Paulo Batista Gonçalves
Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro – PUC-Rio

Rio de Janeiro

2010

DEDICATÓRIA

Aos meus familiares pelo amor, pela paciência nos momentos difíceis, pelo incentivo aos meus estudos e pelo apoio constante ao meu desenvolvimento profissional e pessoal.

AGRADECIMENTOS

À minha esposa e minhas filhas, pelo amor e paciência durante este período no qual muitas vezes estive um tanto quanto ausente.

Aos meus pais por todo apoio durante esta fase difícil da minha vida e por todo incentivo que sempre me deram para que eu sempre buscase crescimento pessoal e profissional.

À minha irmã e meu cunhado pela prontidão e companheirismo.

Ao engenheiro e amigo Roberto Taier pelo incentivo ao longo deste período, sempre me apoiando e me encorajando a seguir em frente.

Ao engenheiro Cláudio Calmon pela ajuda na obtenção dos dados necessários para a realização desta pesquisa.

Ao meu orientador, professor e amigo José Guilherme Santos da Silva, pelos conhecimentos passados, pelo reconhecimento, pela paciência e apoio dispensados nesse período de trabalho e convívio.

Aos meus co-orientadores, Ana Cristina Castro Fontenla Sieira e Luciano Rodrigues Ornelas de Lima pela prontidão, conversa e amizade que não faltaram durante todo o meu período no curso de mestrado.

Aos professores e funcionários do PGECIV - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade do Estado do Rio de Janeiro - UERJ, pelo aprendizado e reconhecimento dispensados.

Aos amigos e companheiros do programa de pós-graduação por todo o convívio e solidariedade.

A todos os profissionais, com quem pude conviver de alguma forma nesses anos de estudo, pela compreensão e apoio dispensados.

A todos que, de alguma maneira, contribuíram na execução deste trabalho.

“Mesmo desacreditado e ignorado por todos, não posso desistir, pois pra mim, vencer é nunca desistir.”

Albert Einstein

RESUMO

RIMOLA, Bruno Dias. *Análise dinâmica de plataformas de aço para produção de petróleo com base na consideração do efeito da interação solo-estrutura*. 2010. 148f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) - Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2010.

Atualmente, as tendências competitivas do mercado mundial, têm forçado os engenheiros estruturais a desenvolver soluções de projeto que acarretem em menor peso e custo de execução. Uma consequência direta desta nova tendência de projeto é o aumento considerável de problemas relacionados a vibrações de piso indesejadas. Por esta razão, os sistemas estruturais de pisos podem tornar-se vulneráveis a vibrações excessivas, como por exemplo, aquelas induzidas por equipamentos mecânicos (máquinas rotativas). Deste modo, este trabalho objetiva investigar o comportamento dinâmico de uma plataforma de aço para produção de petróleo, localizada na bacia de Santos (campo de Merluza), São Paulo, Brasil. Para tal, investiga-se a influência das ações dinâmicas oriundas dos equipamentos mecânicos localizados sobre os *decks* metálicos da plataforma. A resposta dinâmica do modelo estrutural foi determinada através de um extenso estudo numérico, a partir da análise de suas frequências naturais, deslocamentos, velocidades e acelerações de pico. Nesta investigação, as cargas dinâmicas provenientes dos equipamentos mecânicos (máquinas rotativas) foram aplicadas sobre o piso metálico do sistema estrutural. Com base obtenção da resposta dinâmica da estrutura (deslocamentos, velocidades e acelerações), foi possível avaliar a performance do modelo estrutural em termos de critérios de conforto humano e das tolerâncias máximas referentes aos equipamentos mecânicos, de acordo com normas e recomendações de projeto.

Palavras-chave: Análise dinâmica. Estruturas em aço. Plataformas de produção de petróleo. Conforto humano. Comportamento estrutural. Modelagem computacional.

ABSTRACT

Nowadays, the competitive trends of the world market have long been forcing structural engineers to develop minimum weight and labor cost solutions. A direct consequence of this new design trend is a considerable increase in problems related to unwanted floor vibrations. For this reason, the structural floors systems can become vulnerable to excessive vibrations, for example, produced by impacts such as mechanical equipments (rotating machinery). This way, the present paper investigated the dynamic behavior of a production platform made of steel and located in Santos bay (Merluza field), São Paulo, Brazil. Mechanical equipments were located on the steel decks of the structural model, related to electrical generators. This way, this research investigates the influence of the dynamic actions induced by mechanical equipments located on the steel floor of the platform. The dynamic response of the structural model was determined through an extensive numerical study, from the analysis of its natural frequencies, displacements, velocities and peak accelerations. In this study, the dynamic loads induced by the mechanical equipments (rotating machinery) were applied on the steel floor of the structural system. Based on the structural dynamic responses (displacements, velocities and accelerations) obtained, it was possible to evaluate the performance of the structural model in terms of the human comfort criteria and maxim tolerances related to the mechanical equipments, according to the design.

Keywords: Dynamical analysis. Steel structures. Production platforms. Human comfort. Structural behavior. Computational modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	– Exemplo de turbo-compressor utilizado em plataformas offshore ...	22
Figura 2	– Vista superior do turbo-compressor	23
Figura 3	– Bomba de água gelada	24
Figura 4	– Escala de Reiher e Meister (1946) modificada, Lenzen (1996)	28
Figura 5	– Efeito das vibrações, Muszynska (2005).....	33
Figura 6	– Modelo mecânico do corpo humano, Ataíde (2007)	38
Figura 7	– Direções do sistema de coordenadas para vibrações mecânicas em seres humanos, ISO 2631-1 (1997)	41
Figura 8	– Curva base de aceleração no eixo z.....	42
Figura 9	– Curva base de aceleração nos eixos x e y.....	43
Figura 10	– Curva base de acelerações em direções combinadas (eixos x, y e z)	43
Figura 11	– Rotor com massa desbalanceada.....	53
Figura 12	– Massa desbalanceada, López (2002)	56
Figura 13	– Gráfico das componentes da força desbalanceada	61
Figura 14	– Gráfico da resultante da força desbalanceada – Equação 2.10.....	62
Figura 15	– Unidade de geração (motor, acoplamento e redutor)	63
Figura 16	– Carregamento dinâmico relacionado ao rotor	64
Figura 17	– Carregamento dinâmico relacionado ao redutor	65
Figura 18	– Vista geral da plataforma de Merluza-1.....	65

Figura 19	– Jaqueta – Elevação do Eixo 1 (cotas em mm).....	88
Figura 20	– Jaqueta – Elevação do Eixo 2 (cotas em mm).....	69
Figura 21	– Jaqueta – Elevação do Eixo 3 (cotas em mm).....	70
Figura 22	– Jaqueta – Elevação do Eixo 4 (cotas em mm).....	71
Figura 23	– Jaqueta – Elevação do Eixo A (cotas em mm).....	72
Figura 24	– Jaqueta – Elevação do Eixo B (cotas em mm).....	73
Figura 25	– Planta baixa da elevação (+) 9754 mm (cotas em mm)	74
Figura 26	– Planta baixa do convés inferior (cotas em mm)	75
Figura 27	– Planta baixa do convés superior (cotas em mm).....	76
Figura 28	– Perfil do solo de projeto.....	77
Figura 29	– Perfil do solo de projeto.....	79
Figura 30	– Modelo da Jaqueta em elementos finitos.....	88
Figura 31	– Modelo em elementos finitos do deck inferior	88
Figura 32	– Modelo em elementos finitos do deck superior	88
Figura 33	– Seções transversais típicas do piso metálico.....	90
Figura 34	– Modelo I	91
Figura 35	– Modelo II	93
Figura 36	– Modelo III	95
Figura 37	– Modos de vibração com predominância da jaqueta.....	102
Figura 38	– Modos de vibração com predominância do deck metálico.....	103
Figura 39	– Modos de vibração com predominância da jaqueta.....	104

Figura 40	– Modos de vibração com predominância do deck metálico.....	105
Figura 41	– Modos de vibração com predominância da jaqueta.....	106
Figura 42	– Modos de vibração com predominância do deck metálico.....	107
Figura 43	– Nós de aplicação do carregamento dinâmico (Caso I)	110
Figura 44	– Nós de aplicação do carregamento dinâmico (Caso II)	111
Figura 45	– Nós de aplicação do carregamento dinâmico (Caso III).....	112
Figura 46	– Nós selecionados para a verificação do conforto humano.....	114
Figura 47	– Espectro de deslocamentos do nó 9196 (suporte do redutor)	115
Figura 48	– Espectro de deslocamentos do nó 9189 (deck metálico da plataforma).....	116
Figura 49	– Espectro de deslocamentos do nó 9282 (deck metálico da plataforma).....	116
Figura 50	– Espectro de deslocamentos do nó 9196 (suporte do redutor)	120
Figura 51	– Espectro de deslocamentos do nó 9189 (deck metálico da plataforma).....	121
Figura 52	– Espectro de deslocamentos do nó 9282 (deck metálico da plataforma).....	121
Figura 53	– Espectro de deslocamentos do nó 9196.....	125
Figura 54	– Espectro de deslocamentos do nó 9189.....	125
Figura 55	– Espectro de deslocamentos do nó 9282.....	126
Figura 56	– Reforço proposto para o deck inferior.....	129
Figura 57	– Reforço proposto para o deck superior.....	130

Figura 58	– Modo de vibração do modelo sem reforço – Modo 1203 – Frequência 30,0 Hz.....	130
Figura 59	– Modo de vibração do modelo sem reforço – Modo 1195 – Frequência 30,0 Hz.....	131
Figura 60	– Espectros de deslocamentos do nó 9196 (suporte do redutor).....	132
Figura 61	– Espectros de deslocamentos do nó 9189 (deck metálico da plataforma).....	133
Figura 62	– Espectros de deslocamentos do nó 9282 (deck metálico da plataforma).....	134

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	– Severidade de vibrações em máquinas rotativas, adaptado de Richart (1970).....	26
Tabela 2	– Velocidade permissível para vibrações transientes em edifícios de acordo com a DIN 4150-3 (1999).....	36
Tabela 3	– Principais sintomas relacionados com a frequência de vibração, Ataíde (2007).....	39
Tabela 4	– Fatores de multiplicação.	44
Tabela 5	– Valores de K_b em função do tipo de edificação, DIN 4150-2 (1999). .	46
Tabela 6	– Limites de exposição e níveis de ação, Diretiva Européia (2002)....	47
Tabela 7	– Critérios de severidade das vibrações de máquinas.....	49
Tabela 8	– Amplitudes admissíveis de vibração de acordo com a velocidade do equipamento, Srinivasulu (1976).	50
Tabela 9	– Valores de qualidade de balanceamento, ISO 1941/1 (1986).....	59
Tabela 10	– Dados do equipamento utilizado.....	63
Tabela 11	– Ações dinâmicas relacionadas ao equipamento.....	63
Tabela 12	– Valores típicos de k_{s1}	80
Tabela 13	– Valores típicos de n_h	81
Tabela 14	– Valores típicos de n_h	82

Tabela 15	– Valores comuns de taxas de amortecimento ξ para pisos suportes de máquinas de edifícios industriais, CEB 209/91 (1991).....	85
Tabela 16	– Parâmetros α e β usados na análise de vibração forçada	85
Tabela 17	– Dados gerais sobre o Modelo I	92
Tabela 18	– Características geométricas das estacas equivalentes.....	92
Tabela 19	– Dados gerais sobre o Modelo II	94
Tabela 20	– Coeficientes de rigidez das molas representativas do solo.....	96
Tabela 21	– Dados gerais sobre o Modelo III	97
Tabela 22	– Esforço computacional.....	97
Tabela 23	– Frequências naturais do Modelo I.....	100
Tabela 24	– Frequências naturais do Modelo II.....	100
Tabela 25	– Frequências naturais do Modelo III.....	100
Tabela 26	– Deslocamento translacional vertical relacionado à carga combinada (gerador)	117
Tabela 27	– Velocidades relacionadas à carga combinada (gerador)	118
Tabela 28	– Acelerações relacionadas à carga combinada (gerador)	119
Tabela 29	– Deslocamento translacional vertical relacionado à carga combinada (gerador)	122

Tabela 30	–	Velocidades relacionadas à carga combinada (gerador)	123
Tabela 31	–	Acelerações relacionadas à carga combinada (gerador)	124
Tabela 32	–	Deslocamento translacional vertical relacionado à carga combinada (gerador)	126
Tabela 33	–	Velocidades relacionadas à carga combinada (gerador)	127
Tabela 34	–	Acelerações relacionadas à carga combinada (gerador)	128
Tabela 35	–	Deslocamento translacional vertical relacionado à carga combinada (gerador)	135
Tabela 36	–	Velocidades relacionadas à carga combinada (gerador)	136
Tabela 37	–	Acelerações relacionadas à carga combinada (gerador)	137
Tabela 38	–	Seções transversais dos perfis tipo tubular quadrado / retangular	145
Tabela 39	–	Seção transversal do perfil tipo “U”	145
Tabela 40	–	Seções transversais dos perfis da série “W”	146
Tabela 41	–	Seções transversais dos perfis tubulares circulares	147
Tabela 42	–	Seções transversais dos perfis tubulares circulares (continuação)	148

LISTA DE SÍMBOLOS

C	-	Matriz de amortecimento
c	-	Coesão do solo
cm	-	Centímetro
cos	-	Cosseno
d	-	Amplitude de deslocamento / largura da coluna (estaca)
e	-	Excentricidade da massa do rotor / deslocamento residual permissível específico
f	-	Frequência / frequência de excitação
f_n	-	Frequência natural
F_s	-	Força livre do rotor
F_{cent}	-	Força centrífuga
$F(t)$	-	Representação matemática do carregamento no tempo em (N)
G	-	Matriz giroscópica
g	-	Aceleração da gravidade / gramas
Hz	-	Hertz
K	-	Matriz de rigidez
k	-	Rigidez das molas representativas do solo
k_0	-	Parâmetro de rigidez da fundação
k_{s1}	-	Módulo de reação para placa horizontal de 0,3048m de largura
k_h	-	Coeficiente de reação horizontal
K_b	-	Fator de intensidade de percepção
kN	-	Kilonewton
kN/m^2	-	Kilonewton por metro quadrado
m_R	-	Massa do rotor
m	-	Metro / massa
m^3	-	Metro cúbico
m^2	-	Metro quadrado
M	-	Matriz de massa
MEF	-	Método dos Elementos Finitos
min	-	Minutos

mm	-	Milímetros
mm/s	-	Milímetros por segundo
MPa	-	Megapascal
n_h	-	Parâmetro de rigidez para solos não coesivos
N	-	Newton
N/m^2	-	Newton por metro quadrado
p	-	Pressão
P_0	-	Amplitude da carga dinâmica
R	-	Excentricidade da massa do rotor
$R \Omega$	-	Grau de qualidade do balanceamento do rotor
s	-	Segundos
sen	-	Seno
T_s	-	Frequência circular do rotor
$T_s e$	-	Média do balanceamento do rotor
U	-	Deslocamento residual permissível
y	-	Deslocamento do solo
z	-	Profundidade
α	-	Parâmetro de amortecimento proporcional à matriz de massa
β	-	Parâmetro de amortecimento proporcional à matriz de rigidez
Δ_ω	-	Intervalo de frequência
γ_{sub}	-	Peso específico do solo submerso
ξ	-	Taxa de amortecimento modal
ξ_i	-	Taxa de amortecimento do modo i
μm	-	Micrômetros
Φ	-	Ângulo de fase / ângulo de atrito do solo
ω_{0i}	-	Frequência natural circular do modo i
Ω	-	Frequência circular do rotor
u	-	Vetor deslocamento
\dot{u}	-	Vetor velocidade
\ddot{u}	-	Vetor aceleração

LISTA DE ABREVIATURAS

UERJ	Universidade do Estado do Rio de Janeiro
PUC - Rio	Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AISC	American Institute of Steel Construction
BS	British Standards
ISO	International Organization for Standardization
DIN	Deutsches Institut für Normung
CEB	Committee Europeu du Béton

SUMÁRIO

	INTRODUÇÃO	21
1	RECOMENDAÇÕES DE PROJETO	33
1.1	Generalidades	33
1.2	Critérios relativos à verificação de estruturas	34
1.2.1	Norma Brasileira – Projeto de Estruturas de Aço e de Estruturas Mistas de Aço e Concreto de Edifícios: NBR 8800 (2008)	34
1.2.2	Deutsche Norm – Vibrations in Buildings – Part 3: Effects on Structures: DIN 4150-3 (1999)	35
1.2.3	British Standard – Evaluation and Measurement of Vibration in Buildings - Part 1: Guide for Measurement of Vibrations and Evaluation of Their Effects on Buildings: BS 7385-1 (1990)	37
1.3	Critérios relativos à verificação do conforto humano	37
1.3.1	International Standard – Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration – Part 1: General Requirements: ISO 2631-1 (1997)	40
1.3.2	International Standard – Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration – Part 2: Vibration in Buildings (1 Hz to 80 Hz): ISO 2631-2 (2001)	40
1.3.3	Deutsche Norm – Vibrations in Buildings – Part 2: Effects on Persons in Buildings: DIN 4150-2 (1999)	45
1.3.4	Norma Regulamentadora 15 – Atividades e Operações Insalubres: NR-15 (1983)	46
1.3.5	Diretiva Européia (2002)	46
1.4	Critérios relativos à verificação de equipamentos mecânicos rotativos	47
1.4.1	International Standard – Mechanical Vibration of Machines With Operating Speeds From 10 to 200 rev/s – Basis for Specifying Evaluation Standards: ISO 2372 (1974)	48
2	MODELO DE CARREGAMENTO DINÂMICO	51
2.1	Aspectos gerais	51
2.1.1	NBR 8008 – Balanceamento de corpos rotativos (1983)	52

2.1.2	European Standard – Eurocode 1 – Actions on Structures – Part 3: Actions Induced by Cranes and Machinery: Eurocode 1, Part 3 (2002)	52
2.2	Fundamentos da dinâmica de rotores	53
2.3	Equação de movimento do rotor	55
2.4	Forças de excitação: Massa desbalanceada	56
2.5	Quantificação do desbalanceamento	57
2.6	Determinação das forças desbalanceadas	59
2.7	Modelagem do carregamento dinâmico	62
2.7.1	Características dos equipamentos	62
2.7.2	Carga desbalanceada e esquema de aplicação das cargas	63
3	MODELO ESTRUTURAL INVESTIGADO	66
3.1	Introdução	66
3.2	Modelo estrutural da plataforma	66
3.3	Perfil geotécnico do subsolo	77
3.4	Simulação da interação solo-estrutura	78
3.5	Modelagem do amortecimento	82
4	MODELO NUMÉRICO-COMPUTACIONAL	87
4.1	Considerações iniciais	87
4.2	Modelos computacionais	87
4.2.1	Modelo engastado (Modelo I)	90
4.2.2	Modelo com estacas equivalentes (Modelo II)	92
4.2.3	Modelo com a interação solo-estrutura (Modelo III)	94
4.3	Desempenho computacional	97
5	ANÁLISE DE AUTOVALORES E AUTOVETORES	99
5.1	Introdução	99
5.2	Análise das freqüências naturais (Autovalores)	99
5.3	Análise dos modos de vibração (Autovetores)	101
6	ANÁLISE DINÂMICA DA ESTRUTURA	109
6.1	Aspectos gerais	109
6.2	Descrição dos casos de carregamento dinâmico	109
6.2.1	Caso I: Três máquinas em funcionamento simultâneo	109
6.2.2	Caso II: Duas máquinas em funcionamento simultâneo	110
6.2.3	Caso III: Uma máquina em funcionamento	111
6.3	Análise dinâmica da estrutura	113

6.3.1	Análise Dinâmica do Modelo III: Caso I – Três máquinas em funcionamento simultâneo	115
6.3.2	Análise Dinâmica do Modelo III: Caso II – Duas máquinas em funcionamento simultâneo	120
6.3.3	Análise Dinâmica do Modelo III: Caso III – Uma máquina em funcionamento	124
6.3.4	Análise Dinâmica do Modelo III com Reforço Estrutural: Caso I – Três máquinas em funcionamento simultâneo.....	129
7	CONSIDERAÇÕES FINAIS	138
7.1	Introdução	138
7.2	Conclusões alcançadas	138
7.3	Sugestões para trabalhos futuros	140
	REFERÊNCIAS	141
	ANEXO A – Seções Transversais dos Perfis Utilizados	145

INTRODUÇÃO

Apresentação e relevância

No decorrer das últimas décadas, o desenvolvimento científico e tecnológico vem proporcionando o avanço da construção civil e industrial, seja no que diz respeito ao conhecimento dos materiais e novas técnicas construtivas, seja no aprimoramento dos processos de cálculo.

O desenvolvimento das estruturas de aço é um dos responsáveis por promover uma maior industrialização da construção civil, pois utiliza peças pré-fabricadas com maior controle de qualidade, favorecendo a utilização de grandes vãos e reduzindo o tempo de construção.

Para manter a competitividade, o mercado busca novas soluções, com alto nível de qualidade e que apresentem um melhor custo-benefício. Atualmente, o acesso a computadores e ferramentas computacionais mais avançadas tem ampliado a capacidade de análise dos sistemas estruturais, tornando as soluções mais rápidas e precisas.

Engenheiros têm tentado, cada vez mais, desenvolver soluções estruturais mais leves, de menor custo e com maior velocidade de construção. Tal procedimento tem resultado em estruturas cada vez mais esbeltas, flexíveis e com baixo fator de amortecimento, sendo mais suscetíveis a problemas de natureza dinâmica com níveis indesejáveis de vibração.

De acordo com Assunção (2009), as estruturas devem resistir, basicamente, com certa reserva de segurança, às combinações de carregamentos mais críticas, previstas para toda a sua vida útil. Entre os carregamentos mais comuns, pode-se citar o peso próprio da estrutura, os recalques, as variações de temperatura, as sobrecargas previstas, as ações decorrentes da natureza e as ações acidentais.

Algumas ações tais como o vento, terremotos, explosões, tráfego de veículos, escoamento turbulento de fluidos, movimentação de pessoas, ação de equipamentos, ondas, podem ter uma ou mais características (como intensidade, sentido, direção e posição) variáveis ao longo da vida útil da estrutura.

Para que o dimensionamento de estruturas sujeitas a vibrações atenda aos critérios apresentados nas normas técnicas em vigor, deve-se realizar uma análise dinâmica, que consiste na manipulação das propriedades dinâmicas dos sistemas estruturais, tais como a massa, a rigidez e o amortecimento estrutural.

Para a realização de uma análise dinâmica confiável, é necessário que o modelo numérico computacional represente da forma mais real possível o sistema físico a ser analisado.

Face à crescente demanda de projetos na área de exploração de óleo e gás nos últimos anos, utilizando-se estruturas cada vez mais esbeltas e com uma exigência maior no que diz respeito ao conforto das pessoas, pesquisas na área de vibração de estruturas vem sendo desenvolvidas.

Os movimentos vibratórios dos equipamentos mecânicos são, muitas vezes, necessários e desejáveis, mas seus efeitos nas estruturas, nas pessoas e no próprio equipamento são indesejáveis e devem ser controlados.

Na área de exploração de petróleo, as plataformas estão sujeitas a ações dinâmicas provenientes dos mais diversos tipos de equipamentos envolvidos nos processos de perfuração, exploração, processamento, produção, etc.

A Figura 1 apresenta um turbo-compressor utilizado em plataformas *offshore* de produção.



Figura 1 – Exemplo de turbo-compressor utilizado em plataformas *offshore*

Tais equipamentos são formados por uma grande quantidade de acessórios como vasos de pressão, uma grande quantidade de tubulação, sala de controle do equipamento, entre outros. A Figura 2 apresenta a vista superior do equipamento.



Figura 2 – Vista superior do turbo-compressor

Um dos efeitos dinâmicos de máquinas com partes rotativas ocorre pelo desbalanceamento do rotor, ou seja, a concentração de massa fora do eixo de rotação do rotor. Este desbalanceamento ocorre devido a vários fatores gerando vibrações harmônicas. A estrutura de apoio deve ser projetada de forma a prevenir que vibrações inaceitáveis sejam transmitidas ao ambiente, respeitando as amplitudes e acelerações máximas em função do equipamento e dos critérios de conforto humano.

A Figura 3 apresenta uma bomba de água gelada, utilizada para o resfriamento de equipamentos nas plataformas *offshore*.



Figura 3 – Bomba de água gelada

Analisar estruturas submetidas a carregamentos dinâmicos, principalmente devidos às vibrações em equipamentos mecânicos é uma dificuldade encontrada por grande parte dos engenheiros civis que atuam na área de projetos estruturais. Esta dificuldade consiste, principalmente, na quantificação do carregamento representativo da excitação dinâmica, a energia necessária para dissipar esta excitação e a determinação precisa das causas e efeitos das vibrações sobre as estruturas e as pessoas. Em face destas dificuldades, os engenheiros estruturais geralmente ignoram o problema ou consideram hipóteses com carregamentos estáticos multiplicados por fatores de amplificação dinâmica para suprir o efeito dinâmico.

De acordo com Assunção (2009), estas hipóteses simplificadoras contemplam de forma satisfatória o dimensionamento estático, mas não levam em consideração efeitos dinâmicos importantes como o conforto e a resistência à fadiga. Uma análise deste tipo pode resultar em superdimensionamento das estruturas e o risco de as mesmas possuírem frequências fundamentais próximas à frequência da excitação.

Os fabricantes de máquinas preocupam-se com o desempenho e o bom funcionamento de seus produtos, mas, de maneira geral, omitem informações importantes para o cálculo das estruturas que os suportam, como as forças

dinâmicas reais geradas por estas máquinas. Estas estruturas de suporte, apesar de apresentarem custos insignificantes em comparação aos custos dos equipamentos, se não projetadas adequadamente, podem causar falha da estrutura ou do próprio equipamento. Estes danos acarretam, inevitavelmente, parada da produção para intervenções, seja através de reforço estrutural ou troca de componentes mecânicos, o que costuma ser muito mais oneroso e complexo.

Durante o desenvolvimento desta pesquisa, pôde-se perceber que a análise de vibração de piso em plataformas *offshore* é um assunto pouco estudado. Uma grande quantidade de material é encontrada considerando a análise dinâmica de estruturas *offshore* submetidas a carregamentos dinâmicos provenientes da ação de ondas sobre a estrutura, tendo em vista que tais carregamentos são predominantes na resposta da estrutura em relação a deslocamentos horizontais. Entretanto, vale salientar que a resposta dinâmica da estrutura a vibrações induzidas por equipamentos é de extrema importância devido à questão do conforto humano que é avaliada em função da aceleração vertical.

A motivação para a realização deste estudo deve-se ao fato de o autor já ter embarcado em plataformas *offshore* e durante o período em que permaneceu embarcado, pôde constatar a ocorrência, em diversos locais, de vibração bastante acentuada, causando algumas reações como dores musculares, enjôo, dor de cabeça e etc.

Situação do assunto

Além da avaliação do comportamento de sistemas estruturais submetidos a cargas dinâmicas, as causas e efeitos das vibrações em pessoas têm sido alvo de diversos estudos e experimentos, devido ao fato de afetarem as pessoas de diversas formas causando desconforto, problemas de saúde, redução da capacidade de concentração e eficiência no trabalho ou enjôos, no caso de vibrações de frequências muito baixas.

Reiher e Meister (1946) desenvolveram uma escala, utilizada para se determinar os níveis de vibrações em pisos aceitáveis. Esta escala foi desenvolvida tendo como base ensaios experimentais, nos quais um grupo de pessoas em pé

submetido a vibrações permanentes, cuja frequência variava de 1 Hz a 100 Hz. De acordo com esta escala, as vibrações podem ser classificadas em diversos patamares, em função de sua amplitude e frequência.

Na bibliografia especializada que trata do assunto, como Barkan (1961), Richart (1970) e Arya et al. (1984), auxiliam no cálculo de fundações de máquinas, sendo apresentados como referências em diversos trabalhos sobre o assunto. Richart (1970) lista as informações necessárias e os itens a serem verificados no processo de cálculo de fundações de máquinas, bem como as amplitudes admissíveis de deslocamento ou velocidade para as máquinas, estruturas e pessoas.

Com o intuito de mostrar as condições de vibrações para máquinas rotativas em geral, Baxter e Bernhard apud Richart (1970) apresentam a condição de operação da máquina em função do pico de velocidade horizontal, conforme pode ser observado na Tabela 1.

Tabela 1 – Severidade de vibrações em máquinas rotativas adaptado de (Richart, 1970)

Amplitude de velocidade horizontal (mm/s)	Condição de operação da máquina
< 0,13	Extremamente suave
0,13 – 0,25	Muito suave
0,25 – 0,50	Suave
0,50 – 1,0	Muito boa
1,0 – 2,0	Boa
2,0 – 4,0	Razoável
4,0 – 8,0	Levemente severa
8,0 – 16,0	Severa
> 16,0	Muito severa

Srinivasulu et al. (1976) apresenta os princípios de análise, projeto e construção de máquinas de diferentes tipos. O autor apresenta os diversos fatores a serem considerados durante o projeto de fundações de máquinas, de forma a se

obter a melhor solução, levando a um melhor funcionamento das mesmas e reduzindo os efeitos indesejáveis das vibrações sobre a estrutura.

Bachmann e Ammann (1987) apresentam fundamentos necessários para a análise de estruturas submetidas a carregamentos dinâmicos provenientes de máquinas, incluindo máquinas com partes rotativas. Os autores abordam desde a formulação do carregamento, tratando ainda dos efeitos das vibrações induzidas por máquinas nas estruturas e as medidas para se evitar tal problema. Em sua obra constam ainda os critérios de aceitação, tanto do ponto de vista da estrutura quanto do ponto de vista do conforto humano, citando diversas normas que tratam de tais assuntos.

Almeida Neto (1989) conclui que as estruturas apertadas podem ser simuladas através de um modelo matemático considerando suas bases perfeitamente engastadas, quando a amplitude desejada estiver associada a frequências de operação elevadas, já que a interação solo-estrutura tem maior influência em frequências naturais mais baixas.

Griffin et al. (1990) apresenta algumas razões para medir a exposição humana à vibração, destacando-se as seguintes:

- Desenvolvimento de documentação padronizada sobre as vibrações no corpo humano;
- Determinação dos níveis de vibração e sua redução em faixas de frequência que podem prejudicar o corpo humano;
- Fornecimento de dados que possam ser utilizados para comparação entre dois ou mais ambientes ocupacionais.

Lenzen (1996) observou durante o desenvolvimento de sua pesquisa, que a escala desenvolvida por Reiher e Meister (1946) não levava em consideração a influência do amortecimento sobre a percepção humana a vibrações. Através de seus estudos em laboratório, modificou a escala de Reiher e Meister (1946). Esta escala modificada apresentou resultados satisfatórios em pisos com coeficientes de amortecimento de até 5%. A Figura 4 apresenta a escala proposta por Lenzen (1996).

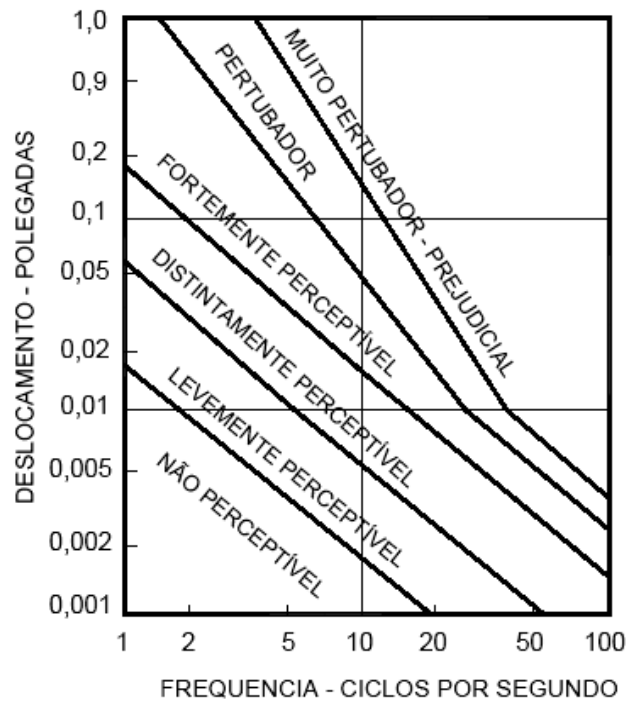


Figura 4 – Escala de Reiher e Meister (1946) modificada, Lenzen (1996)

Griffin (1996) afirma que a vibração humana é um assunto multidisciplinar que envolve o conhecimento de diversas disciplinas como engenharia, matemática, física, estatística, ergonomia, medicina, fisiologia e psicologia. Diversos fatores influenciam na sensação de desconforto de uma pessoa, tais como: as características da vibração (magnitude, frequência e direção), sua duração, a posição na qual a vibração entra em contato com o corpo, as características físicas das pessoas (como peso, transmissibilidade e etc.), a idade, além de fatores psicológicos.

De acordo com Vasconcelos (1998), estabelecer a noção de desconforto humano a vibrações pode ser uma tarefa difícil. Existem diversos fatores subjetivos que podem influenciar a sensação de desconforto, tais como: a condição sócio-cultural das pessoas, o tipo de atividade desenvolvida, o estado psicológico da pessoa no momento do evento, fatores ambientais, ruídos, etc. É grande a dificuldade de simular estas condições em laboratório de modo a reduzir a variabilidade das respostas individuais. Desta maneira, o limiar de conforto de pessoas submetidas a vibrações pode ser considerado como sendo uma medida bastante subjetiva, gerando algumas controvérsias quanto aos valores aceitáveis de acelerações impostas.

Zhou e Shi (2001) afirmam que a eliminação de vibração de máquinas rotativas é um importante problema de engenharia. Em seu estudo, apresentam uma revisão do trabalho de pesquisa desenvolvido que trata do balanceamento ativo de rotores em tempo real e do controle ativo de vibração de máquinas rotativas, bem como a modelagem dinâmica e técnicas de análise de sistemas rotativos. Os autores relatam que o maior problema encontrado pelo esquema de controle ativo de vibração é o número limitado de atuadores para controlar um número ilimitado de modos de vibração.

Pereira (2005) apresenta um estudo sobre os níveis de vibração relacionados à percepção e ao conforto humano, com enfoque na adequabilidade de edificações para níveis de vibrações, tendo como objetivo a geração de curvas relacionadas à percepção e ao conforto humano quanto à vibração através de experimentos de laboratório e comparando os resultados encontrados para os limites de vibração com outros trabalhos e com a norma (ISO 2631-2, 2001).

Os experimentos em laboratório desenvolvidos por Pereira (2005) contaram com 30 voluntários, sendo 15 homens e 15 mulheres, expostos a vibração vertical senoidal, numa faixa de frequência variando de 12 Hz a 80 Hz na postura sentada e em pé. O autor realizou também uma análise sobre a incerteza dos resultados do limite de percepção, observando a existência de um intervalo de vibração em que os indivíduos não têm certeza se são ou não capazes de detectar o movimento vibratório. Buscou-se ainda conhecer os níveis de vibração vertical senoidal que as pessoas consideram desconfortáveis em seu ambiente residencial, visando determinar a relação existente entre o limite de percepção e conforto. De acordo com os resultados obtidos, ficou comprovado que a redução das amplitudes do movimento para frequências mais elevadas torna a vibração mais difícil de ser detectada, reduzindo a sensibilidade das pessoas.

Souza et al. (2007) desenvolveu um protótipo que permite observar, através de um sistema simples baseado em um rotor desbalanceado, possíveis dados estruturais ocasionados pelo fenômeno de ressonância, permitindo também que sejam feitas comparações com sistemas estruturais mais complexos. Além disso, o experimento apresentado, por ser prático e simples, pode servir de instrumento de análise em salas de aula, fornecendo desta maneira, uma melhor compreensão dos fenômenos relacionados à vibração de sistemas.

Milet (2006) aborda conceitos básicos da análise dinâmica de fundações de máquinas, discutindo sobre alguns métodos analíticos e numéricos disponíveis de projeto e apresentando algumas recomendações de projeto e prescrições normativas.

Para Gama (2007), percepção e desconforto não devem ser confundidos, uma vez que o segundo geralmente possui valores mais altos que o primeiro. Mas ele afirma que a repetição de eventos simplesmente perceptíveis também pode levar ao desconforto. Sendo assim é importante que a condição de conforto seja considerada na análise de sistemas estruturais, pois afeta diretamente no bem-estar, na eficiência do trabalho ou de quaisquer outras atividades, e até mesmo na saúde dos usuários.

Assunção (2009) abordou os aspectos e as condições mais importantes de uma análise dinâmica em estruturas reticuladas elevadas, onde são alocados equipamentos para os processos industriais. O autor desenvolveu um estudo para as principais causas de ações dinâmicas provenientes da operação de equipamentos industriais e analisou uma estrutura aporticada suportando uma peneira vibratória, cuja principal fonte de excitação era um sistema rotativo com massa propositalmente desbalanceada para provocar os movimentos característicos do equipamento. Através deste estudo, o autor demonstrou que o modelo computacional, onde se representam as molas helicoidais de apoio do equipamento, com a massa do equipamento e sua respectiva força dinâmica atuando no topo da mola, é o mais adequado para simular a transmissão de esforços e a contribuição da massa vibrante nas respostas de sua estrutura aporticada de suporte.

Objetivos

O principal objetivo desse trabalho de pesquisa consiste no desenvolvimento de uma metodologia de análise para verificação da vibração em pisos de plataformas *offshore* fixas em aço, submetidas a excitações provenientes de máquinas rotativas.

Desta forma, desenvolve-se uma metodologia de análise, respaldada pelo emprego de um modelo numérico tridimensional, para avaliação da resposta

dinâmica sobre os *decks* em aço. Considera-se a atuação de máquinas rotativas condizentes com a realidade de utilização atual, introduzindo o efeito proveniente da interação entre as máquinas e a estrutura da plataforma com o solo.

Adicionalmente, objetivou-se comparar os valores dos deslocamentos, velocidades e acelerações com os valores recomendados pelas normas de projeto.

Escopo do trabalho

Visando a obtenção dos objetivos propostos de forma clara e organizada, o presente trabalho divide-se em oito capítulos.

Inicialmente é feita uma introdução do assunto abordado neste trabalho de pesquisa, apresentando a sua relevância no atual estágio de desenvolvimento da análise estrutural. Posteriormente, apresenta-se a situação do assunto, indicando-se diversos trabalhos, com seus respectivos autores, que contribuíram para o desenvolvimento a respeito da análise de vibração em pisos. Em seguida, são apresentados os objetivos a serem alcançados neste estudo. Por fim, é mostrado como o texto apresenta-se estruturado, fazendo-se uma breve apresentação de cada capítulo.

No primeiro capítulo são apresentados os efeitos das vibrações nas estruturas, nos equipamentos e nas pessoas que ocuparão a estrutura, bem como os critérios e recomendações propostos por algumas normas nacionais e estrangeiras.

No segundo capítulo faz-se uma breve introdução aos fundamentos dos equipamentos rotativos, dinâmica de rotores, assim como a metodologia utilizada para a modelagem do carregamento dinâmico proveniente das máquinas rotativas.

No terceiro capítulo são apresentados os modelos matemáticos adotados no presente trabalho para a realização das análises dinâmicas, apresentando suas características físicas e geométricas. Este capítulo faz uma breve apresentação da metodologia utilizada para a simulação da interação solo-estrutura bem como a modelagem do amortecimento estrutural.

No quarto capítulo os dados de cada modelo matemático são utilizados de forma a simular o sistema solo-estrutura.

O quinto capítulo é utilizado para apresentar os resultados das análises de vibração livre, realizadas para determinar os autovalores (frequências naturais) e autovetores (modos de vibração). Tais dados são utilizados para se prever a resposta dinâmica da estrutura quando submetida a carregamentos dinâmicos.

O sexto capítulo é dedicado às análises harmônicas dos modelos estruturais desenvolvidos para a realização deste estudo. Ao final das análises, os resultados obtidos são comparados com as recomendações encontradas na literatura técnica, no que diz respeito ao conforto humano e aos critérios para um bom funcionamento dos equipamentos. São apresentados ainda os dados relativos à intervenção na estrutura para que a mesma possa atender aos critérios relativos ao conforto humano.

No sétimo capítulo são apresentadas as conclusões alcançadas com este estudo, contendo as considerações e sugestões para continuação do trabalho aqui desenvolvido.

1 RECOMENDAÇÕES DE PROJETO

1.1 Generalidades

No passado, acreditava-se que o efeito de cargas dinâmicas sobre as estruturas civis poderia ser considerado através de majoração das cargas estáticas. Atualmente, sabe-se, entretanto, que esta premissa não representa o efeito das cargas dinâmicas na estrutura de maneira correta, visto que a análise dos efeitos causados por uma carga dinâmica difere muito da análise dos efeitos causados por uma carga estática.

Deste modo, devem-se considerar ainda as características inerentes a cada tipo de atividade que gera excitação dinâmica. Tais atividades possuem frequência, amplitude e forma de carregamento próprias, levando os sistemas estruturais a diferentes tipos de perturbações. A Figura 5 mostra o efeito das vibrações sobre as estruturas, o homem e o meio ambiente.

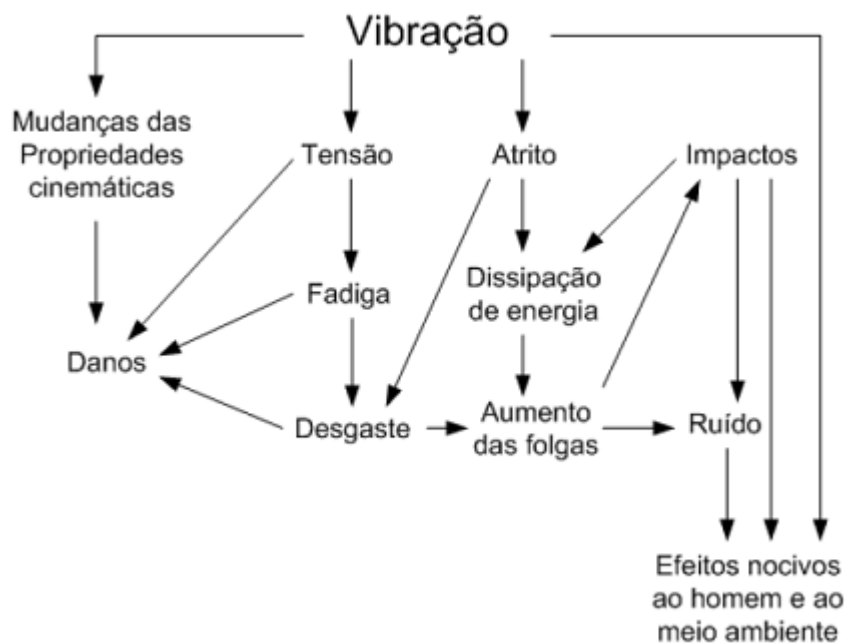


Figura 5 – Efeito das vibrações, Muszynska (2005)

As vibrações em instalações industriais podem causar danos aos equipamentos mecânicos, às estruturas nas quais estes equipamentos encontram-se alocados, ao meio ambiente e às pessoas que fazem uso de tais instalações.

No presente capítulo são apresentadas algumas normas que se referem à análise de estruturas submetidas a ações dinâmicas e critérios relativos à análise de conforto humano e equipamentos mecânicos.

1.2 Critérios relativos à verificação de estruturas

Os efeitos das vibrações em estruturas são influenciados por diversos fatores característicos das excitações dinâmicas (como por exemplo, o tipo de atividade que está gerando a vibração, duração da vibração, frequência da excitação, amplitude da vibração, entre outros) e por características inerentes à estrutura (como por exemplo, o amortecimento, as frequências naturais e seus respectivos modos de vibração, etc).

Vale salientar que, mesmo a estrutura encontrando-se dentro de todos os limites de resistência e conforto humano, um fator importante a ser avaliado é a fadiga estrutural, pois em muitos casos, determinados tipos de materiais, quando submetidos a ações cíclicas, podem sofrer ruptura para níveis de carregamento inferiores ao limite de escoamento.

1.2.1 Norma Brasileira – Projeto de Estruturas de Aço e de Estruturas Mistas de Aço e Concreto de Edifícios: NBR 8800 (2008)

A norma brasileira, NBR 8800 (2008), prevê que estruturas de pisos formadas por grandes vãos e baixo amortecimento podem resultar em vibrações que provocam desconforto durante as atividades humanas normais e causar prejuízo no

funcionamento de equipamentos.

A NBR 8800 (2008) preconiza que em nenhum caso a frequência natural da estrutura do piso seja inferior a 3 Hz e para estruturas com problemas de vibração em pisos, o projetista deverá recorrer a uma análise dinâmica que leve em conta os seguintes fatores:

- a) as características e a natureza das excitações dinâmicas, como por exemplo, as decorrentes do caminhar de pessoas, de atividades rítmicas, de máquinas com partes rotativas, etc.;
- b) os critérios de aceitação para conforto humano em função do uso e ocupação das áreas do piso;
- c) a frequência natural da estrutura do piso;
- d) a razão de amortecimento modal;
- e) os pesos efetivos do piso.

Para análises mais precisas, a NBR 8800 (2008) cita e recomenda algumas normas e especificações nacionais e internacionais, além de bibliografia especializada, como (WYATT, 1989; CEB, 1991; MURRAY, ALLEN, UNGAR, 2003).

1.2.2 Deutsche Norm – Vibrations in Buildings – Part 3: Effects on Structures: DIN 4150-3 (1999)

Outra norma que considera a vibração de estruturas é a norma alemã DIN 4150-3 (1999), que fornece valores limites de velocidade de vibração de partícula em mm/s, levando em consideração o tipo de estrutura e o intervalo da frequência em Hz.

As três classes de edificações a que a norma se refere são:

- a) edifícios industriais;
- b) habitações;
- c) monumentos de construções delicadas.

As frequências são analisadas em três intervalos a saber: valores inferiores a 10 Hz, valores entre 10 e 50 Hz e valores entre 50 e 100 Hz. A norma DIN 4150-3 (1999) preconiza que, para frequências acima de 100 Hz, a estrutura suporta níveis altos de vibração.

Para estruturas de instalações industriais, a DIN 4150-3 (1999) admite velocidades de até 50 mm/s para freqüências entre 50 e 100 Hz, no nível da fundação para que não ocorram danos estruturais, enquanto que para o pavimento mais elevado da edificação admite-se até 40 mm/s em qualquer freqüência, sem riscos de danos.

Na avaliação dos danos estruturais provocados pelas vibrações do terreno, os valores-limites de velocidade admissíveis para diversos tipos de construção, em função da freqüência, são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Velocidade permissível para vibrações transientes em edifícios de acordo com a (DIN 4150-3, 1999)

Velocidades Permissíveis (mm/s)				
Tipo de Estrutura	Nível da Fundação			Nível mais alto da Edificação
	Freqüências			Qualquer Freqüência
	< 10 Hz	10 – 50 Hz	50 – 100 Hz	
Industrial	20	20 – 40	40 – 50	40
Residencial	5	5 – 15	15 – 20	15
Construções mais sensíveis a vibrações (Ex.: monumentos)	3	3 – 8	8 – 10	8

Valores de freqüências superiores a 100 Hz podem ser aceitos nas partes mais elevadas das edificações. Outros valores, medidos abaixo dos limites especificados anteriormente são considerados não danosos à estrutura.

A DIN 4150-3 (1999) é reconhecida e aceita por toda a comunidade europeia como norma-padrão. Diversos países europeus desenvolveram normas próprias, baseadas ou relacionadas à (DIN 4150-3, 1999).

1.2.3 British Standard – Evaluation and Measurement of Vibration in Buildings - Part 1: Guide for Measurement of Vibrations and Evaluation of Their Effects on Buildings: BS 7385-1 (1990)

A norma britânica BS 7385-1 (1990) define três tipos de danos em edificações: danos estéticos, danos menores e danos maiores ou estruturais. Esses valores são baseados em termos de velocidade máxima e frequência.

A norma BS 7385-1 (1990) admite um limite de velocidade de 50 mm/s (medido na base do edifício) em qualquer frequência para que não ocorram danos em estruturas industriais apertadas sujeitas a vibrações contínuas, em que se observa amplificação dinâmica na resposta.

1.3 **Critérios relativos à verificação do conforto humano**

O corpo humano é um sistema complexo, tanto do ponto de vista físico quanto do ponto de vista biológico. Assim como qualquer corpo que possui massa e elasticidade, pode ser representado por um modelo mecânico, formado por massas, molas e amortecedores, com cada parte do corpo possuindo sua respectiva frequência natural.

A Figura 6 apresenta um modelo mecânico representativo do corpo humano com os valores das frequências naturais de cada parte indicados.

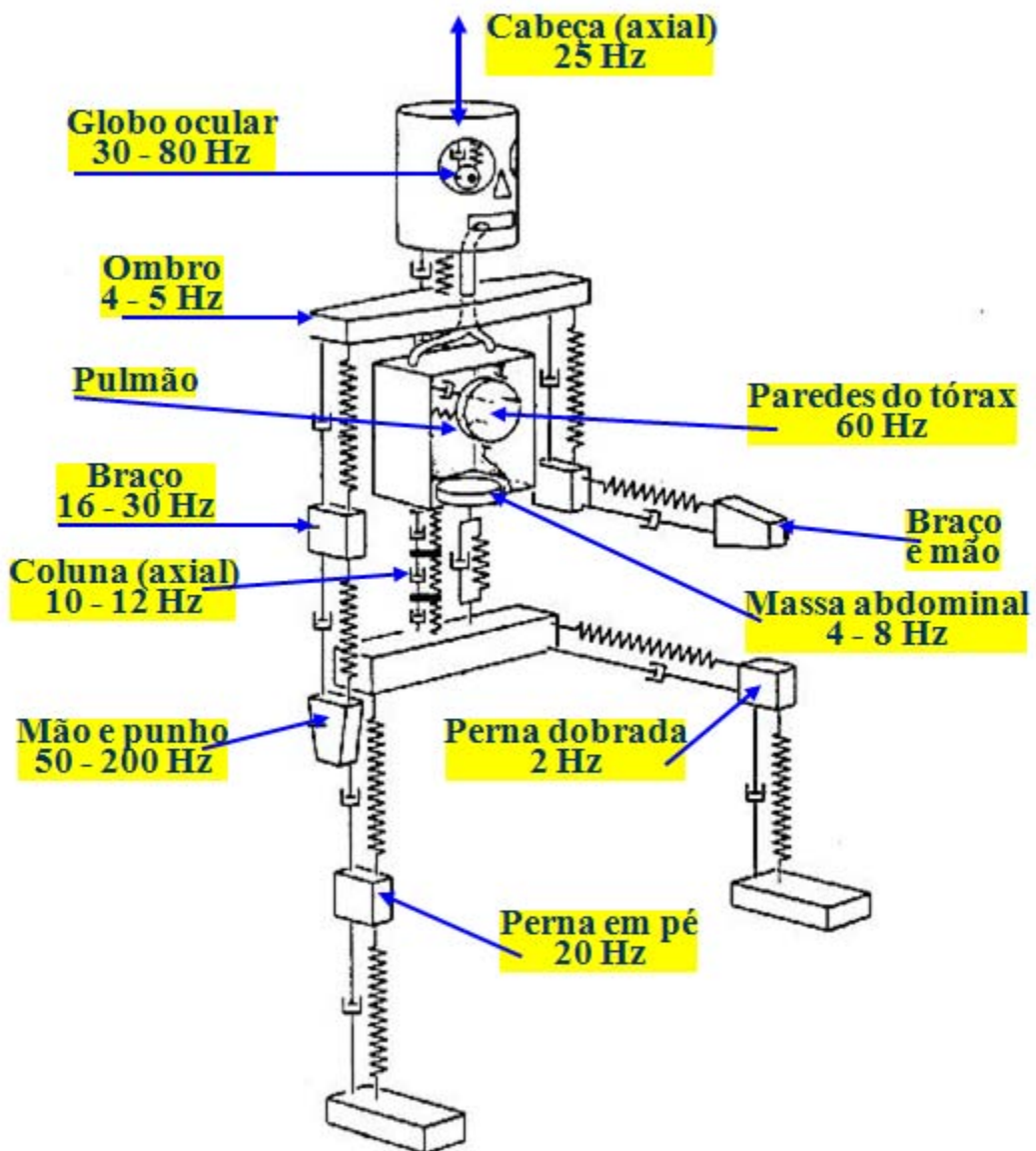


Figura 6 – Modelo mecânico do corpo humano, Ataíde (2007)

As partes do corpo podem entrar em ressonância quando submetidas a vibrações externas de mesma frequência, o que resulta em uma amplificação das vibrações. A Tabela 3 apresenta os principais sintomas do corpo humano quando submetido a determinados valores de frequências de vibrações externas.

Tabela 3 – Principais sintomas relacionados com a frequência de vibração, (Ataíde, 2007).

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

Na literatura técnica e nas normas que tratam sobre este assunto, as vibrações transmitidas ao corpo são, em geral, classificadas em dois tipos, em função do meio de transmissão da mesma ao corpo. Estes mecanismos de transmissão são classificados como:

- vibrações de corpo inteiro: quando a pessoa exposta está suportada pela superfície vibratória, sentada, em pé ou deitada, conforme abordado pela (ISO 2631-1, 1997);
- vibrações de extremidade, também denominadas como segmentais, localizadas ou de mãos e braços: presente em situações onde o indivíduo manipula algum tipo de equipamento vibratório, conforme abordado pela (ISO 5349-1, 2001).

1.3.1 International Standard – Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration – Part 1: General Requirements: ISO 2631-1 (1997)

Esta parte da norma internacional ISO 2631-1 (1997) define métodos de medida da vibração de corpo inteiro e indica os principais fatores que combinam para determinar o grau de aceitabilidade à exposição da vibração. Traz informações e orienta quanto aos possíveis efeitos da vibração sobre a saúde, o conforto, o limite de percepção, na faixa de 0,5 a 80Hz, e o enjôo, para frequências entre 0,1 e 0,5 Hz.

Em seu anexo C a ISO 2631-1 (1997) apresenta um consenso das opiniões sobre a relação entre a severidade da vibração e o conforto humano. Ela fornece um método uniforme e conveniente de estabelecimento da severidade subjetiva das vibrações em prédios e veículos sem, entretanto, estabelecer limites específicos de aceitação.

Segundo a ISO 2631-1 (1997), as vibrações afetam as pessoas de muitas formas, causando desconforto, problemas de saúde, diminuição da capacidade de concentração e eficiência no trabalho ou enjôo, no caso de vibrações de baixíssima frequência. A vibração das edificações pode alterar o conforto dos ocupantes a partir da frequência, da direção que atinge o corpo humano e de seu comportamento ao longo do tempo, se contínua, intermitente ou transitória. Além disso, a percepção e a tolerância à vibração dependem do local, do tipo de atividade, do horário e da expectativa de conforto.

1.3.2 International Standard – Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration – Part 2: Vibration in Buildings (1 Hz to 80 Hz): ISO 2631-2 (2001)

Esta parte da norma apresenta um guia para aplicação da ISO 2631-1 (1997) sobre resposta humana à vibração dos prédios, incluindo curvas ponderadas, em

função da frequência, de igual nível de perturbação para os seres humanos, junto com métodos de medida a serem utilizados.

Além disso, a norma ISO 2631-2 (2001) define e fornece valores numéricos dos limites de exposição a vibrações transmitidas ao corpo humano, na amplitude de frequências entre 1 e 80 Hz, para vibrações periódicas e não periódicas. A norma sugere que se devem medir as vibrações na região onde exista o contato do usuário com a estrutura, seja em um ponto ou em vários pontos da edificação, onde as vibrações ocorram com maior intensidade.

A ISO 2631-2 (2001) propõe que um fator importante na percepção das vibrações está relacionado com a posição em que o indivíduo encontra-se quando as sente. A ISO 2631-2 (2001) considera que a direção de propagação das vibrações no corpo humano relaciona-se diretamente com o grau de percepção das vibrações. Para isso, estabelece três direções principais: a direção dos pés à cabeça corresponde ao eixo Z, a direção das costas ao peito corresponde ao eixo X e a direção do lado direito ao lado esquerdo corresponde ao eixo Y. A Figura 7 ilustra as três direções de propagação.

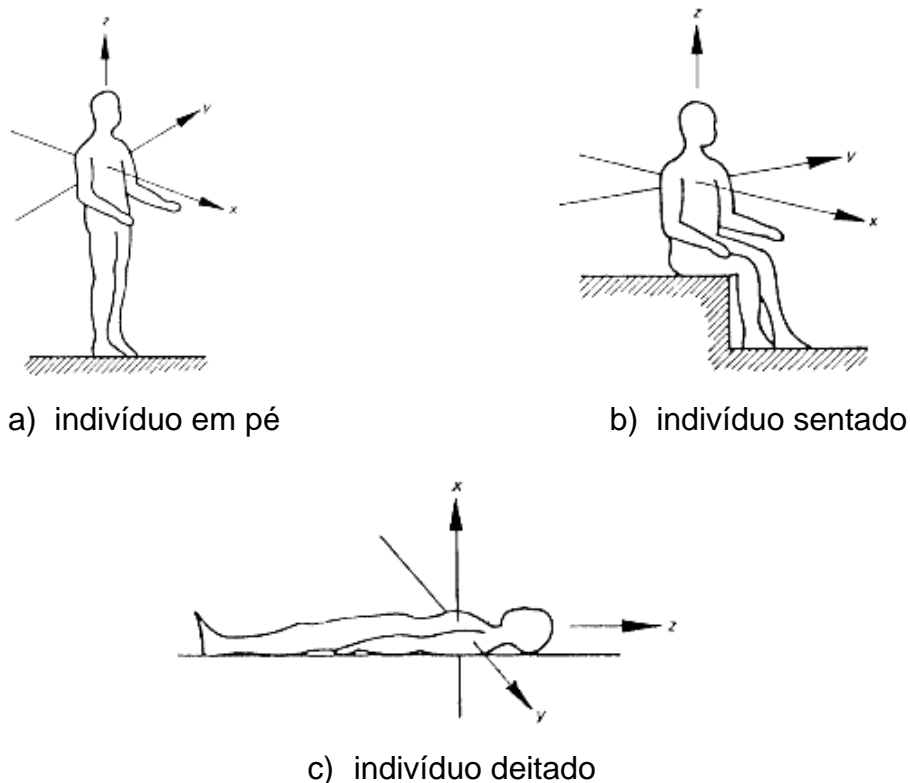


Figura 7 – Direções do sistema de coordenadas para vibrações mecânicas em seres humanos, ISO 2631-1 (1997)

Além da direção de propagação da vibração a ISO 2631-2 (2001) considera que a vibração deve ser definida também pela frequência, medida em Hz e pela aceleração máxima sofrida pelo corpo, medida em m/s^2 .

O texto da ISO 2631-2 (2001) sugere que para ambientes específicos é possível avaliar o efeito das vibrações sobre o conforto das pessoas usando o valor quadrático médio da aceleração ou velocidade ponderada, medida em um período representativo em relação ao comportamento da fonte de excitação. Essa ponderação é feita em função da frequência, de acordo com curvas estabelecidas conforme o eixo em que a vibração atinge o corpo humano (x-frontal, y-lateral ou z-longitudinal) nas posições em pé, sentadas ou recostadas.

Em seguida, as Figuras 8, 9 e 10 apresentam as curvas das acelerações em rms (root mean square), expressas em m/s^2 .

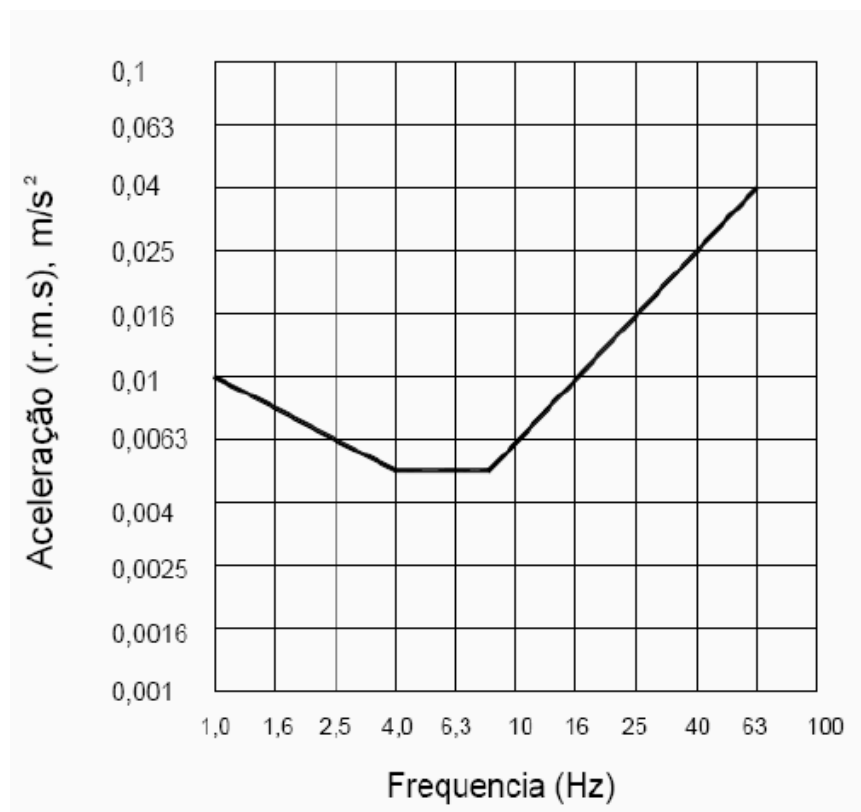


Figura 8 – Curva base de aceleração no eixo z

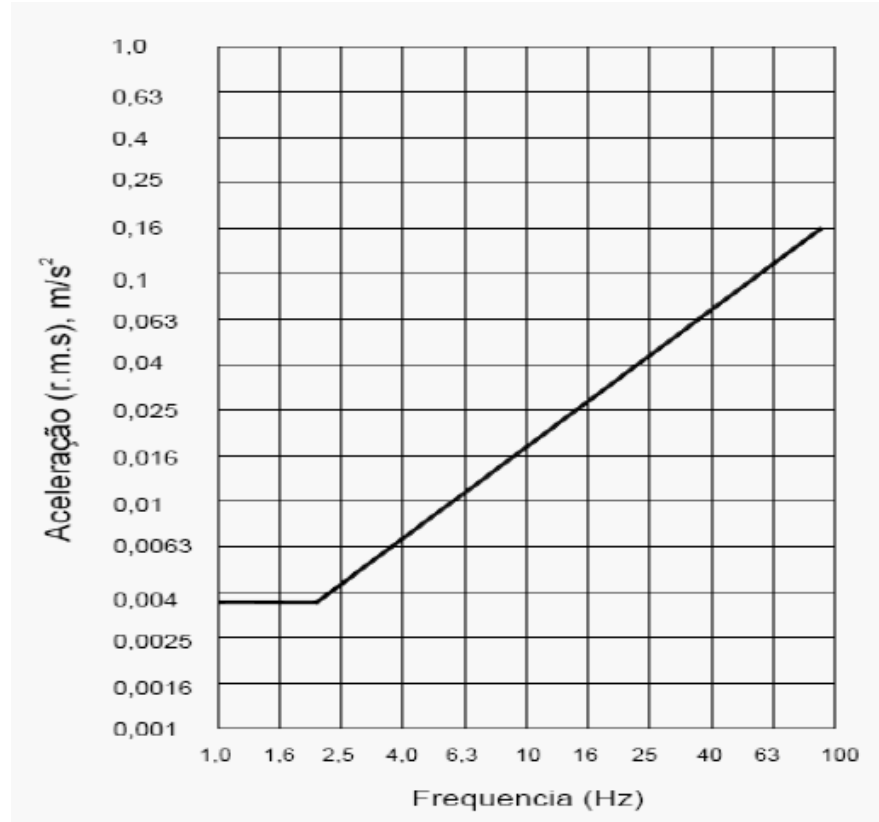


Figura 9 – Curva base de aceleração nos eixos x e y

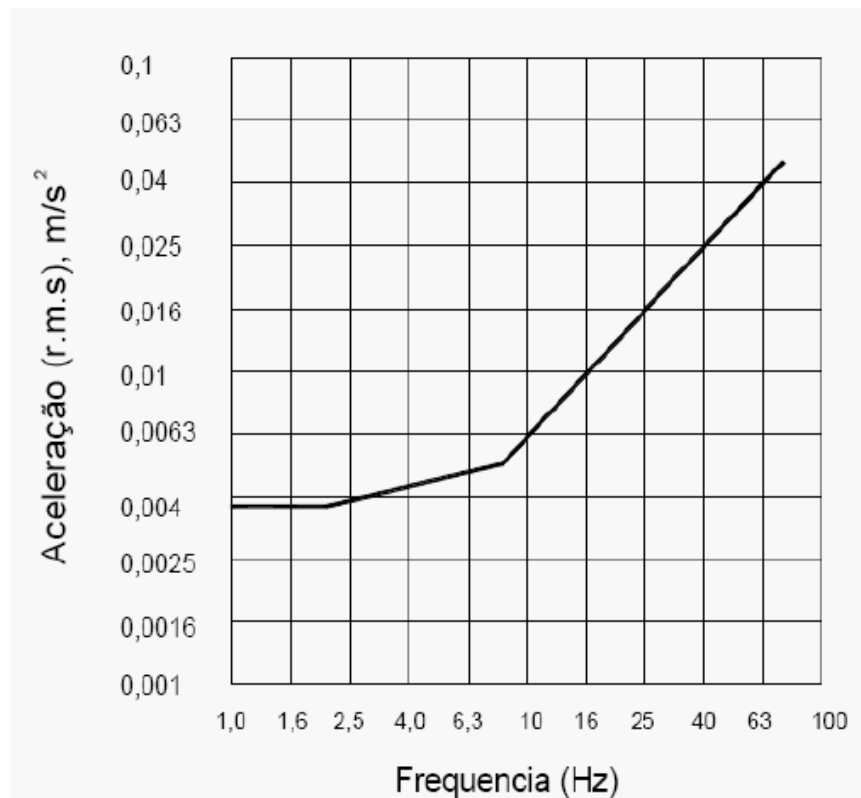


Figura 10 – Curva base de acelerações em direções combinadas (eixos x, y e z)

Níveis aceitáveis de vibrações em função do tipo de vibração, do período diurno ou noturno e do tipo de ocupação da edificação também são propostos. Os limites são especificados em termos de frequência de vibração, grandeza da aceleração, tempo de exposição e direção da vibração em relação ao tronco humano.

A Tabela 4 apresenta os multiplicadores das curvas apresentadas nas Figuras 5, 5 e 7, em função do tipo de ocupação, do período diurno ou noturno e do tipo de vibração.

Tabela 4 – Fatores de multiplicação.

Tipo de ocupação	Período do dia	Vibrações contínuas ou intermitentes	Vibrações transientes
Áreas de trabalho críticas	Dia e noite	1	1
Residências	Dia	2 a 4	30 a 90
	Noite	1,4	1,4 a 20
Escritórios	Dia e noite	4	60 a 128
Salas de conferência	Dia e noite	8	90 a 128

Os limites aceitáveis de vibração para o homem são amplamente discutíveis uma vez que dependem de muitas variáveis e a sensibilidade às vibrações é um tanto quanto subjetiva, variando de pessoa para pessoa e com o ambiente onde ocorre a vibração.

1.3.3 Deutsche Norm – Vibrations in Buildings – Part 2: Effects on Persons in Buildings: DIN 4150-2 (1999)

A norma alemã DIN 4150-2 (1999) especifica critérios para reações a vibrações observadas nas pessoas em edifícios residenciais. A faixa de frequências é de 1 a 80 Hz. Os valores dos deslocamentos medidos provocados por vibrações, com as frequências correspondentes, são utilizados para a determinação do fator de intensidade de percepção (K_b), fornecido pela Equação 1.1:

$$K_b = d \frac{0,8f^2}{\sqrt{1 + 0,032f^2}} \quad (1.1)$$

Onde:

d = amplitude do deslocamento, em mm, correspondente ao primeiro harmônico;

f = frequência da vibração, em Hz, correspondente ao primeiro harmônico.

Na Tabela 5, apresentada na próxima página, são apresentados valores de K_b aceitáveis, em função do tipo de edificação, do período de exposição à vibração e do tipo da vibração.

Tabela 5 – Valores de K_b em função do tipo de edificação (DIN 4150-2, 1999).

Tipo da edificação	Período	Valor aceitável de K_b (mm/s)	
		Vibrações frequentes	Vibrações não-frequentes
Residência rural	Diurno	0,20	4,00
	Noturno	0,15	0,15
Residência em cidade pequena	Diurno	0,30	8,00
	Noturno	0,20	0,20
Pequenos negócios	Diurno	0,40	12,00
	Noturno	0,30	0,30
Industrial	Diurno	0,60	12,00
	Noturno	0,40	0,40

1.3.4 Norma Regulamentadora 15 – Atividades e Operações Insalubres: NR-15 (1983)

No Brasil, no que tange à exposição a vibrações mecânicas em ambiente de trabalho, a Norma Regulamentadora (NR), NR-15 (1983), em seu anexo nº 8, dispõe sobre atividades e operações insalubres, caracterizando as vibrações como um risco físico ocupacional à saúde dos trabalhadores com base nas recomendações definidas pela (ISO 2631-1, 1997) e pela (ISO 5394-1, 2001).

1.3.5 Diretiva Européia (2002)

Diversos órgãos internacionais têm adotado a Diretiva Européia (2002), que estipula os níveis de ação e os limites de exposição para vibrações em mãos e braços e vibrações de corpo inteiro.

Esta diretiva considera como níveis de ação, o valor total de exposição diária a partir do qual o empregador deve tomar medidas preventivas e implantar

programas para redução dos níveis de vibração. Os limites de exposição são níveis que não devem ser excedidos em hipótese alguma.

A Tabela 6 apresenta os valores recomendados pela Diretiva Européia (2002) para limites de exposição e níveis de ação.

Tabela 6 – Limites de exposição e níveis de ação, Diretiva Européia (2002)

Parâmetro	Nível de ação	Limite de exposição
Vibração em mãos e braços	2,5 m/s ² A(8)	5,0 m/s ² A(8)
Vibração de corpo inteiro	0,5 m/s ² A(8) ou 9,1 VDV	1,15 m/s ² A(8) ou 21 VDV

Onde:

A(8) – aceleração para exposição de oito horas, expressa em r.m.s.

VDV – valor dose de vibração

Percebe-se, com base na tabela 2.5, que não existe referência a nenhuma frequência específica, embora as pesquisas comprovem sua influência nas respostas humanas a vibrações.

1.4 Critérios relativos à verificação de equipamentos mecânicos rotativos

As vibrações dos equipamentos devem ser rigidamente controladas e os critérios de normas técnicas existentes podem servir como um indicador das condições de funcionamento de uma máquina inclusive no caso de manutenções preditivas.

Segundo Soeiro (2008), a manutenção preditiva é uma modalidade de manutenção onde a máquina geralmente encontra-se operando e ocorre o monitoramento contínuo e programado com o objetivo de detectar falhas como desbalanceamento, desalinhamento, folgas generalizadas, má fixação, campo elétrico desequilibrado, etc. Estas falhas ocasionam vibrações excessivas de partes do equipamento e podem provocar desgaste prematuro de seus componentes,

quebras inesperadas de peças, fadiga estrutural do equipamento, desconexão de partes e até uma possível parada do equipamento não programada. Esta modalidade permite a operação do equipamento com máxima eficiência durante sua vida útil, minimizando os custos de manutenção.

O controle dos fenômenos vibratórios pode ser conseguido por três procedimentos diferenciados:

- Eliminação das fontes: balanceamento, alinhamento, troca de peças defeituosas, aperto de bases soltas, etc.
- Isolamento das partes: colocação de um modo elástico amortecedor de modo a reduzir a transmissão da vibração a níveis toleráveis.
- Atenuação da resposta: alteração da estrutura (reforços, massas auxiliares, mudança de frequência natural, etc).

1.4.1 International Standard – Mechanical Vibration of Machines With Operating Speeds From 10 to 200 rev/s – Basis for Specifying Evaluation Standards: ISO 2372 (1974)

Visando o bom funcionamento das máquinas, a ISO 2372 (1974) estabelece limites de vibração que dependem da potência da máquina e do tipo de fundação. As vibrações são medidas em pontos das superfícies das máquinas que operam com frequência na faixa de 10 a 1000 Hz. A Tabela 7 apresenta as faixas de classificação:

Tabela 7 – Critérios de severidade das vibrações de máquinas.

Faixas de severidade de vibração	Classe das máquinas			
	Classe I	Classe II	Classe III	Classe IV
Velocidades em mm/s				
0,28	Bom	Bom	Bom	Bom
0,45				
0,71				
1,12	Permissível	Permissível	Permissível	Permissível
1,8				
2,8	Tolerável	Tolerável	Tolerável	Tolerável
4,5				
7,1	Inaceitável	Inaceitável	Inaceitável	Inaceitável
11,2				
18				
28				
45				

Onde:

Classe I → máquinas pequenas de até 15 kW;

Classe II → máquinas médias de 15 kW a 75 kW quando rigidamente montadas, ou acima de 300 kW com fundações especiais;

Classe III → grandes máquinas com fundação rígida e pesada, cuja frequência natural não exceda a velocidade da máquina;

Classe IV → grandes máquinas que operam com velocidade acima da frequência natural da fundação, como as turbo-máquinas.

Outra referência encontrada na literatura técnica disponível sobre o tema, Srinivasulu (1976) fornece uma tabela mais simples de valores limites de amplitudes de vibrações para diversos tipos de máquinas. A Tabela 8 apresenta os valores propostos por (Srinivasulu, 1976).

Tabela 8 – Amplitudes admissíveis de vibração de acordo com a velocidade do equipamento (Srinivasulu, 1976).

Tipo de máquina	Amplitude permissível (cm)
Máquina de baixa velocidade (até 500 rpm)	0,02 a 0,025
Fundações de martelos	0,1 a 0,12
Máquinas de alta velocidade:	
a) 3000 rpm	
i. Vibrações verticais	0,002 a 0,003
ii. Vibrações horizontais	0,004 a 0,005
b) 1500 rpm	
i. Vibrações verticais	0,004 a 0,006
ii. Vibrações horizontais	0,007 a 0,009

No presente capítulo foram apresentadas algumas normas de projeto referentes à verificação de estruturas submetidas a vibrações provenientes de máquinas rotativas, verificação do efeito das vibrações sobre pessoas e verificação do equipamento mecânico.

No capítulo dois, serão apresentados a teoria e os critérios utilizados para realizar a modelagem do carregamento dinâmico devido a máquinas rotativas.

2 MODELO DE CARREGAMENTO DINÂMICO

2.1 Aspectos gerais

O conhecimento sobre o comportamento dinâmico de rotores de máquinas rotativas, ainda na fase de projeto, tem se tornado um fator cada vez mais imprescindível, tendo em vista que não é algo desejável a tomada de ações corretivas após o início das atividades. Os custos com material e execução dos serviços são relativamente elevados, quando comparados com os lucros cada vez mais reduzidos em função das regras impostas pelo mercado e pelo fato de tais ações corretivas ainda implicarem em um período no qual o equipamento necessitará ficar inoperante, o que significa prejuízo, pois o mesmo não irá gerar nenhum lucro no período.

Segundo Dias Junior (2009), dentre os vários fatores que contribuem para a transmissão da energia de rotação para os movimentos vibratórios da máquina, o mais conhecido é, sem dúvida, o desbalanceamento do rotor. O rotor é a parte giratória de uma máquina ou motor ao qual podem estar acoplados elementos como discos, geradores, engrenagens, etc.

Os rotores apóiam-se sobre mancais, sendo estes os elementos responsáveis pela ligação entre a parte móvel e a estrutura fixa de uma máquina rotativa. Além de absorver energia, outra função dos mancais é a de guiar ou restringir movimentos durante a rotação do eixo (SILVA, 2004).

De acordo com Dias Junior (2009), 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. Este movimento é chamado movimento de precessão.

O processo de balanceamento de um rotor é um dos principais fatores para a minimização das vibrações geradas por motores elétricos. Dependendo do nível de vibração destes motores, pode ocorrer fadiga ou falha prematura do mesmo, além de comprometimento total ou parcial da estrutura onde ocorreu a instalação deste motor. O processo de balanceamento tem por finalidade melhorar a distribuição de massa de um corpo, de tal forma que este, ao girar em torno de seus mancais, não

produza forças de desbalanceamento, mantendo as vibrações e as solicitações dinâmicas dentro de limites adequados ao funcionamento da máquina.

O balanceamento pode ser atingido até certo limite, já que após este processo o rotor ainda apresentará imperfeição na distribuição de massa, chamada desbalanceamento residual.

Vale mencionar que não existe uma relação direta entre o desbalanceamento residual e nível de vibração da máquina, o qual depende de muitos fatores como, por exemplo, a massa da carcaça e da fundação, a rigidez dos mancais e da fundação, a ocorrência de ressonâncias, etc. De qualquer maneira existem níveis admissíveis de desbalanceamento residual, compatíveis com a boa prática de projetos de máquinas. As normas apresentadas a seguir tratam da qualidade de balanceamento de rotores rígidos.

2.1.1 NBR 8008 – Balanceamento de corpos rotativos (1983)

A norma brasileira NBR 8008 (1983), fornece o valor do 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).

2.1.2 European Standard – Eurocode 1 – Actions on Structures – Part 3: Actions Induced by Cranes and Machinery: Eurocode 1, Part 3 (2002)

No que diz respeito às ações induzidas por máquinas, a norma europeia Eurocode 1, Part 3 (2002), auxilia na caracterização das informações necessárias para a determinação de tais ações e formula, para os casos mais simples, a força dinâmica gerada por máquinas com partes rotativas.

A Equação 2.1 representa a formulação do Eurocode 1, Part 3 (2002) para a determinação de tais forças dinâmicas.

$$F_s = m_R T_s^2 e = m_R T_s (T_s e) \quad (2.1)$$

Onde:

F_s = força livre do rotor;

m_R = massa do rotor;

T_s = freqüência circular do rotor;

E = excentricidade da massa do rotor;

$T_s.e$ = média do balanceamento do rotor.

A Figura 11 apresenta uma representação gráfica da Equação 2.1.

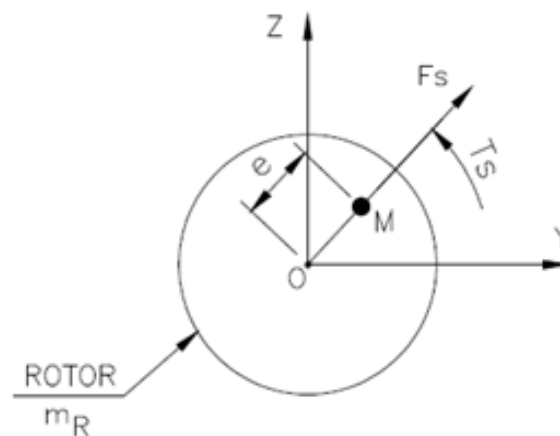


Figura 11 – Rotor com massa desbalanceada

2.2 Fundamentos da dinâmica de rotores

Na modelagem numérica da dinâmica de rotores, a formulação de um modelo matemático que represente de forma adequada 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. De acordo com Pereira (2003), o sucesso do projeto de uma máquina rotativa requer alguns cuidados, tais como:

- Prever e, se possível, evitar velocidades críticas (velocidades nas quais a vibração devido ao desbalanceamento do rotor é máxima);
- Minimizar a resposta dinâmica nos picos de ressonância, caso haja necessidade de se passar por uma velocidade crítica;
- Modificar o projeto do rotor de forma a alterar as velocidades críticas, quando for necessário alterar a velocidade de operação do mesmo;
- Determinar as amplitudes de vibrações causadas pelo desbalanceamento do rotor;
- Determinar as frequências de vibrações nas instabilidades dinâmicas. Esta é uma medida que nem sempre é simples de ser realizada, haja visto que nem todas as forças desestabilizadoras são conhecidas;
- Modificar o projeto do rotor de forma a eliminar instabilidades dinâmicas;
- Minimizar as vibrações e as cargas transmitidas à estrutura da máquina durante todo o intervalo de operação.

As velocidades críticas pelas quais uma máquina pode passar até atingir sua rotação de trabalho representam um dos grandes inconvenientes na dinâmica de rotores. Nestas velocidades, podem ser atingidas grandes amplitudes de vibração do eixo da máquina, que por sua vez podem ocasionar danos irreversíveis nos mancais e demais componentes do rotor.

No caso de um rotor cujo eixo é constituído de materiais convencionais, as medidas possíveis para reduzir a amplitude das vibrações nas velocidades críticas são, segundo (PEREIRA, 2003):

- Balanceamento do rotor, que consiste em calcular massas de correção e suas localizações a partir de dados de vibração. Dificilmente consegue-se balancear um rotor com perfeição;
- Alteração da velocidade de rotação da máquina de maneira a distanciá-la das velocidades críticas ou alteração das velocidades críticas através da variação da rigidez dos mancais;
- Caso haja necessidade de a máquina operar com uma velocidade de rotação próxima a uma velocidade crítica e esta velocidade seja imprescindível, a solução é adicionar amortecimento externo ao rotor. Esta medida pode ser utilizada na dinâmica de rotores, onde seja necessário

reduzir as amplitudes de vibração quando o rotor está submetido a uma excitação cuja velocidade coincida com uma de suas velocidades críticas.

2.3 Equação de movimento do rotor

De acordo com Silva (2004), a literatura dispõe de uma grande quantidade de material 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, e pode ser expresso da forma apresentada na Equação 2.2:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{d}} + (\mathbf{C} + \mathbf{G})\dot{\mathbf{d}} + \mathbf{K}\mathbf{d} = \mathbf{F}_{(t)} \quad (2.2)$$

Sendo:

$\mathbf{F}_{(t)}$ = vetor das forças de excitação do sistema;

\mathbf{M} = matriz de massa global do sistema, obtida a partir das matrizes de massa elementares do disco e do eixo;

\mathbf{C} = matriz de amortecimento global obtida a partir da matriz de amortecimento de cada mancal;

\mathbf{G} = matriz giroscópica global anti-simétrica do rotor obtida a partir das matrizes giroscópicas elementares do disco e do eixo;

\mathbf{K} = matriz de rigidez global simétrica obtida a partir das matrizes de rigidez elementares do eixo e dos mancais;

$\ddot{\mathbf{d}}$, $\dot{\mathbf{d}}$ e \mathbf{d} = vetores de aceleração nodal, velocidade nodal e deslocamento nodal, respectivamente.

2.4 Forças de excitação: Massa desbalanceada

Massa desbalanceada é definida como sendo uma massa situada a uma distância d medida em relação ao centro geométrico do eixo, conforme observa-se na Figura 12. A massa permanece em um plano perpendicular ao eixo y que é uma coordenada constante.

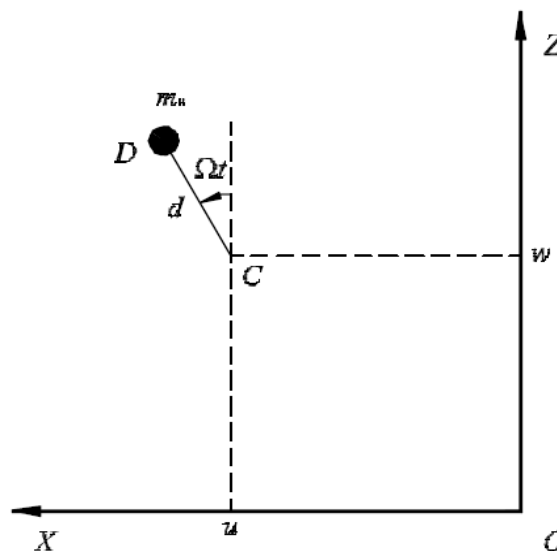


Figura 2.1 – Massa desbalanceada (López, 2002)

Com base na Figura 12, pode-se deduzir que a força provocada pela massa desbalanceada, atuante no eixo, nas direções referenciadas no sistema de coordenadas apresentado, pode ser escrita da forma apresentada nas Equações 2.3 e 2.4:

$$F_u = m_u \Omega^2 d \cdot \text{sen}(\Omega t) \quad (2.3)$$

$$F_w = m_u \Omega^2 d \cdot \text{cos}(\Omega t) \quad (2.4)$$

Como pode-se observar nas Equações (2.3) e (2.4), as forças geradas pela massa desbalanceada possuem uma frequência idêntica à frequência de rotação do eixo.

2.5 Quantificação do desbalanceamento

Conforme visto anteriormente, o desbalanceamento é caracterizado por uma massa situada a certa distância do eixo de rotação do rotor, conforme ilustrado pela Figura 2.2.

Assim sendo, o desbalanceamento é sempre quantificado através de uma relação massa x distância, com unidade em g.mm.

O rotor deve ser submetido a um procedimento de balanceamento de forma a se alcançar um valor mínimo tolerável. Tal valor é denominado nas normas como Desbalanceamento Residual Permissível, designado pelo símbolo U e unidade em g.mm.

$$U = \text{massa} \times \text{distância} \quad (2.5)$$

Observa-se através da Equação 2.5 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 Equação 2.6.

$$e = \frac{U}{m} \quad (2.6)$$

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 Equação 2.7, sendo F_{cent} expressa em N.

$$F_{cent} = m.e.\Omega^2 \quad (2.7)$$

Baseados em anos de experiência, especialistas decidiram que o produto da velocidade angular da rotação do rotor, medida em rad/s, pelo desbalanceamento residual permissível específico deve ser constante, ou seja, para se aumentar a velocidade de rotação do rotor se faz necessária a redução do desbalanceamento residual específico.

Este produto é denominado por Qualidade de Balanceamento e designado pela letra G. Para atender à grande variedade de rotores existente foi necessário atribuir, em função do tipo do rotor e sua aplicação, um valor para esta constante.

Em seguida, a Tabela 9 reproduz os valores indicados na norma ISO 1940/1 (1986) que trata da qualidade do balanceamento de corpos rígidos rotativos.

Tabela 9 – Valores de qualidade de balanceamento (ISO 1941/1, 1986)

Grau de qualidade do balanceamento	Produto da relação ($e \times \omega$) [mm/s]	Tipo de máquina
G 4000	4000	Dieseis 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	Dieseis rápidos com 4 cilindros
G 100	100	Dieseis 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

2.6 Determinação das forças desbalanceadas

Conforme mencionado, o desbalanceamento do rotor produz uma carga dinâmica que depende da massa, da velocidade angular do equipamento e da excentricidade entre o centro de gravidade do equipamento e o eixo de rotação.

A Equação 2.8 permite determinar a amplitude da carga dinâmica gerada pelo

desbalanceamento de um rotor e possui a seguinte forma:

$$P_0 = mR\Omega^2 = m(R.\Omega)\Omega \quad (2.8)$$

Onde:

P_0 = amplitude da carga dinâmica;

m = massa total em rotação;

Ω = frequência do equipamento;

$R. \Omega = G$: grau de qualidade do balanceamento do equipamento determinado de acordo com a norma ISO 1940/1 (1986).

Para rotores de motores elétricos $R. \Omega$ foi considerado igual a 0,0025 m/s. Substituindo este valor na Equação 2.8, obtemos:

$$P_0 = m(0,0025)\Omega \quad (2.9)$$

Para uma carga desbalanceada girando em torno de um eixo, o procedimento para obtenção desta força atuando em um plano, de modo a apontar para todas as direções, consiste em aplicar esta força em duas direções ortogonais entre si. Uma das forças é aplicada na direção horizontal com ângulo de fase Φ igual a zero e a outra na direção vertical com ângulo de fase Φ igual a 1/4 do período da vibração da força desbalanceada.

A Figura 13 mostra graficamente o comportamento da função que representa as componentes da força desbalanceada.

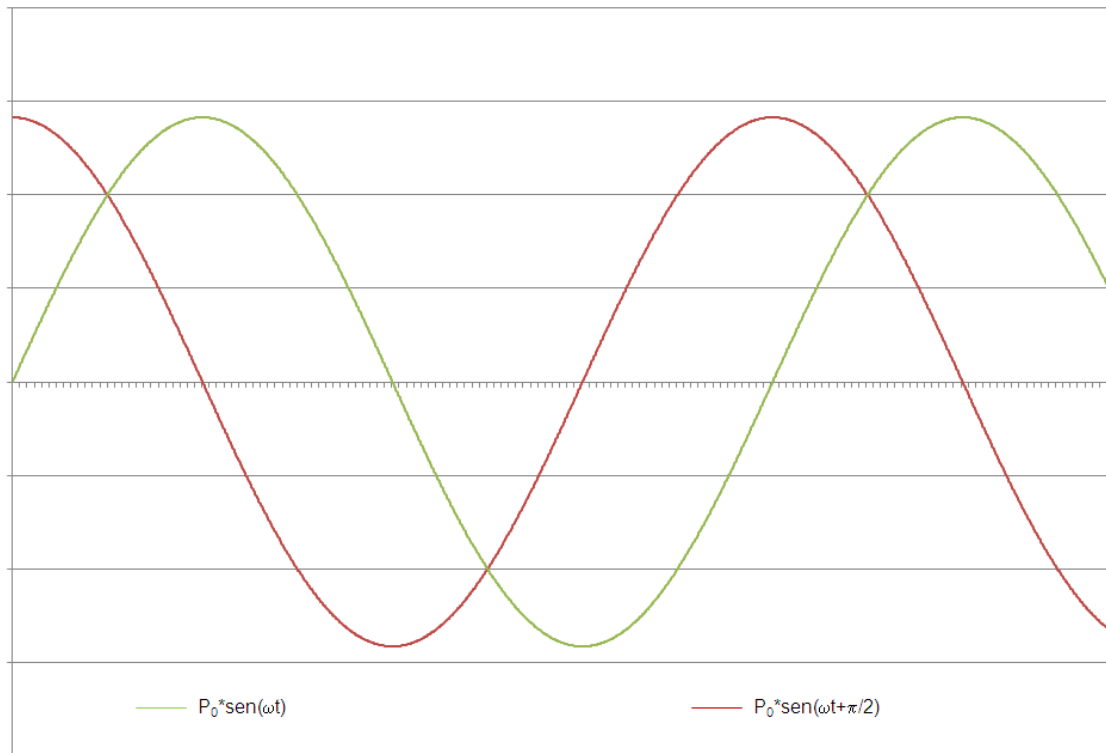


Figura 12 – Gráfico das componentes da força desbalanceada

Desta forma, à medida que o tempo avança, tem-se uma variação das duas forças de modo que a composição destas resultará na força desbalanceada, tendo em vista que uma será multiplicada por $\text{sen}(\Omega t)$ e a outra por $\text{sen}(\Omega t + \pi/2)$. Desta forma, quando uma for máxima a outra será nula e vice-versa.

O valor da força dinâmica é obtido através da soma vetorial das componentes nas direções vertical e horizontal através da Equação 2.10:

$$P = P_0 \times \text{sen}(\Omega t) + P_0 \times \text{sen}\left(\Omega t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (2.10)$$

A Figura 14 apresenta graficamente o comportamento da função que define a força dinâmica total gerada pelo desbalanceamento do rotor.

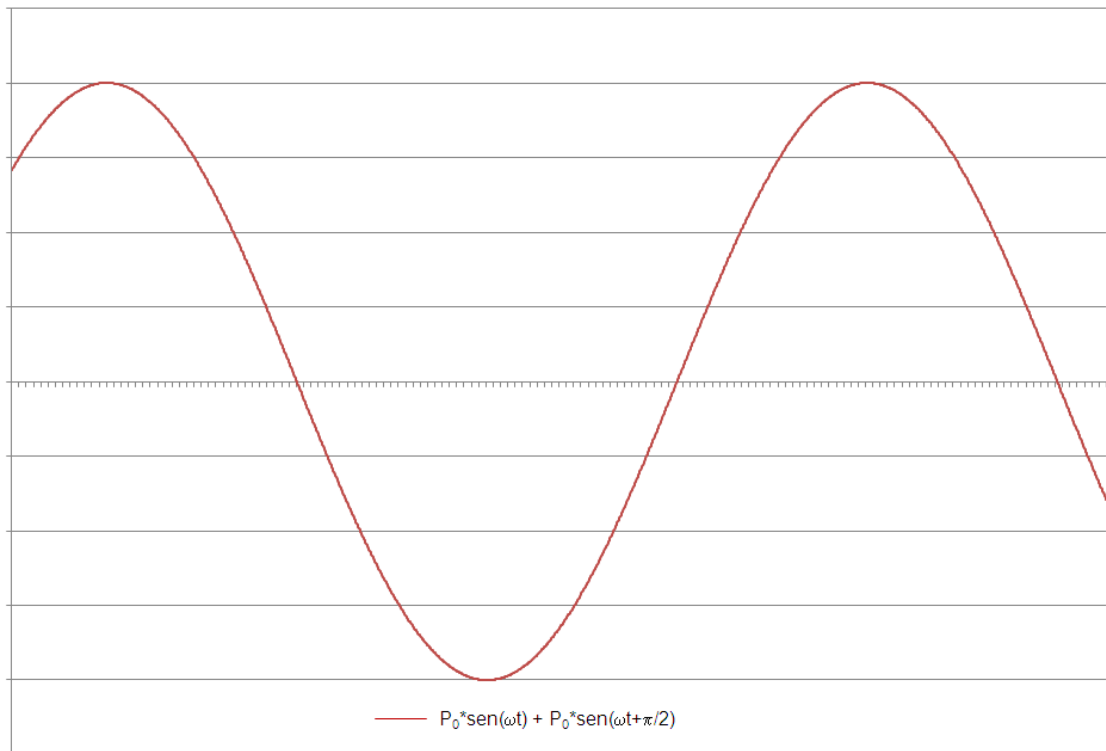


Figura 14 – Gráfico da resultante da força desbalanceada – Equação 2.10

2.7 Modelagem do carregamento dinâmico

2.7.1 Características dos equipamentos

Para a realização das análises efetuadas no decorrer deste estudo, foram utilizados os dados dos geradores de acordo com a Tabela 10. A Figura 15 mostra o projeto do equipamento.

Tabela 10 – Dados do equipamento utilizado

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	1800 rpm = 30 Hz
Frequência de saída	56,9 rpm = 0,94 Hz

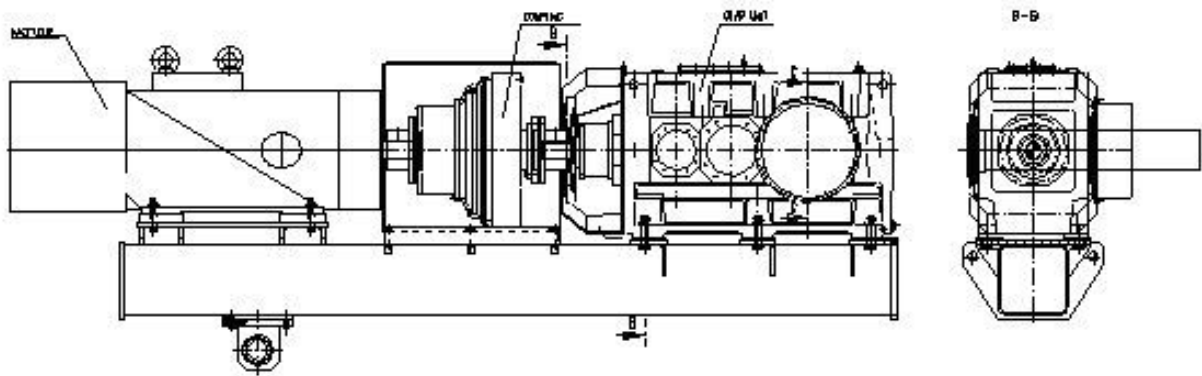


Figura 15 – Unidade de geração (motor, acoplamento e redutor)

2.7.2 Carga desbalanceada e esquema de aplicação das cargas

A modelagem da carga dinâmica apresenta duas componentes relacionadas às direções verticais e horizontais, conforme ilustrado nas Figuras 16 e 17. A Tabela 11 mostra as ações dinâmicas aplicadas sobre o piso metálico. Estas ações foram devidamente combinadas de maneira a melhor representar a excitação dinâmica induzida pelo equipamento na estrutura.

Tabela 11 – Ações dinâmicas relacionadas ao equipamento

Equipamento	Peso (kN)	Frequência (rad/s)	$R\omega$ (m/s)	P_0 (kN)
Rotor	10,80	188,49	0,0025	0,51
Redutor	18,75	6,03	0,0025	0,028

A Figura 16 apresenta a representação gráfica das funções utilizadas na caracterização da força dinâmica gerada devido à parcela relativa ao rotor.

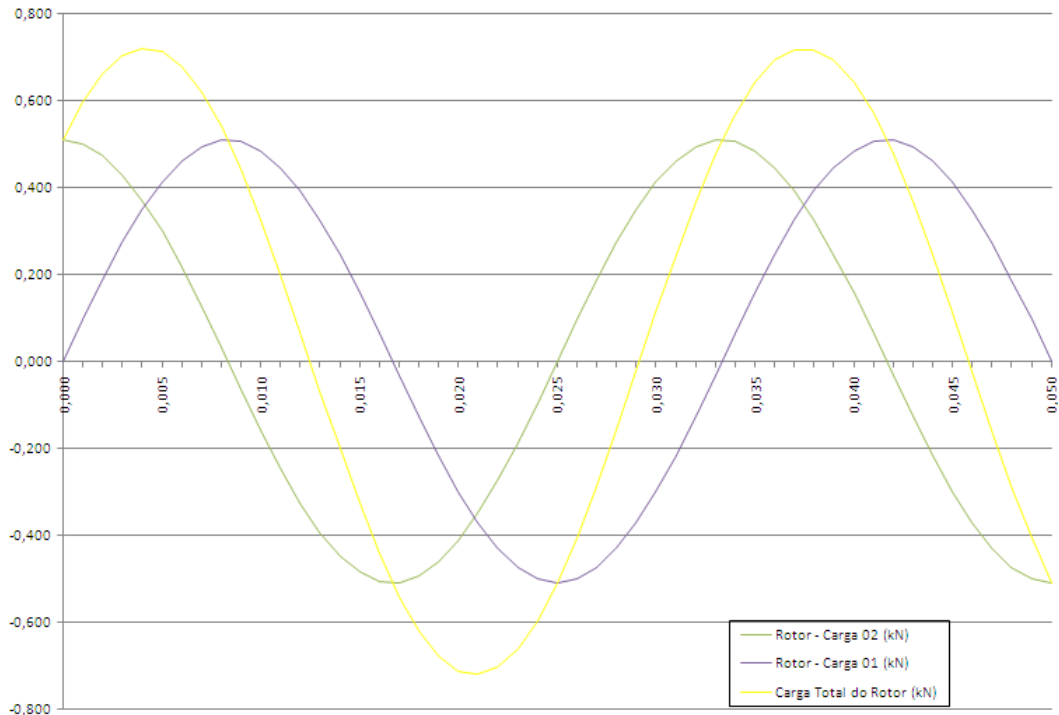


Figura 16 – Carregamento dinâmico relacionado ao rotor

As cargas Rotor – Carga 01 e Rotor – Carga 02, apresentadas na legenda da Figura 2.6, representam, respectivamente, as componentes da força desbalanceada com ângulo de fase igual a zero e 1/4 do período da vibração da força desbalanceada apresentadas no item 2.6. A Carga Total do Rotor também apresentada na legenda da Figura 3.6 representa a força dinâmica total gerada pelo desbalanceamento do rotor sendo igual à soma das parcelas descritas anteriormente.

Na Figura 17 representam-se graficamente as funções utilizadas para a determinação da força dinâmica proveniente da parcela relativa ao redutor.

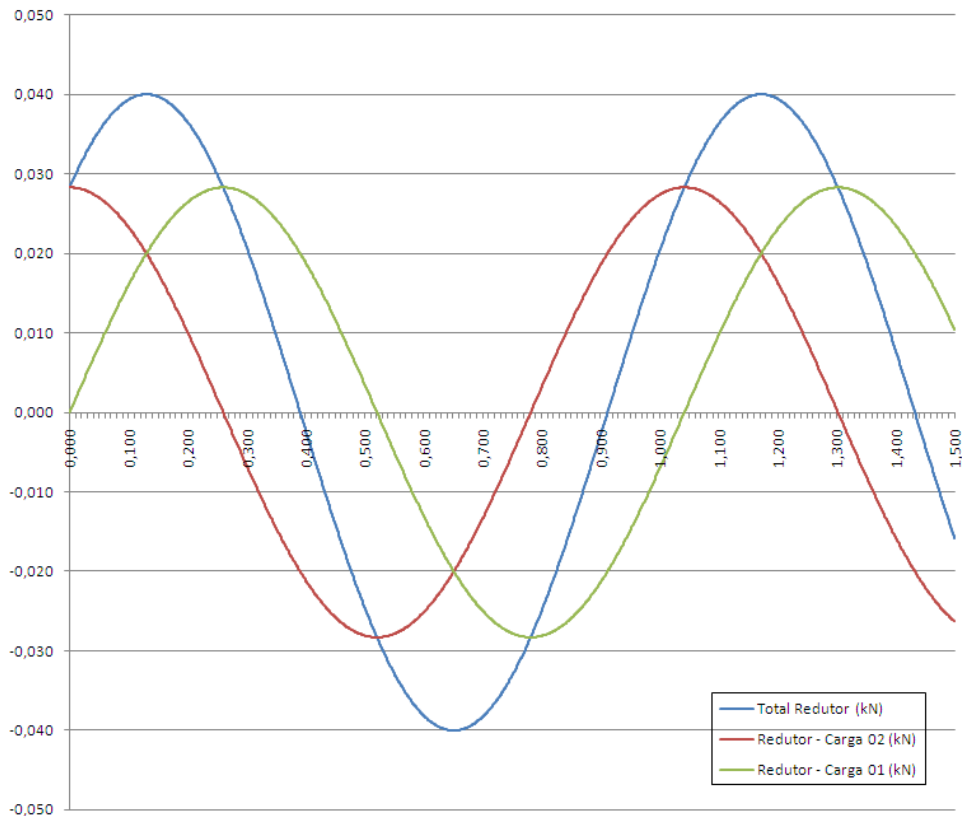


Figura 17 – Carregamento dinâmico relacionado ao redutor

As cargas Redutor – Carga 01 e Redutor – Carga 02, apresentadas na legenda da Figura 17, representam, respectivamente, as componentes da força desbalanceada com ângulo de fase igual a zero e $1/4$ do período da vibração da força desbalanceada. A Carga Total do Rotor também apresentada na legenda da Figura 17 representa a força dinâmica total sendo igual à soma das parcelas descritas anteriormente.

Neste capítulo foi apresentada uma breve introdução a conceitos básicos de dinâmica de rotores, necessários para o entendimento e desenvolvimento da estratégia de carregamento utilizada no presente estudo. Foram descritos ainda os casos de carregamento adotados e utilizados nas análises efetuadas ao longo do presente trabalho.

No capítulo três será apresentada a descrição do modelo da plataforma escolhido para ser utilizado no desenvolvimento desta pesquisa, apresentando todas as suas características físicas e geométricas, bem como os conceitos utilizados no desenvolvimento da estratégia de interação solo-estrutura e sobre a modelagem do amortecimento estrutural.

3 MODELO ESTRUTURAL INVESTIGADO

3.1 Introdução

Este capítulo apresenta os dados relativos ao projeto da estrutura cujo comportamento dinâmico foi analisado no presente trabalho. Serão apresentados os dados referentes à geometria da estrutura, características geométricas dos perfis e características físicas dos materiais utilizados na construção da mesma. A estrutura em questão é uma plataforma de produção *offshore* totalmente constituída por elementos em aço, suscetível a vibrações provenientes de diversos equipamentos rotativos conforme descrito no capítulo 2.

3.2 Modelo estrutural da plataforma

O sistema estrutural investigado no presente trabalho se refere a uma plataforma de produção *offshore* cuja estrutura é toda formada por elementos em aço, como pode ser observado na Figura 18.



Figura 18 – Vista geral da plataforma de Merluza-1

A plataforma em questão é a plataforma de Merluza-1 (PMLZ-1) e está localizada no campo submarino de Merluza, na Bacia de Santos, no litoral do Estado de São Paulo. O centro da plataforma encontra-se localizado a aproximadamente 180 km ao sudeste da cidade de Santos. A estrutura foi projetada para operar em uma lâmina d'água de 134 m.

A estrutura é composta de duas partes. A parte inferior é formada por estacas tubulares e uma treliça espacial chamada de jaqueta e a parte superior é formada por dois conveses com uma área total igual a 1915m². As principais características da estrutura são:

- Estacas tubulares de diâmetro igual a 2134mm, espessura igual a 55mm e aço estrutural com tensão de escoamento igual a 352 MPa;
- Todos os elementos tubulares são em aço estrutural A500 grau B ($f_y = 315$ MPa; $f_u = 400$ MPa);
- Todos os perfis W14x30, W24x55 e W18x60 (perfil I laminado padrão americano) são em aço estrutural A36. Todos os perfis das séries W21, W24, W27 e W36 (perfis I laminados padrão americano) são em aço estrutural A500 grau B ($f_y = 315$ MPa; $f_u = 400$ MPa);
- O sistema de piso da plataforma é formado por vigas metálicas e fechamento feito em parte por chapas de aço e o restante por grades de piso em aço;
- Todas as chapas de piso possuem 10mm de espessura e são feitas de aço estrutural A36 ($f_y = 250$ MPa; $f_u = 400$ MPa);
- Todas as grades de piso são formadas por barras chatas de aço com seção transversal de 38x5mm em aço estrutural A36.

Foi adotado um módulo de elasticidade igual a $2,05 \times 10^5$ MPa para o aço estrutural, com coeficiente de Poisson igual a 0,30 e massa específica igual a 7850 kg/m³. Devido ao fato de o sistema ser constituído por uma grande variedade de seções com diferentes características geométricas, as mesmas serão apresentadas no anexo A.

As Figuras 19 a 27 apresentam os desenhos do projeto estrutural que possibilitaram a construção do modelo da estrutura. As Figuras 19 a 24 são referentes à estrutura da jaqueta. Vale salientar que o nível 0,00 é tomado como sendo o nível do mar.

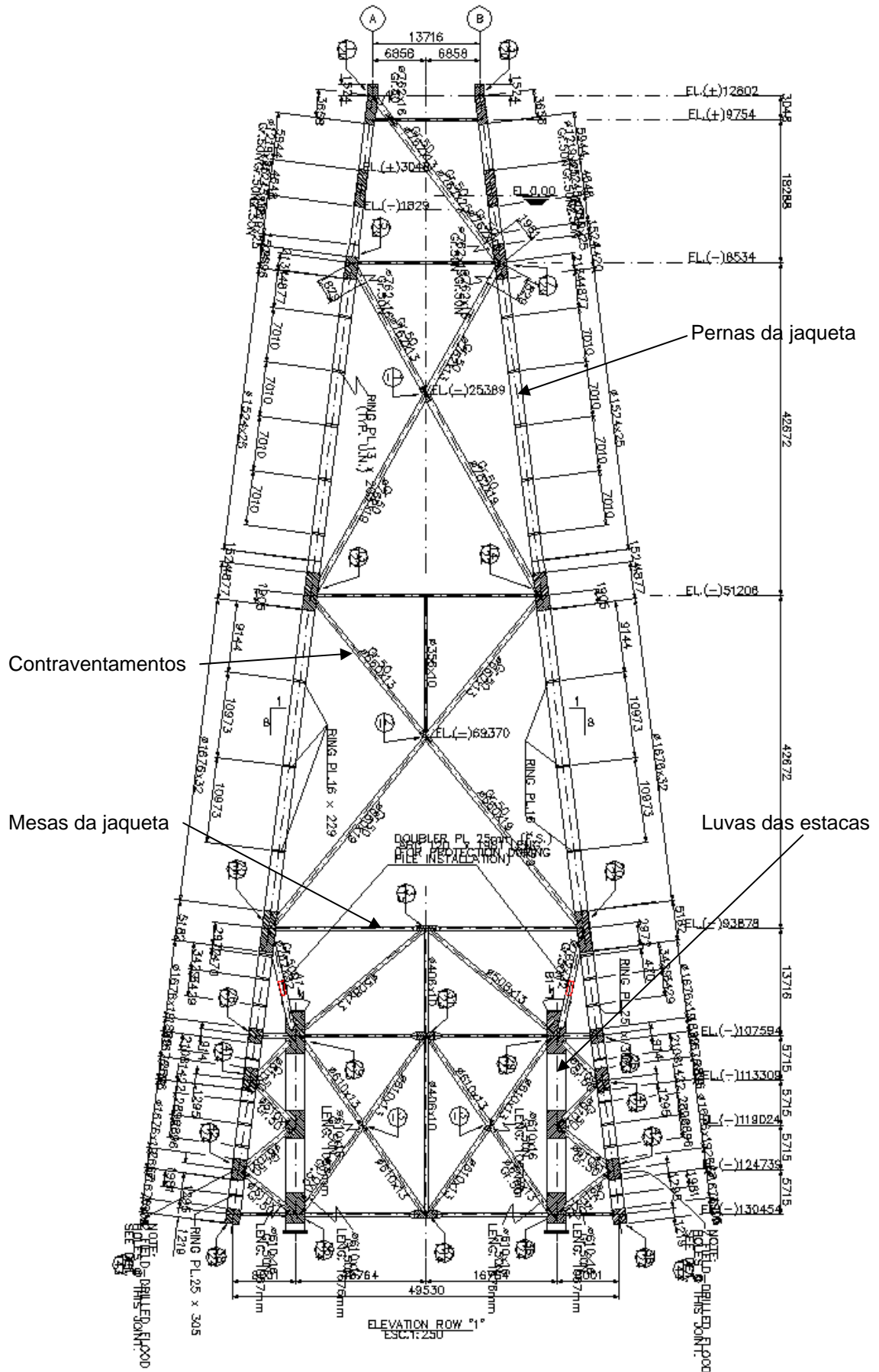


Figura 19 – Jaqueta – Elevação do Eixo 1 (cotas em mm)

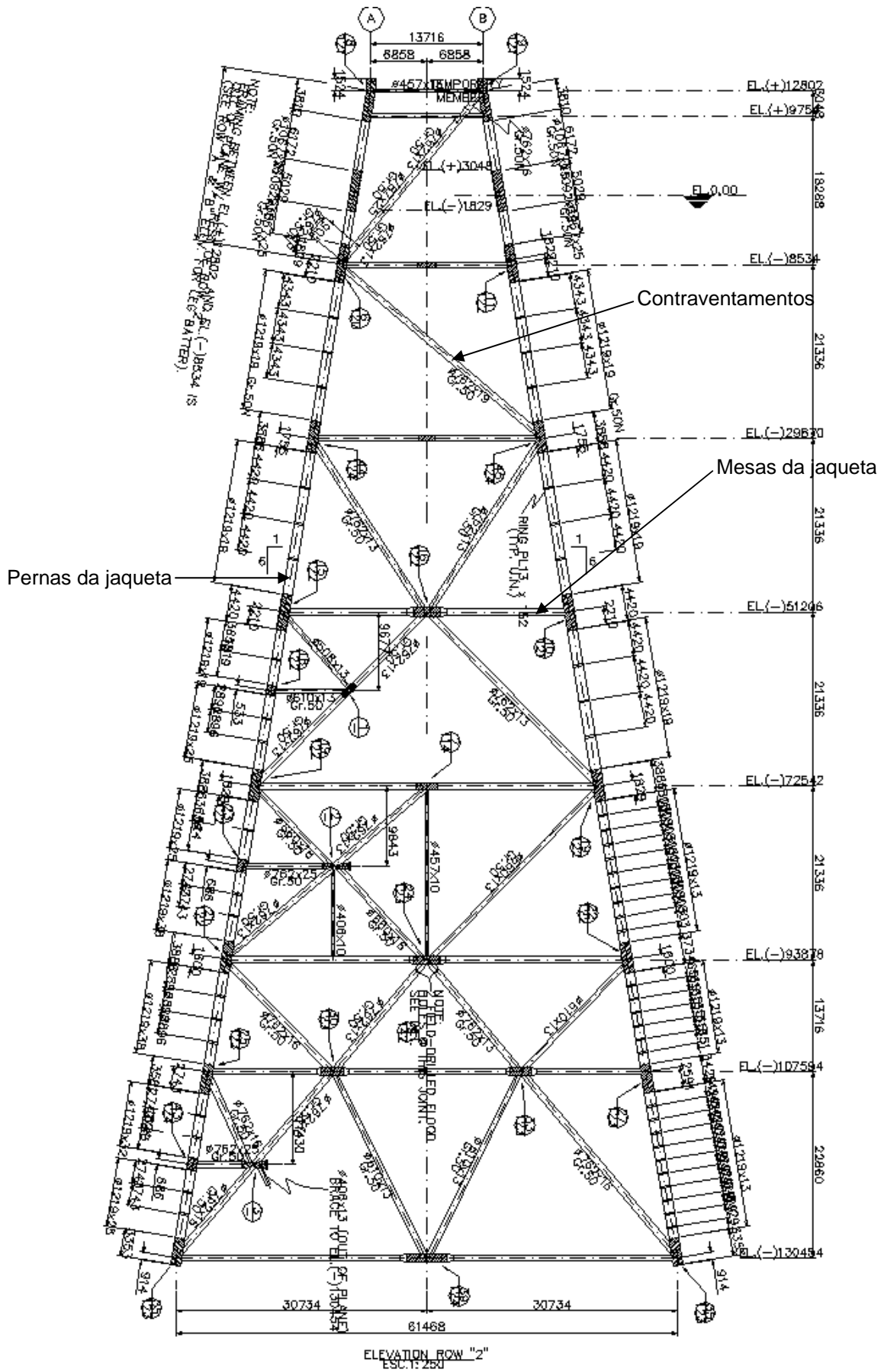


Figura 20 – Jaqueta – Elevação do Eixo 2 (cotas em mm)

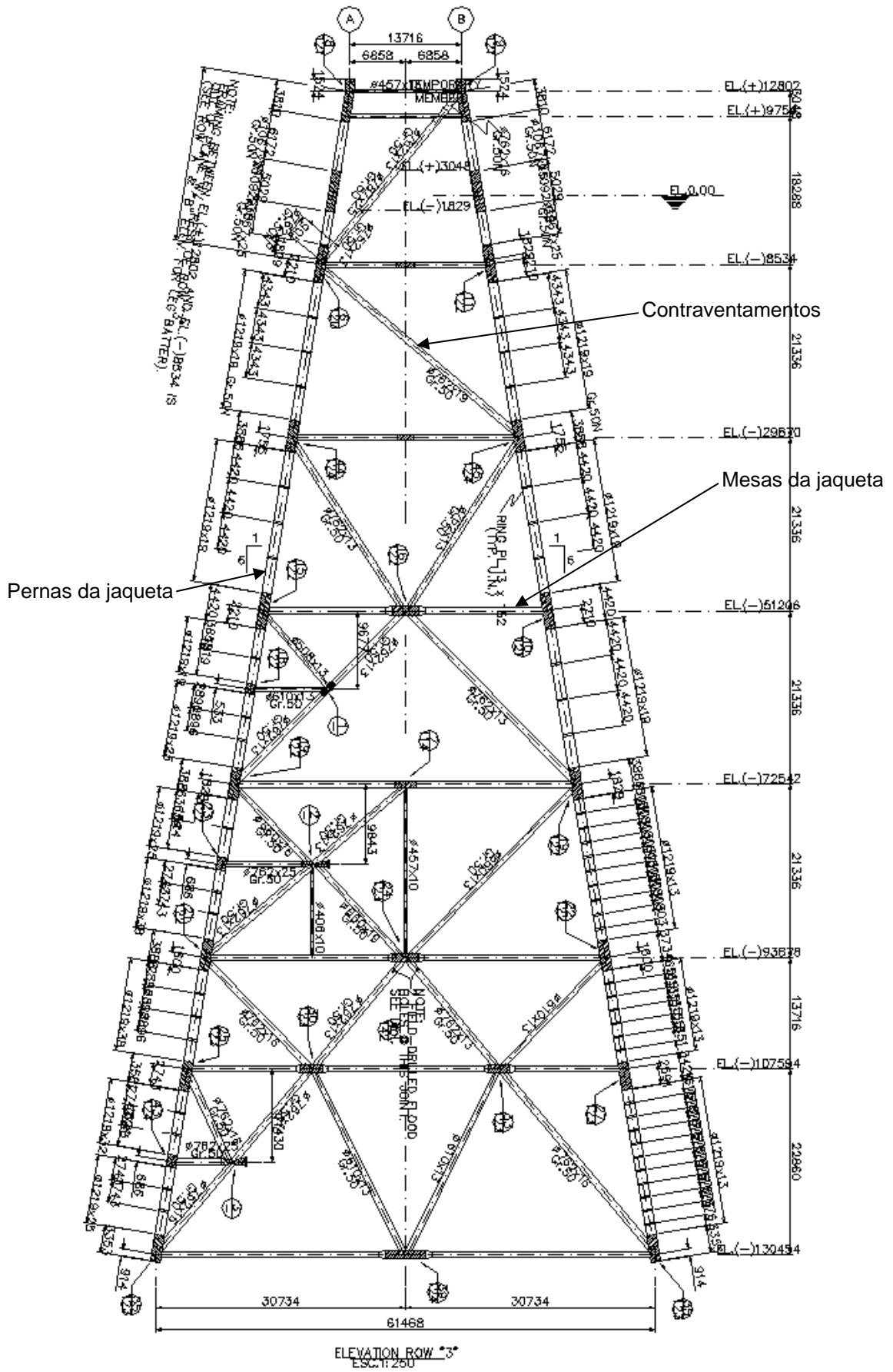


Figura 21 – Jaqueta – Elevação do Eixo 3 (cotas em mm)

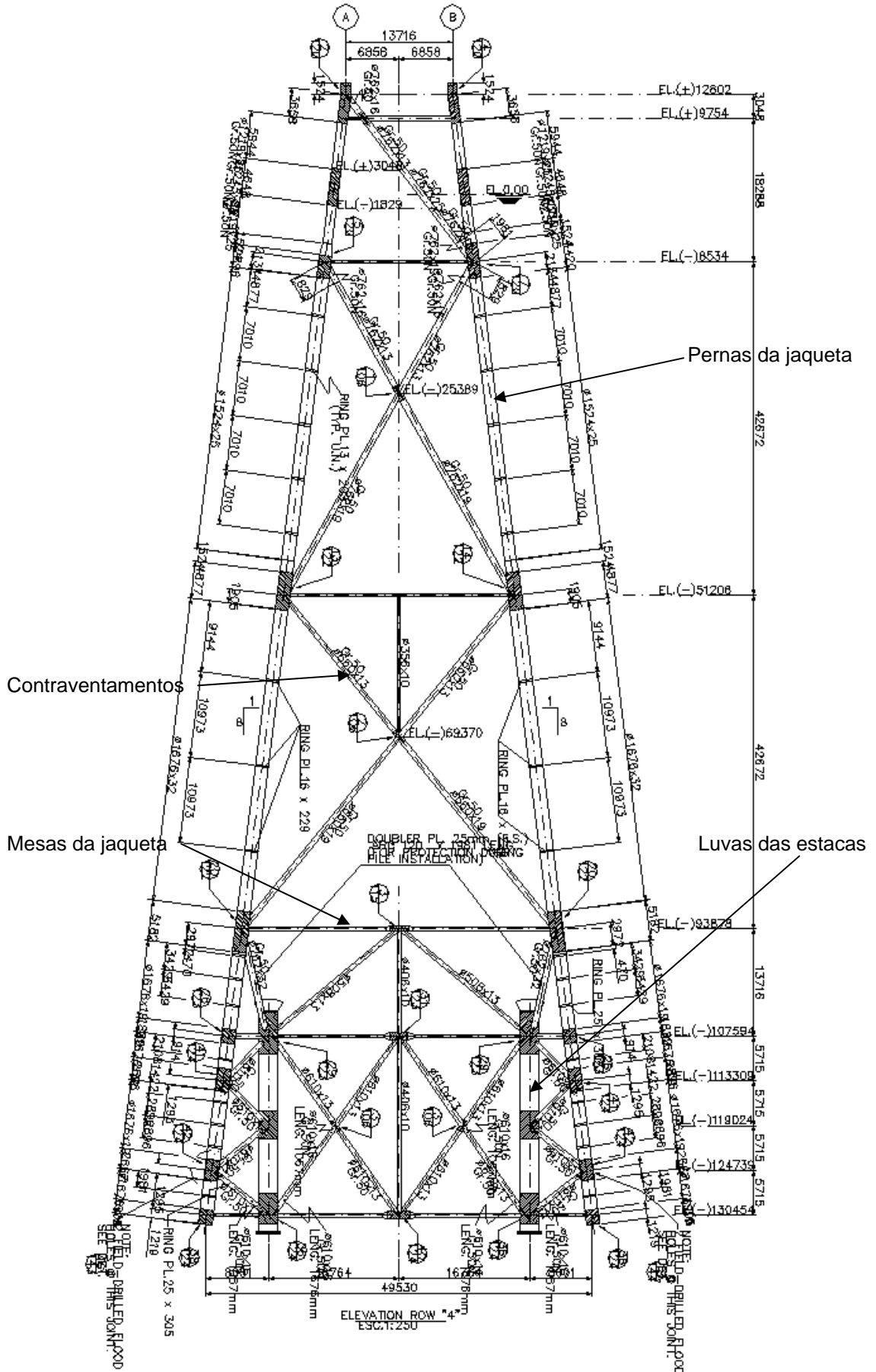


Figura 22 – Jaqueta – Elevação do Eixo 4 (cotas em mm)

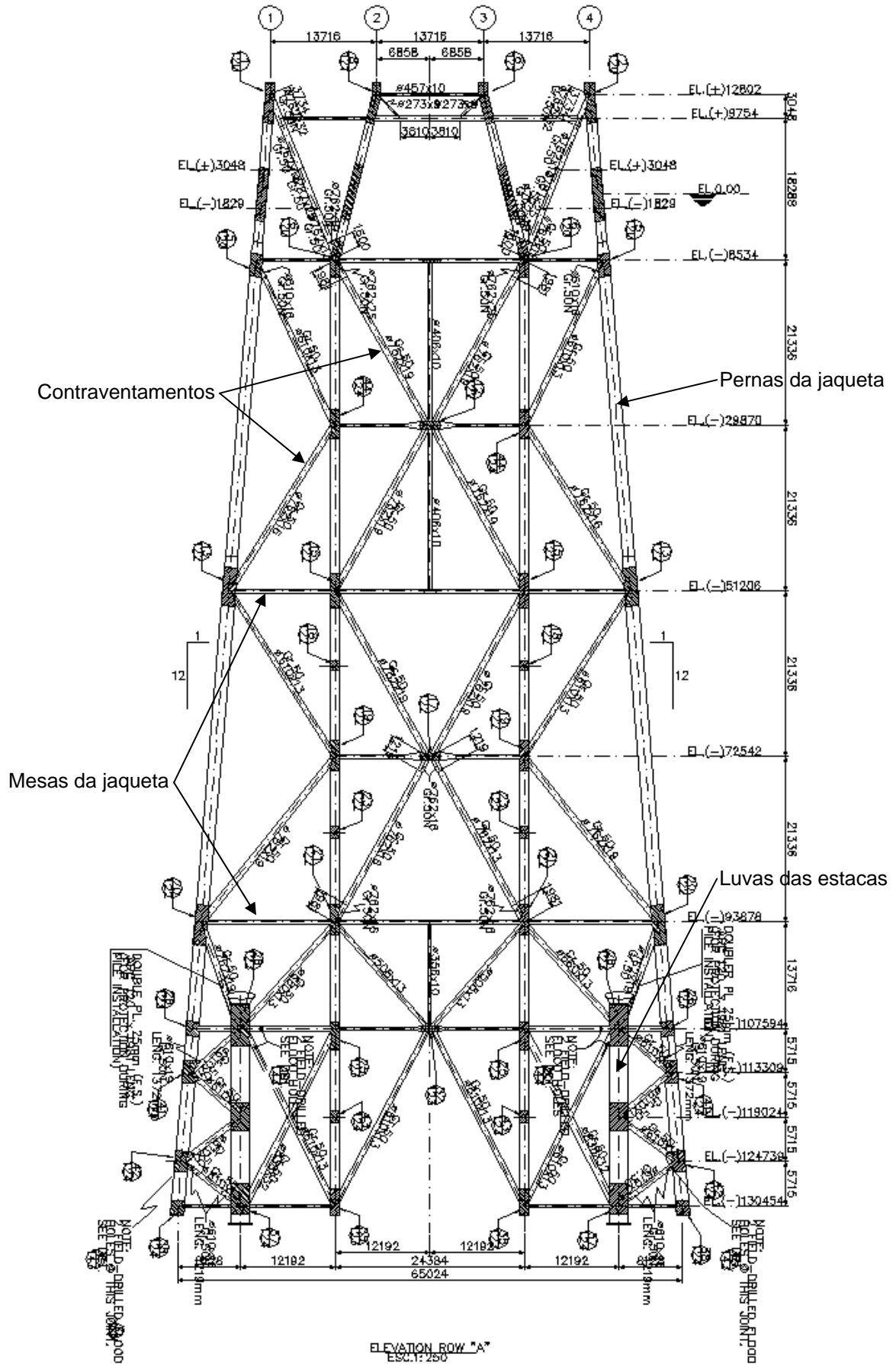


Figura 23 – Jaqueta – Elevação do Eixo A (cotas em mm)

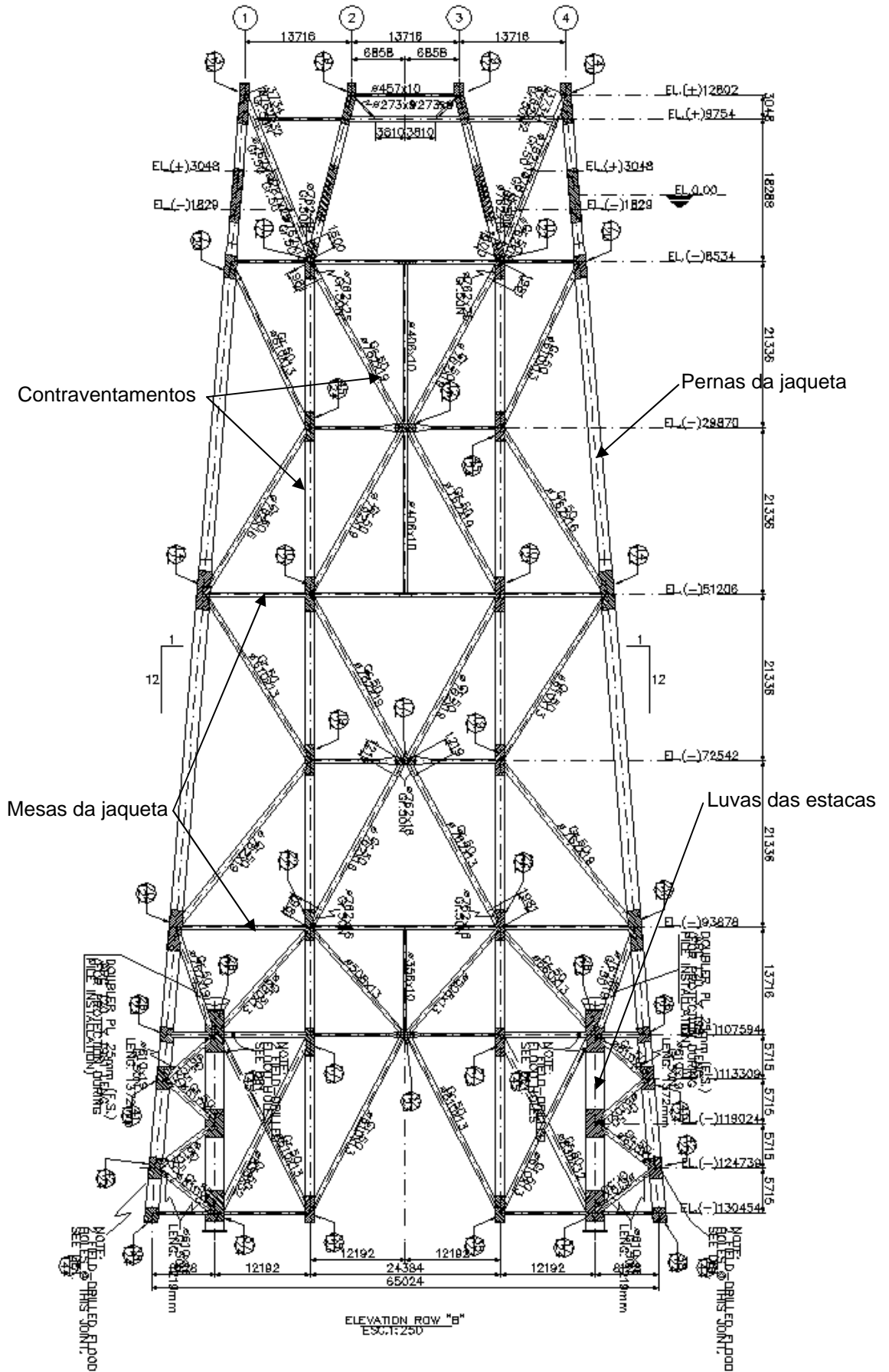


Figura 24 – Jaqueta – Elevação do Eixo B (cotas em mm)

As Figuras 25 a 27 apresentam os desenhos de projeto das elevações que constituem o sistema de piso da plataforma.

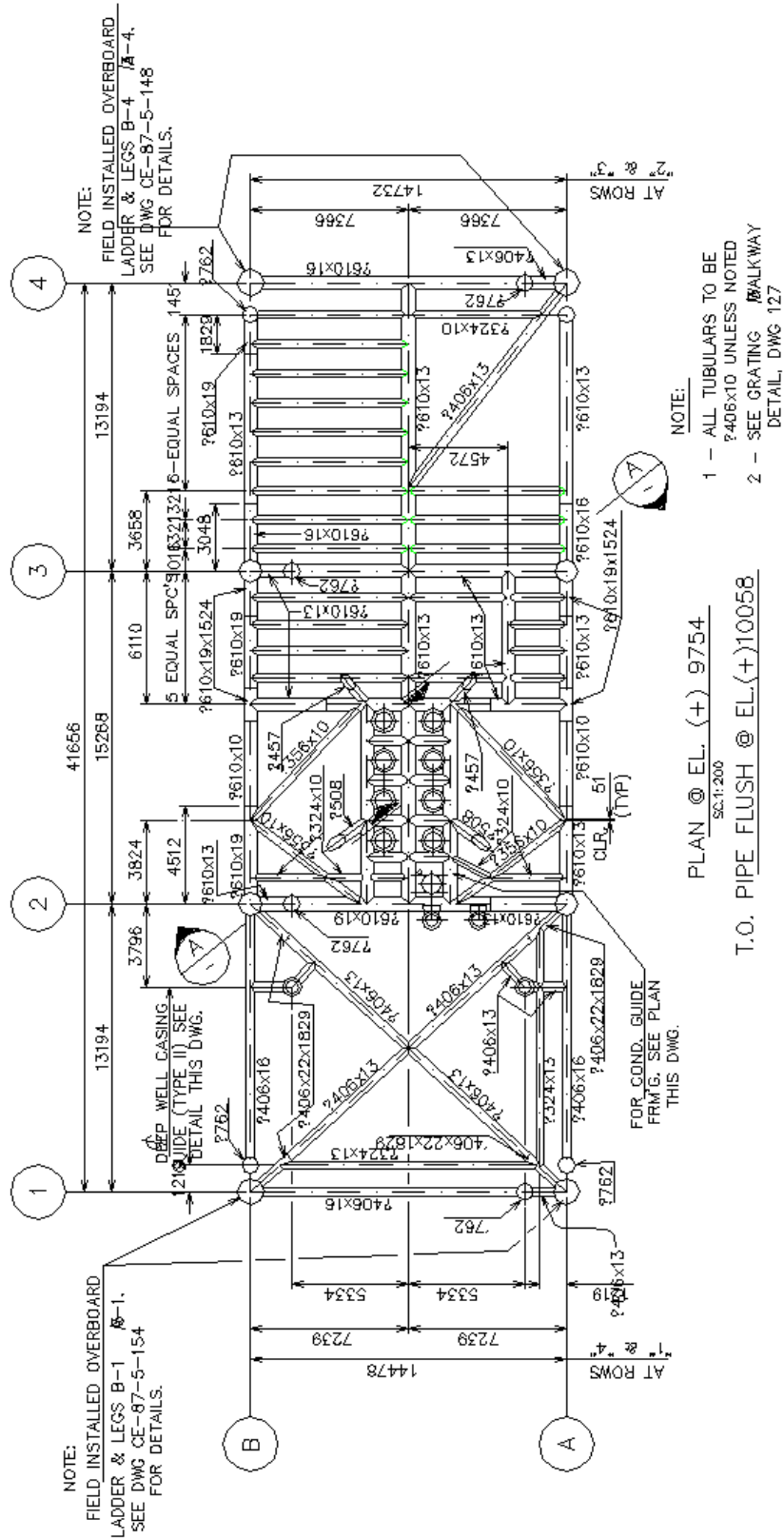


Figura 25 – Planta baixa da elevação (+) 9754 mm (cotas em mm)

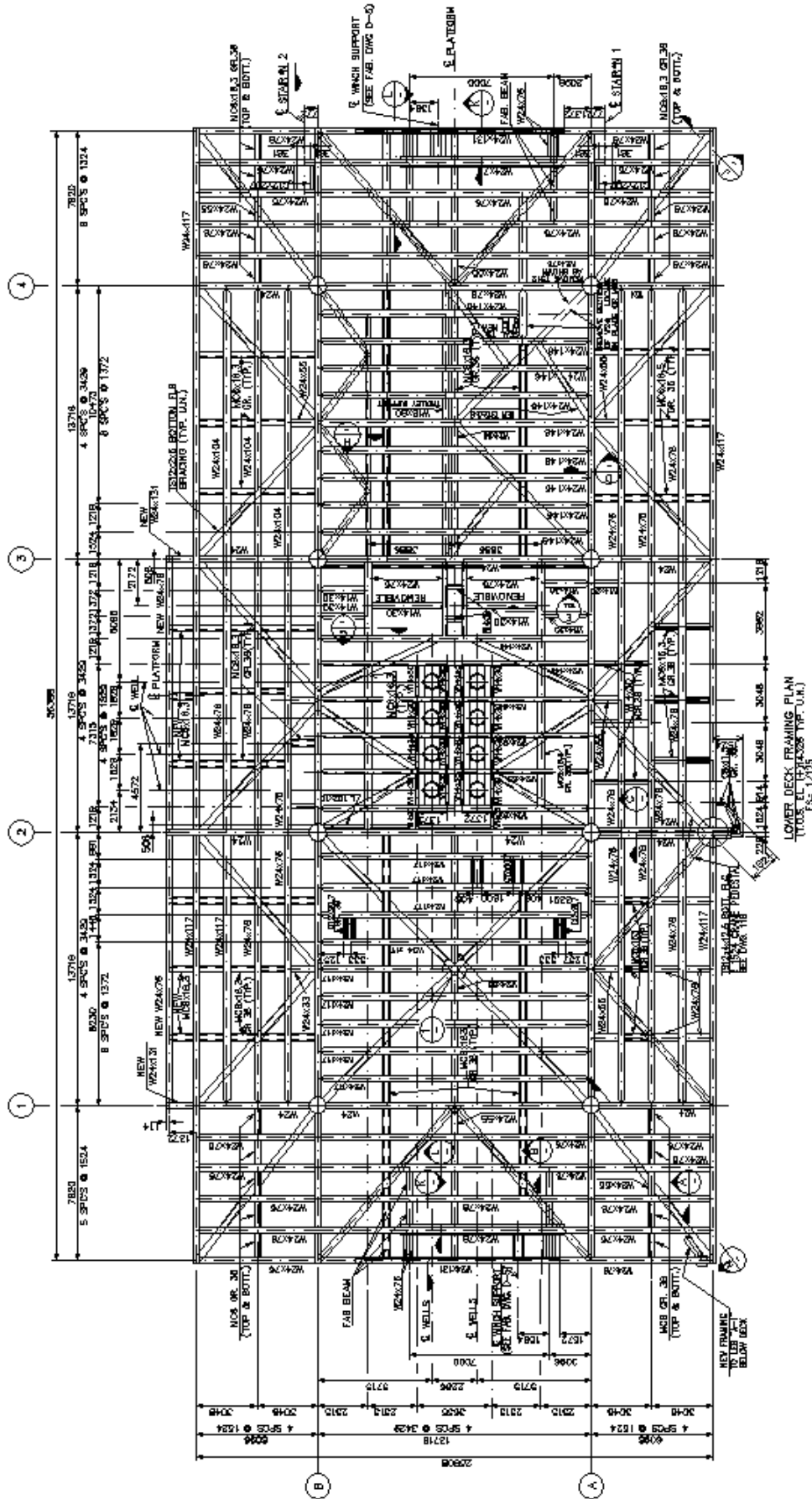


Figura 26 – Planta baixa do convés inferior (cotas em mm)

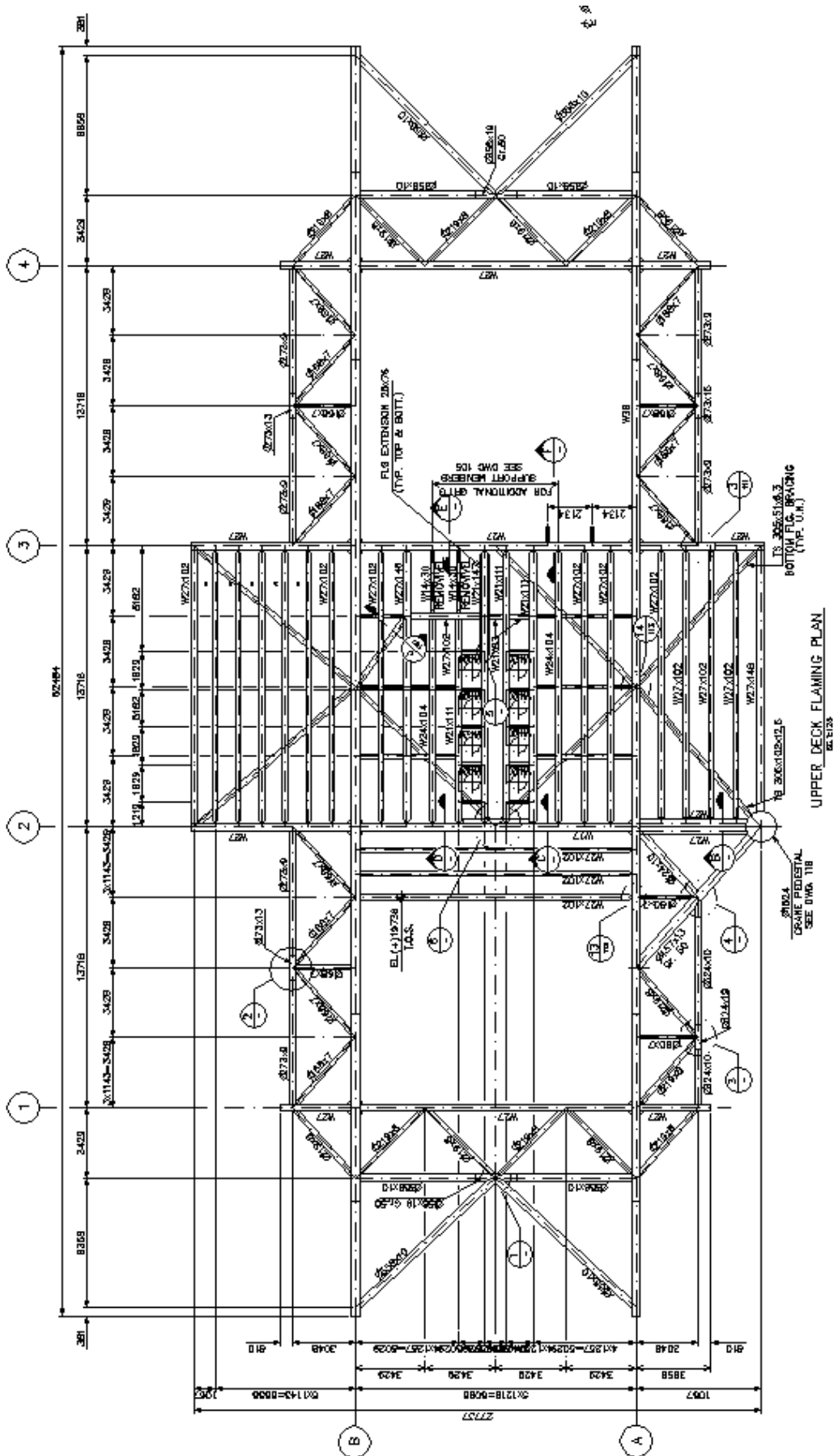


Figura 27 – Planta baixa do convés superior (cotas em mm)

3.3 Perfil geotécnico do subsolo

Os dados relativos ao solo no campo de Merluza foram obtidos através de três furos de sondagem em profundidade variando de 43,5m a 178,3m. As sondagens permitiram a definição do perfil geotécnico apresentado na Figura 28, adotado na modelagem numérica.

PROFUNDIDADE	DESCRIÇÃO DAS CAMADAS	PARÂMETROS DE RESISTÊNCIA
6,090 ↓	Areia Média	$\gamma_{sub} = 9,0 \text{ kN/m}^3$ $\phi = 30^\circ$
18,280 ↓	Argila Rija	$\gamma_{sub} = 8,0 \text{ kN/m}^3$ $c = 70,75 \text{ kN/m}^2$
21,940 ↓	Areia Fina	$\gamma_{sub} = 8,9 \text{ kN/m}^3$ $\phi = 30^\circ$
24,990 ↓	Argila Média	$\gamma_{sub} = 8,0 \text{ kN/m}^3$ $c = 80,90 \text{ kN/m}^2$
34,130	Areia Média	$\gamma_{sub} = 8,9 \text{ kN/m}^3$ $\phi = 35^\circ$
42,970 ↓	Areia Fina	$\gamma_{sub} = 8,9 \text{ kN/m}^3$ $\phi = 25^\circ$
54,860 ↓	Argila Rija	$\gamma_{sub} = 8,0 \text{ kN/m}^3$ $c = 113,55 \text{ kN/m}^2$
67,050 ↓	Argila Rija	$\gamma_{sub} = 8,0 \text{ kN/m}^3$ $c = 138,75 \text{ kN/m}^2$
79,240 ↓	Argila Rija	$\gamma_{sub} = 8,0 \text{ kN/m}^3$ $c = 164,20 \text{ kN/m}^2$
103,00 ↓	Argila Rija	$\gamma_{sub} = 8,0 \text{ kN/m}^3$ $c = 192,05 \text{ kN/m}^2$

Figura 28 – Perfil do solo de projeto

Legenda:

γ_{sub} = peso específico submerso (kN/m^3);

c = coesão do solo (kN/m^2);

Φ = ângulo de atrito do solo.

Ensaio de caracterização e resistência em laboratório forneceram os valores de peso específico submerso, ângulo de atrito e coesão mostrados na figura.

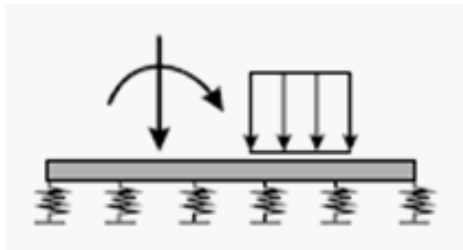
3.4 Simulação da interação solo-estrutura

A análise do comportamento de colunas semi-enterradas em fundações elásticas é um tema de grande importância na engenharia civil, considerando sua aplicabilidade prática em diversos tipos de situações, como por exemplo: pilares esbeltos em edifícios industriais, pontes e estruturas *offshore*, estacas de fundações, etc.

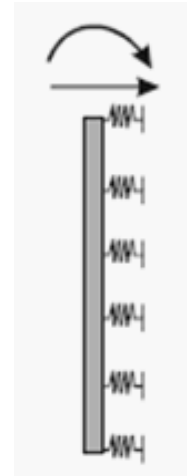
Ao passo que o estudo de colunas totalmente enterradas ou totalmente desenterradas envolve a solução de um sistema matemático matricial de dimensão quatro, conforme descrito por Bazant e Cedolin (1991), o problema de colunas semi-enterradas envolve um sistema matemático matricial de dimensão oito, o que conseqüentemente, gera expressões muito mais extensas e com maior grau de complexidade.

No que tange ao estudo de colunas semi-enterradas, a metodologia usual para a formulação do problema da interação solo-estrutura recorre ao conceito do coeficiente de reação originalmente proposto por Winkler (1867). No caso de estacas solicitadas lateralmente o procedimento de análise com base no modelo de Winkler (1867) é análogo ao das fundações superficiais.

A Figura 29 mostra o modelo de fundações superficiais sobre apoio elástico e o modelo de estacas solicitadas lateralmente.



a) Fundação superficial



b) Estaca sob ações laterais

Figura 29 – Perfil do solo de projeto

O comportamento do solo é simulado por um conjunto de molas lineares que são geralmente espaçadas e independentes umas das outras. A fundação aplica apenas uma única reação na direção normal à coluna e que é proporcional à deflexão da coluna. A rigidez das molas, designada por coeficiente de reação (k_h), é definida como sendo a pressão necessária para provocar um deslocamento unitário, e é determinada através da expressão apresentada na Equação 3.1:

$$k_h = \frac{p}{y} \quad (3.1)$$

Onde: p é a pressão aplicada (N/m^2) e y é o deslocamento do solo (deflexão, medida em m). O valor de k_h é função da deformabilidade do terreno e das dimensões da área carregada.

Terzaghi (1955) considera que, o valor de k_h , para estacas em solos coesivos (argilas), independe da profundidade da estaca e pode ser determinado pela Equação 3.2:

$$k_h = \left(\frac{0,3048}{1,5d} \right) \times (k_{s1}) \quad (3.2)$$

Onde: k_{s1} é um módulo para uma placa horizontal de 0,3048 m (1ft) de lado e d a largura da coluna (m).

A Tabela 12 apresenta valores típicos de k_{s1} para argilas pré-adensadas. Estes valores foram obtidos por Terzaghi (1955) para uma placa quadrada em solo argiloso pré-adensado.

Tabela 12 – Valores típicos de k_{s1}

Consistência da argila	k_{s1} (t/ft ³)	k_{s1} (MN/m ³)
Rija	75	26,0
Muito rija	150	52,0
Dura	300	104,0

Para estacas em solos não coesivos (areia), admite-se que o coeficiente de reação horizontal (k_h) varia linearmente com a profundidade de acordo com a Equação 3.3:

$$k_h = n_h \times \frac{z}{d} \quad (3.3)$$

Onde: n_h é um parâmetro de rigidez para solos não coesivos, z é a profundidade e d a largura da estaca.

A Tabela 13 apresenta valores típicos de n_h obtidos por Terzaghi (1955), em função da densidade relativa do solo arenoso, sob condição submersa e seca.

Tabela 13 – Valores típicos de n_h

Densidade relativa	n_h (seca) (t/ft ³)	n_h (seca) (MN/m ³)	n_h (submersa) (t/ft ³)	n_h (submersa) (MN/m ³)
Fofa	7	2,4	4	1,4
Média	21	7,3	14	4,9
Densa	56	19,4	34	11,8

A partir dos valores do módulo de reação da base elástica (k_h) e da largura da coluna (d), determina-se o parâmetro de rigidez da fundação, que é definido por Poulos e Davis (1980), conforme apresentado na Equação 3.4:

$$k_0 = k_h \times d \quad (3.4)$$

Com base no perfil geotécnico do subsolo apresentado na Figura 3.11 e utilizando o procedimento de análise com base no modelo de Winkler (1867) foram determinados os coeficientes de reação horizontal nas estacas, k_h , em função do tipo de solo. Aplicando-se os coeficientes de reação horizontal, k_h , na Equação 3.4, obtém-se os parâmetros de rigidez da fundação k_0 .

Os parâmetros de rigidez da fundação determinados para o desenvolvimento desta pesquisa são indicados na Tabela 14.

Tabela 14 – Valores típicos de n_h

Profundidade (m)	Descrição das Camadas	Perfil	k_h (t/ft ³)	k_0 (t/ft ²)	k_0 (kN/m ²)
		Ø (mm)			
1	Areia média	2108	6,6414	45,9318	4850,1163
2			13,2827	91,8635	9700,2327
3			19,9241	137,7953	14550,3490
4			26,5655	183,7270	19400,4653
5			33,2068	229,6588	24250,5816
6			39,8482	275,5906	29100,6980
7 a 18	Argila rija	2134	7,1415	50	5279,6981
19	Areia fina	2134	124,6485	872,7034	92152,2102
20			131,2090	918,6352	97002,3266
21			137,7694	964,5669	101852,4429
22			144,3299	1010,4987	106702,5592
23 a 25	Argila média	2134	0,3809	2,6667	281,5839
26	Areia média	2134	170,5717	1194,2257	126103,0245
27			177,1321	1240,1575	130953,1408
28			183,6926	1286,0892	135803,2572
29			190,2530	1332,0210	140653,3735
30			196,8135	1377,9528	145503,4898
31			203,3739	1423,8845	150353,6062
32			209,9344	1469,8163	155203,7225
33			216,4948	1515,7480	160053,8388
34			223,0553	1561,6798	164903,9551
35	Areia fina	2134	229,6157	1607,6115	169754,0715
36			236,1762	1653,5433	174604,1878
37			242,7366	1699,4751	179454,3041
38			249,2971	1745,4068	184304,4204
39			255,8575	1791,3386	189154,5368
40			262,4180	1837,2703	194004,6531
41			268,9784	1883,2021	198854,7694
42			275,5389	1929,1339	203704,8858
43			282,0993	1975,0656	208555,0021
44 a 96	Argila rija	2134	7,1415	50	5279,6981

3.5 Modelagem do amortecimento

Denomina-se amortecimento o processo pelo qual a energia do movimento vibratório é dissipada. Todavia, a avaliação do amortecimento estrutural é uma tarefa complexa que não pode ser determinada através da geometria da estrutura, das

dimensões dos elementos estruturais e do amortecimento dos materiais (CLOUGH e PENZIEN, 1995).

Segundo Chopra (2007), é impossível determinar a matriz de amortecimento de um sistema estrutural através das propriedades de amortecimento de cada elemento que compõe a estrutura da maneira como é determinada a matriz de rigidez, por exemplo. Isto ocorre porque ao contrário do módulo de elasticidade, que é utilizado na computação da rigidez, as propriedades de amortecimento dos materiais não são bem estabelecidas.

Ainda que estas propriedades fossem conhecidas, de acordo com Chopra (2007), a matriz de amortecimento resultante não levaria em conta uma parte significativa da energia dissipada através do atrito nas ligações em estruturas metálicas, abertura e fechamento de micro fissuras no concreto, atrito entre a estrutura e outros elementos que estejam acoplados à mesma, tais como alvenaria, divisórias, equipamentos mecânicos, proteção contra incêndio, etc. Algumas destas fontes de dissipação de energia são extremamente difíceis de serem identificadas.

A avaliação física do amortecimento de uma estrutura só é considerada corretamente medida se seus valores são obtidos através de ensaios experimentais. Entretanto, a realização destes ensaios muitas das vezes demanda tempo e custo que na maioria dos casos é muito elevado. Por esta razão, o amortecimento é geralmente obtido em termos de taxas de contribuição, ou taxas de amortecimento modal (CLOUGH e PENZIEN, 1995).

Com este intuito, é habitual utilizar-se a matriz de amortecimento de Rayleigh, que considera duas principais parcelas, uma relativa à taxa de contribuição da matriz de massa (α) e outra à taxa de contribuição da matriz de rigidez (β), conforme pode ser observado através da equação 3.5. Define-se **M** a matriz de massa e **K** a matriz de rigidez do sistema, (CRAIG JR., 1981; CLOUGH e PENZIEN, 1995; CHOPRA, 2007).

$$C = \alpha M + \beta K \quad (3.5)$$

A equação 3.5 pode ser reescrita, em termos de taxa de amortecimento modal e frequência natural circular (rad/s), como:

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2 \omega_{0i}} + \frac{\beta \omega_{0i}}{2} \quad (3.6)$$

Onde:

ξ_i = Taxa de amortecimento do i-ésimo modo;

ω_{0i} = Frequência natural circular referente ao i-ésimo modo.

Isolando α e β da equação 3.6, para duas frequências naturais mais importantes, obtêm-se as equações 3.7 e 3.8.

$$\alpha = 2 \xi_1 \omega_{01} - \beta \omega_{01} \omega_{01} \quad (3.7)$$

$$\beta = \frac{2(\xi_2 \omega_{02} - \xi_1 \omega_{01})}{\omega_{02} \omega_{02} - \omega_{01} \omega_{01}} \quad (3.8)$$

A partir de duas frequências naturais mais importantes é possível descobrir os valores de α e β . Em geral, a frequência natural ω_{01} é tomada como a menor frequência natural, ou frequência fundamental da estrutura, e ω_{02} como a segunda frequência mais importante no carregamento.

Na literatura, encontram-se diversos valores e dados sobre o amortecimento estrutural. Muitas vezes, entretanto, estes valores aparecem com grande variabilidade, o que dificulta sua utilização em projetos estruturais nos quais se deseja atingir certo grau de sistematização. Além disso, face à grande variedade de formas de se considerar o amortecimento estrutural nos programas de análise numérica, as quais, caso sejam utilizadas de forma incorreta, fornecem resultados que não correspondem a uma situação real.

O CEB 209/91 (1991) apresenta taxas típicas de amortecimento viscoso para suportes de máquinas de edifícios industriais, conforme apresentado na Tabela 15.

Tabela 15 – Valores comuns de taxas de amortecimento ξ para pisos suportes de máquinas de edifícios industriais (CEB 209/91, 1991)

Tipo de construção	Mínimo	Médio	Máximo
Concreto armado	0,010	0,017	0,025
Concreto protendido	0,007	0,013	0,020
Estrutura mista	0,004	0,007	0,012
Aço	0,003	0,005	0,008

De acordo com Brasil (2008), no que tange ao amortecimento de estruturas metálicas, quando não houver maior informação disponível, pode-se adotar um fator de amortecimento global de 0,02. Se adotado amortecimento viscoso relacionado com a rigidez, o amortecimento do modo de frequência mais alta considerado deve ser menor ou igual a 0,02.

Carvalho (2002) obteve experimentalmente valores para o fator de amortecimento de estruturas. Os valores, de um modo geral, variaram de 0,5 a 4% do amortecimento crítico. Eles estão dentro de uma faixa de valores recomendados em várias referências bibliográficas e usualmente praticados na engenharia estrutural.

Com base nestes dados, foi utilizado um coeficiente de amortecimento de 0,5% ($\xi = 0,5\%$ ou 0,005) em todos os modos. Essa taxa leva em conta a existência de poucos elementos que contribuem com o amortecimento da estrutura. A Tabela 16 apresenta os parâmetros α e β utilizados nas análises de vibração forçada, para a modelagem do amortecimento da estrutura da ponte metálica desenvolvida nesse estudo.

Tabela 16 – Parâmetros α e β usados na análise de vibração forçada

f_{01} (Hz)	f_{02} (Hz)	ω_{01} (rad/s)	ω_{02} (rad/s)	α	β
0,674	0,716	4,2364	4,4968	0,02172	0,00115

Neste capítulo foram apresentadas as características referentes ao sistema físico utilizado no desenvolvimento do presente estudo, bem como características referentes ao perfil geotécnico utilizadas para desenvolver a modelagem da interação solo-estrutura e características referentes ao amortecimento estrutural.

No capítulo quatro, serão apresentados os modelos numérico-computacionais adotados no presente estudo e suas respectivas características, baseadas nas características apresentadas no presente capítulo. Os modelos numérico-computacionais objetivam a total integração entre os modelos matemáticos apresentados, visando formar um perfeito sistema solo-estrutura-equipamentos.

4 **MODELO NUMÉRICO-COMPUTACIONAL**

4.1 **Considerações iniciais**

No capítulo três foram apresentadas todas as propriedades referentes à estrutura da plataforma. No presente capítulo, as propriedades apresentadas no capítulo anterior são utilizadas para tornar possível o desenvolvimento de três modelos numérico-computacionais tridimensionais que representem da forma mais real possível, o comportamento do sistema estrutural estudado.

Os modelos numérico-computacionais foram implementados com base no emprego do programa computacional GTSTRUDL (2009). Nestes modelos são considerados determinados casos de carregamento, conforme descrito no capítulo anterior e a sua interação com a estrutura do piso da plataforma, na qual os equipamentos encontram-se apoiados.

4.2 **Modelos computacionais**

Foram desenvolvidos três modelos computacionais para o desenvolvimento desta pesquisa. Estes modelos foram utilizados na análise modal (vibração livre), onde foi avaliado o comportamento dinâmico dos mesmos. Os três modelos são basicamente os mesmos, diferindo apenas nas condições de contorno relativas à simulação da interação solo-estrutura.

Os modelos computacionais tridimensionais, desenvolvidos para a análise dinâmica do piso metálico, foram gerados utilizando-se técnicas usuais de refinamento de malha presente nas simulações do método dos elementos finitos implementadas pelo programa computacional de análise estrutural (GTSTRUDL, 2009).

A estrutura metálica da plataforma foi modelada utilizando-se elementos de pórtico espacial para simular as vigas e pilares e elementos de casca para a simulação das placas e grades de piso.

A Figura 30 ilustra a complexidade dos modelos tridimensionais elaborados.

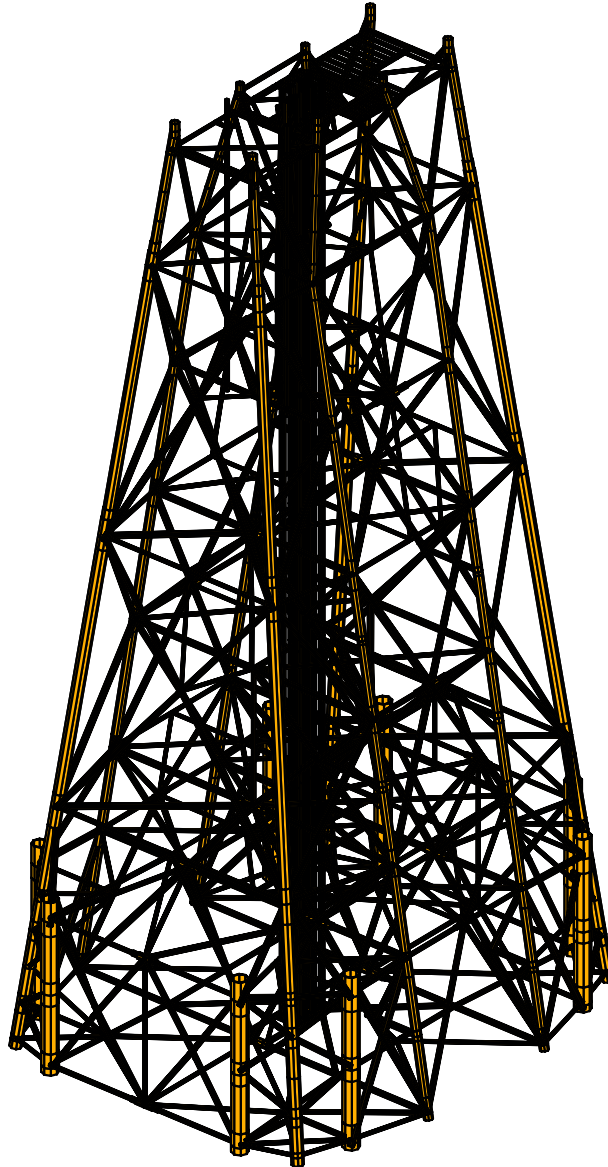


Figura 30 – Modelo da Jaqueta em elementos finitos

Os elementos de viga espacial utilizados possuem capacidade de absorver esforços axiais, transversais, bem como torção e flexão. Este tipo de elemento possui seis graus de liberdade em cada nó: translação em relação aos eixos x , y e z e rotação em torno dos eixos x , y e z .

Os elementos de casca utilizados na modelagem das placas e grades de piso são os elementos BPHQ (Bending Plate Hybrid Quadrilateral) e BPHT (Bending

Plate Hybrid Triangle). Estes são elementos híbridos que utilizam funções de tensões de forma quadrática em sua formulação. As funções de deslocamentos referentes aos deslocamentos transversais possuem forma cúbica e são assumidas rotações lineares no contorno do elemento. As Figuras 31 e 32 representam o modelo dos pisos metálicos vistos em perspectiva.

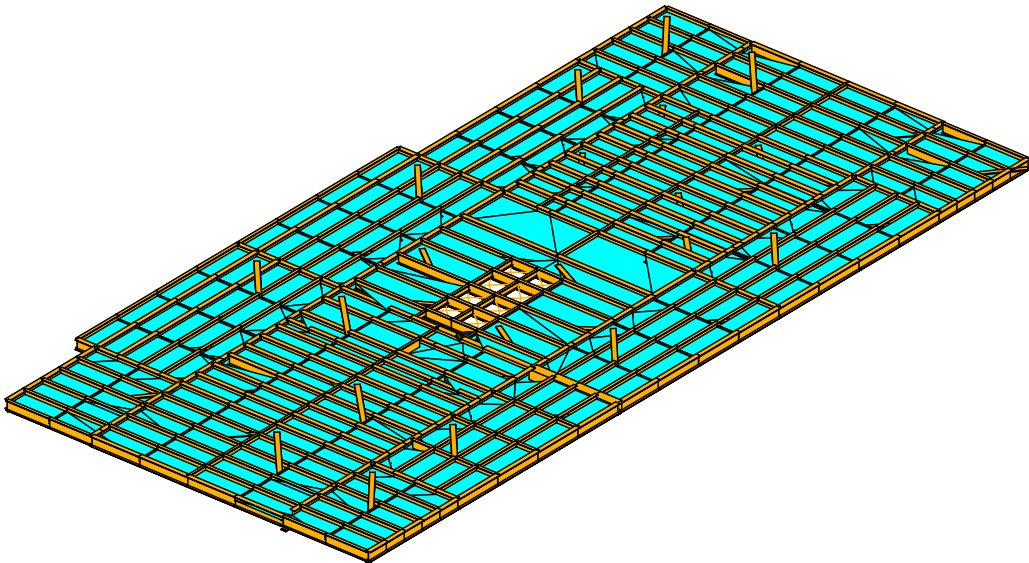


Figura 31 – Modelo em elementos finitos do deck inferior

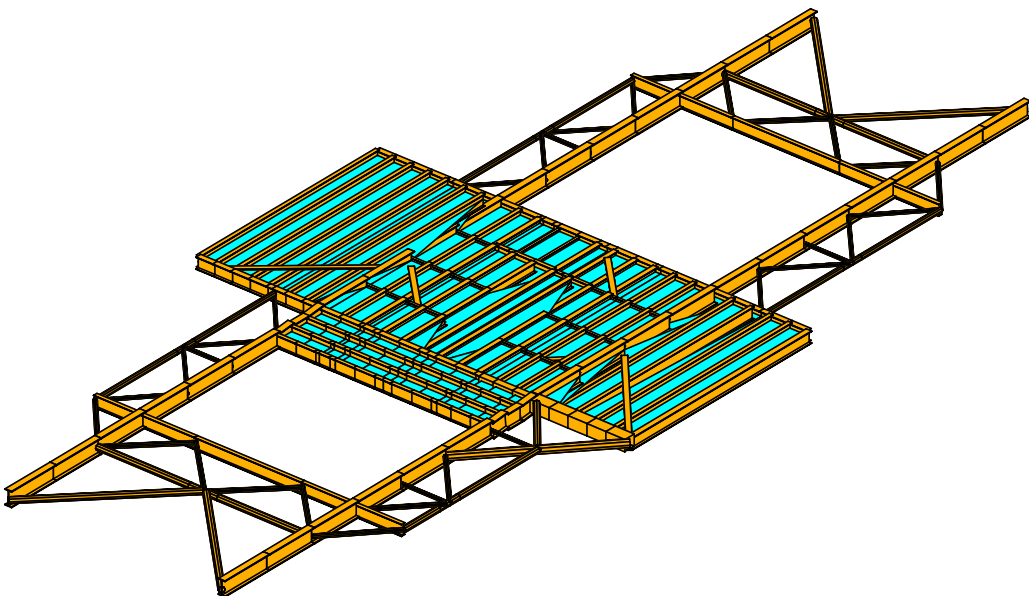


Figura 32 – Modelo em elementos finitos do deck superior

Considera-se a hipótese de que os materiais empregados na estrutura em estudo trabalham no regime linear-elástico. Em ambos os elementos finitos (pórtico espacial e casca) considera-se ainda a hipótese de Euler-Bernoulli, a qual considera que as seções permanecem planas após a deformação do elemento.

A Figura 33 apresenta os detalhes construtivos utilizados na modelagem das placas e grades de piso.

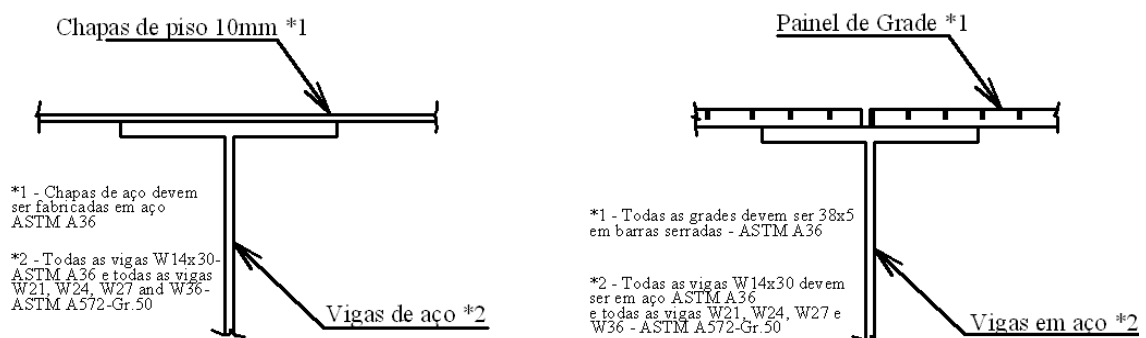


Figura 33 – Seções transversais típicas do piso metálico

Os sub-itens 4.2.1, 4.2.2 e 4.2.3 apresentam as características de cada um dos três modelos desenvolvidos.

4.2.1 Modelo engastado (Modelo I)

Neste primeiro caso, a base da jaqueta foi considerada engastada, desprezando-se o perfil geotécnico de projeto e a respectiva rigidez da estaca.

A Figura 34 mostra o modelo estrutural da plataforma, onde pode-se perceber a ausência das estacas no modelo numérico em função da condição de contorno adotada.

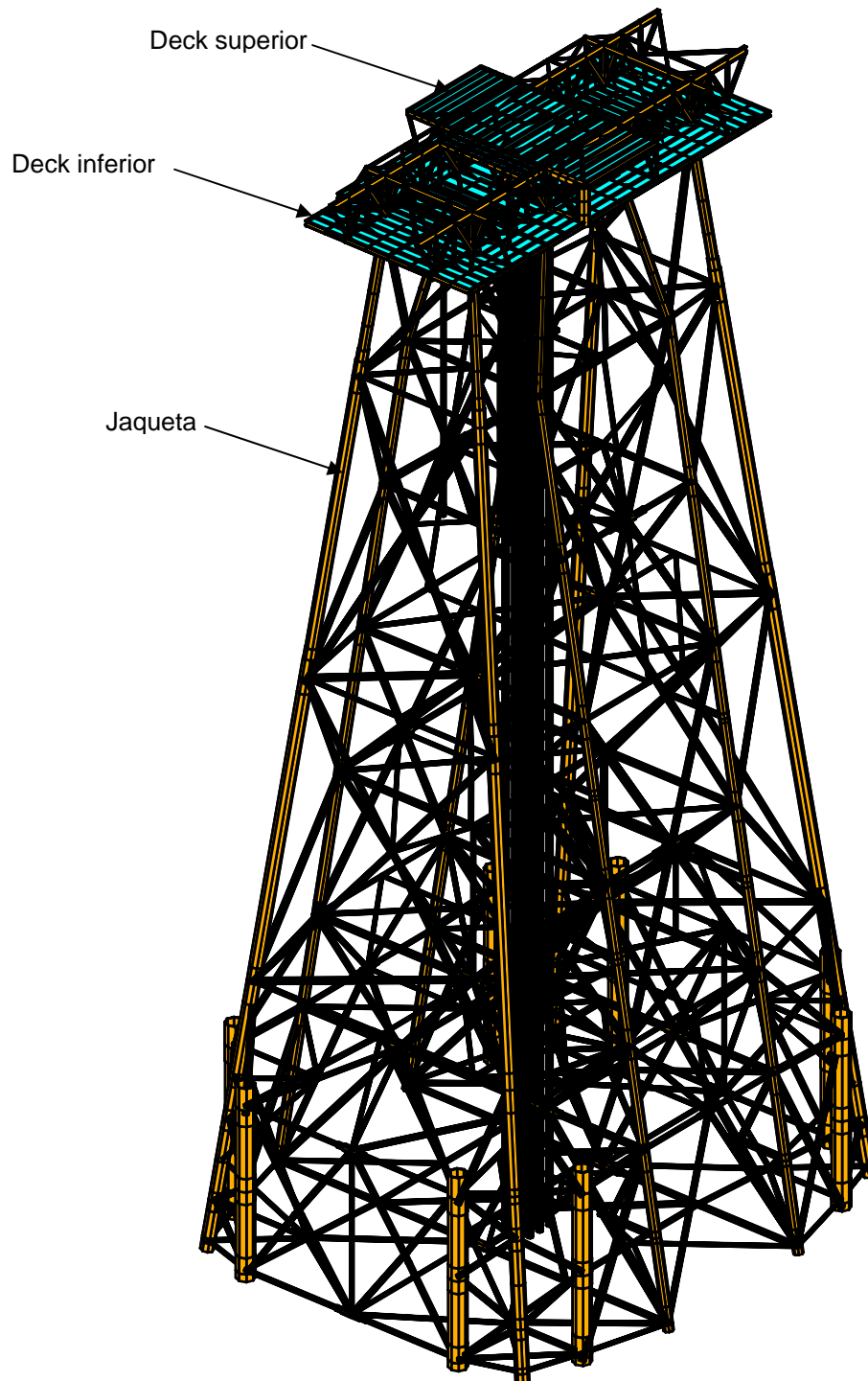


Figura 34 – Modelo I

A Tabela 17 descreve as características gerais do Modelo I em elementos finitos elaborado para a realização do presente estudo.

Tabela 17 – Dados gerais sobre o Modelo I

Dados	Quantidade
Número de elementos de viga espacial	2335
Número de elementos de casca	508
Número de nós	1080
Número de graus de liberdade	6384

4.2.2 Modelo com estacas equivalentes (Modelo II)

No segundo caso, foi utilizado um método comum na prática de projeto, apresentado por Marcondes e Galgoul (1984) onde as estacas reais são substituídas por estacas equivalentes. Este método é baseado no modelo de um elemento de viga em balanço com molas em sua extremidade livre.

De acordo com Marcondes e Galgoul (1984), as propriedades geométricas destas estacas equivalentes são obtidas através da determinação de esforços e deslocamentos médios nas estacas reais, obtidos através de uma análise estática da fundação, de tal forma que as matrizes de rigidez da estaca e do elemento de viga, condensadas no nó referente ao topo da estaca, sejam iguais.

Para o modelo estrutural desenvolvido para a realização deste estudo, as características das estacas equivalentes, calculadas a partir dos resultados obtidos na análise estática, Figueiredo Ferraz (2004), são as indicadas na Tabela 18.

Tabela 18 – Características geométricas das estacas equivalentes

Área da seção transversal (A)	$1,010 \times 10^{-1} \text{ m}^2$
Momento de inércia (I)	$1,1638 \times 10^{-1} \text{ m}^4$
Comprimento (L)	18,30 m

A Figura 35 mostra o modelo estrutural da plataforma, onde são apresentadas as estacas equivalentes.

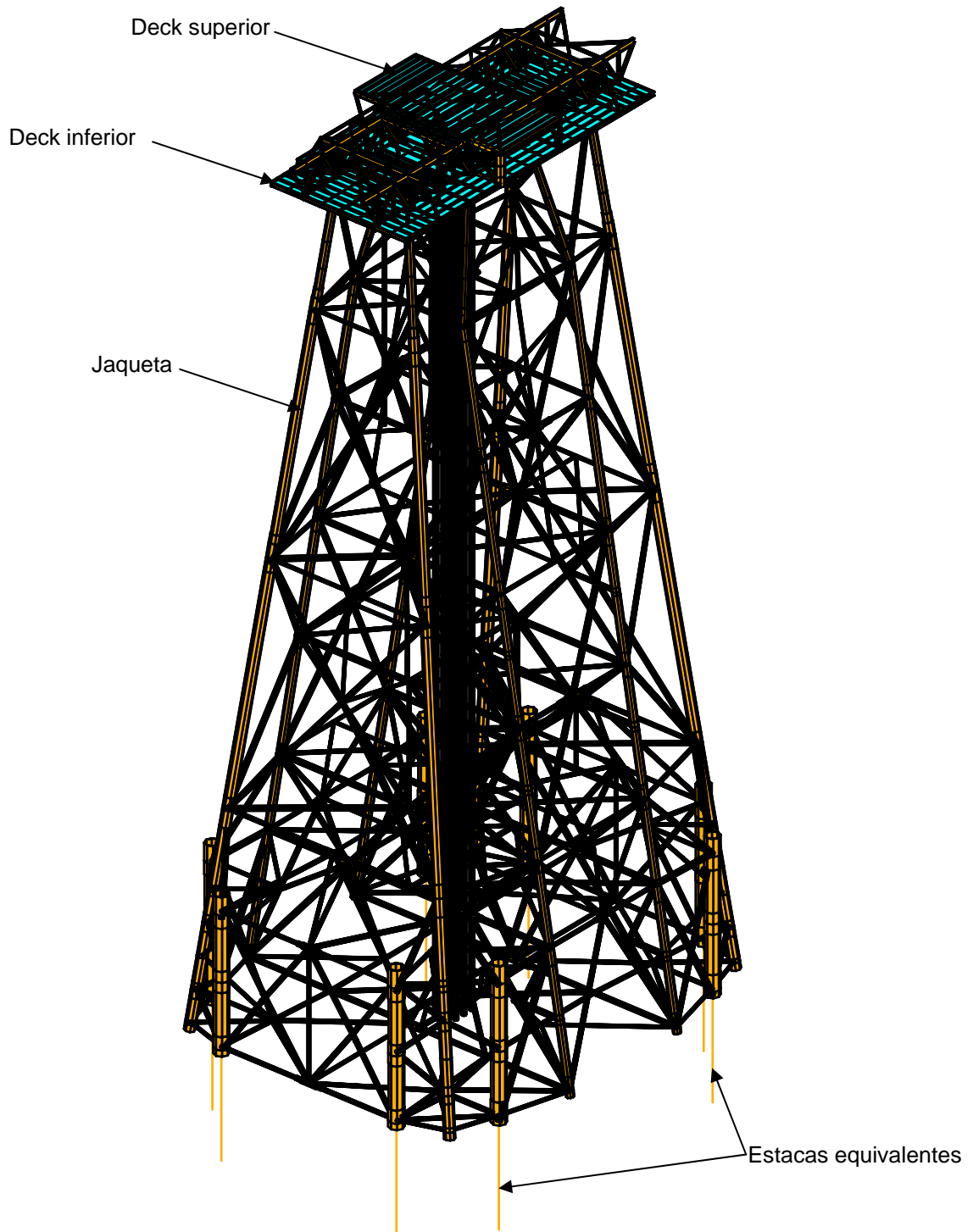


Figura 35 – Modelo II

Observa-se na Figura 35 que as estacas equivalentes aparecem como linhas no modelo sólido, isto deve-se ao fato de que as seções transversais das mesmas foram definidas utilizando-se a categoria de seções prismáticas do programa computacional GTSTRUDL (2009), onde as seções são apresentadas apenas pelas suas características geométricas, não tendo a sua geometria definida.

A Tabela 19 descreve as características gerais do Modelo II em elementos finitos elaborado para a realização do presente estudo.

Tabela 19 – Dados gerais sobre o Modelo II

Dados	Quantidade
Número de elementos de viga espacial	2343
Número de elementos de casca	508
Número de nós	1088
Número de graus de liberdade	6432

4.2.3 Modelo com a interação solo-estrutura (Modelo III)

Neste terceiro e último caso, o modelo estrutural foi simulado, considerando-se as estacas com suas propriedades reais, ou seja, as propriedades utilizadas no modelo físico da plataforma. Tendo em vista esta consideração, foi utilizado o modelo de Winkler (1867), descrito no capítulo quatro, para a simulação da interação solo-estrutura.

Conforme exposto no capítulo anterior, este método consiste na determinação de coeficientes de reação horizontais que permitem simular a rigidez do solo com base na deflexão lateral da estaca devido a uma determinada carga transversal aplicada. Com base no perfil geotécnico obtido no local de instalação da plataforma e nas características geométricas dos perfis tubulares circulares em aço utilizados na fabricação das estacas, foram calculados os coeficientes de reação horizontais utilizados no presente modelo. A Figura 36 mostra o modelo estrutural da plataforma, onde são apresentadas as estacas reais.

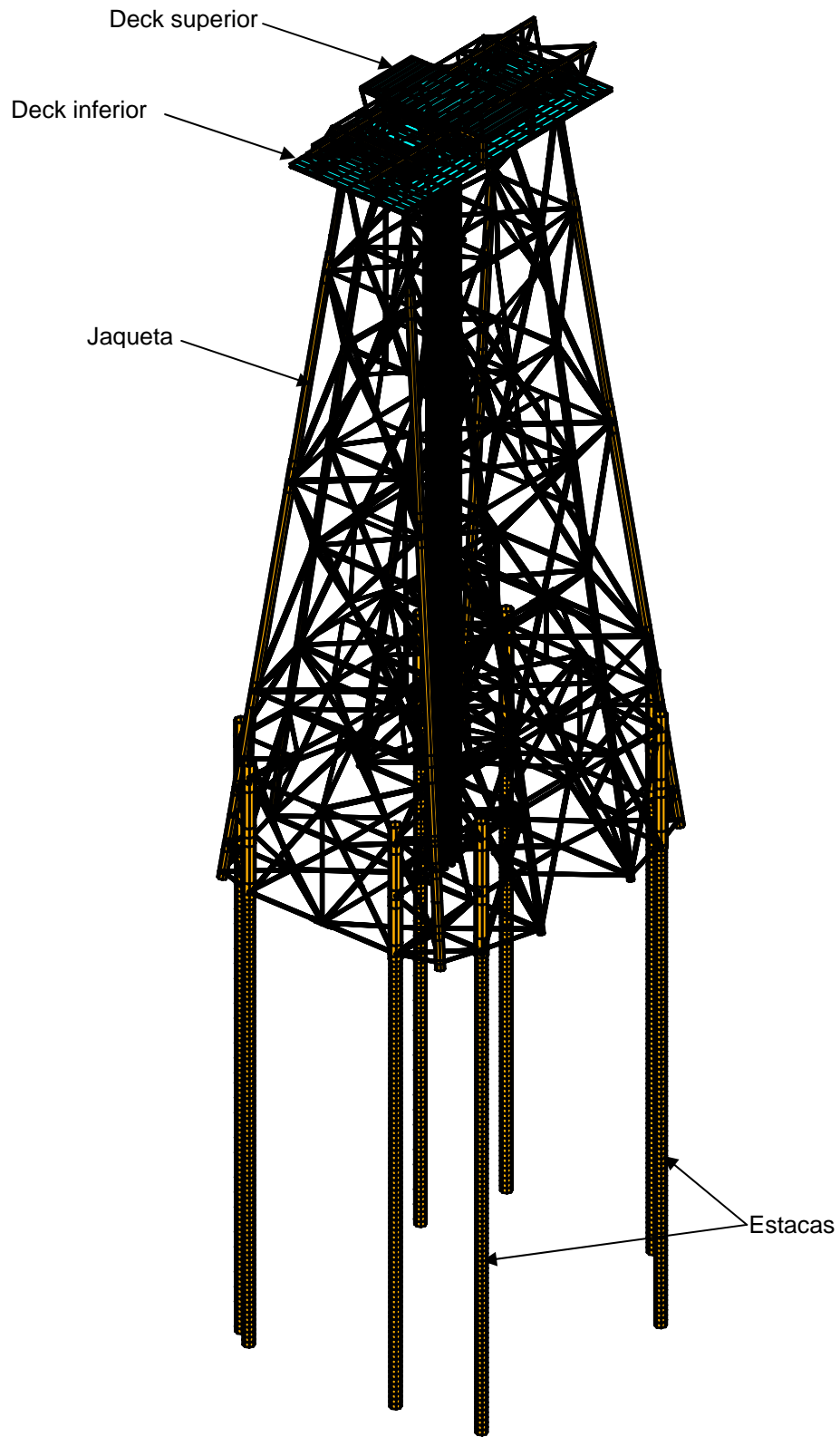


Figura 36 – Modelo III

No modelo apresentado na Figura 4.7, os elementos que constituem as estacas foram discretizados com um comprimento igual a 1 m (um metro). A cada trecho de 1 m foram colocadas molas translacionais no sentido dos eixos transversais da seção da estaca com um valor de rigidez correspondente ao valor obtido para o coeficiente de reação horizontal calculado através do emprego do modelo de Winkler (1867). A Tabela 20 apresenta os valores dos coeficientes de rigidez das molas representativas do solo.

Tabela 20 – Coeficientes de rigidez das molas representativas do solo

Profundidade (m)	Descrição das Camadas	Perfil da Estaca		k (kN/m)
		Ø (mm)	esp. (mm)	
1	Areia média	2108	55	4850,1163
2				9700,2327
3				14550,3490
4				19400,4653
5				24250,5816
6				29100,6980
7 a 18	Argila rija	2134	55	5279,6981
19	Areia fina	2134	55	92152,2102
20				97002,3266
21				101852,4429
22				106702,5592
23 a 25	Argila média	2134	55	281,5839
26	Areia média	2134	55	126103,0245
27				130953,1408
28				135803,2572
29				140653,3735
30				145503,4898
31				150353,6062
32				155203,7225
33				160053,8388
34				164903,9551
35	Areia fina	2134	55	169754,0715
36				174604,1878
37				179454,3041
38				184304,4204
39				189154,5368
40				194004,6531
41				198854,7694
42				203704,8858
43				208555,0021
44 a 96	Argila rija	2134	55	5279,6981

A Tabela 21 descreve as características gerais do Modelo III em elementos finitos elaborado para a realização do presente estudo.

Tabela 21 – Dados gerais sobre o Modelo III

Dados	Quantidade
Número de elementos de viga espacial	3079
Número de elementos de casca	508
Número de nós	1824
Número de graus de liberdade	10872

4.3 Desempenho computacional

Com o objetivo de relatar as experiências adquiridas acerca do desempenho computacional obtido durante o presente trabalho, são apresentados os tempos médios de processamento necessário para obtenção dos resultados numéricos do modelo da plataforma.

As análises computacionais foram realizadas em um notebook com processador Intel® Core™ 2 Duo T5750 e 3 Gb (gigabytes) de memória RAM. O programa computacional utilizado foi o GTSTRUDL (2009) na versão 29, rodando sobre sistema operacional Windows XP Professional.

A Tabela 22, tem como objetivo, apresentar o tempo gasto nas análises dos modelos, indicando o tipo de análise realizada e o respectivo tempo decorrido até a obtenção dos dados desejados.

Tabela 22 – Esforço computacional

Modelo computacional	Análise estática	Análise modal	Análise harmônica
Modelo I	1min	30min	-
Modelo II	1min	30min	-
Modelo III	1min	1h	2h

No presente capítulo foi apresentada uma descrição completa dos modelos numérico-computacionais desenvolvidos para este estudo, indicando as características geométricas e físicas de tais modelos, de forma a caracterizar com clareza a estratégia adotada no desenvolvimento de tais modelos.

No capítulo seguinte, serão efetuadas análises de vibração livre dos modelos numérico-computacionais apresentados no presente capítulo de forma a obter-se o comportamento dinâmico dos modelos através da análise das frequências naturais (autovalores) e modos de vibração (autovetores).

5 ANÁLISE DE AUTOVALORES E AUTOVETORES

5.1 Introdução

Neste capítulo são obtidos os autovalores (frequências naturais) e os autovetores (modos de vibração), referentes aos modelos estruturais investigados no presente trabalho. Os modelos, descritos no capítulo anterior, diferem apenas nas condições de contorno relativas à simulação da interação solo-estrutura. O problema de autovalor, associado a uma análise de vibração livre, é resolvido a partir do programa computacional GTSTRUDL (2009). O objetivo consiste em identificar as frequências naturais do modelo computacional e seus respectivos modos de vibração.

5.2 Análise das frequências naturais (Autovalores)

Através das análises de vibração livre dos Modelos I (modelo engastado), II (modelo com estaca equivalente) e III (modelo com interação solo-estrutura), realizadas pelo programa computacional GTSTRUDL (2009), foram obtidos os valores das frequências naturais (autovalores) e os respectivos modos de vibração (autovetores).

As Tabelas 23 a 25 apresentam os valores das três primeiras frequências naturais da estrutura, para os Modelos I, II e III, respectivamente. Adicionalmente, são apresentadas as três primeiras frequências naturais onde pode-se observar uma predominância do efeito de flexão da estrutura do deck metálico.

As frequências naturais onde se observou a predominância do efeito de flexão na estrutura do deck metálico são de extrema importância para este estudo, uma vez que se objetiva analisar a questão do conforto humano e da resposta dos equipamentos quando em operação e esta resposta depende de como a estrutura comporta-se quando da aplicação do carregamento dinâmico devido à frequência do mesmo.

Tabela 23 – Frequências naturais do Modelo I

Frequências Naturais (Hz)		Modos de Vibração	
f_{01}	0,92	Modo 1	Modos de vibração com predominância da jaqueta.
f_{02}	0,94	Modo 2	
f_{03}	1,52	Modo 3	
f_{09}	2,04	Modo 9	Modos de vibração com predominância do deck metálico.
f_{22}	3,24	Modo 22	
f_{70}	4,79	Modo 70	

Tabela 24 – Frequências naturais do Modelo II

Frequências Naturais (Hz)		Modos de Vibração	
f_{01}	0,64	Modo 1	Modos de vibração com predominância da jaqueta.
f_{02}	0,66	Modo 2	
f_{03}	0,87	Modo 3	
f_{08}	1,99	Modo 8	Modos de vibração com predominância do deck metálico.
f_{17}	2,53	Modo 17	
f_{41}	3,89	Modo 41	

Tabela 25 – Frequências naturais do Modelo III

Frequências Naturais (Hz)		Modos de Vibração	
f_{01}	0,67	Modo 1	Modos de vibração com predominância da jaqueta.
f_{02}	0,71	Modo 2	
f_{03}	1,20	Modo 3	
f_{08}	1,99	Modo 8	Modos de vibração com predominância do deck metálico.
f_{17}	2,61	Modo 17	
f_{49}	4,14	Modo 49	

Analisando os resultados apresentados nas Tabelas 5.1 a 5.3, e comparando as três primeiras frequências naturais da plataforma, percebe-se que o Modelo I apresenta frequências superiores aos demais. Este resultado era esperado, tendo

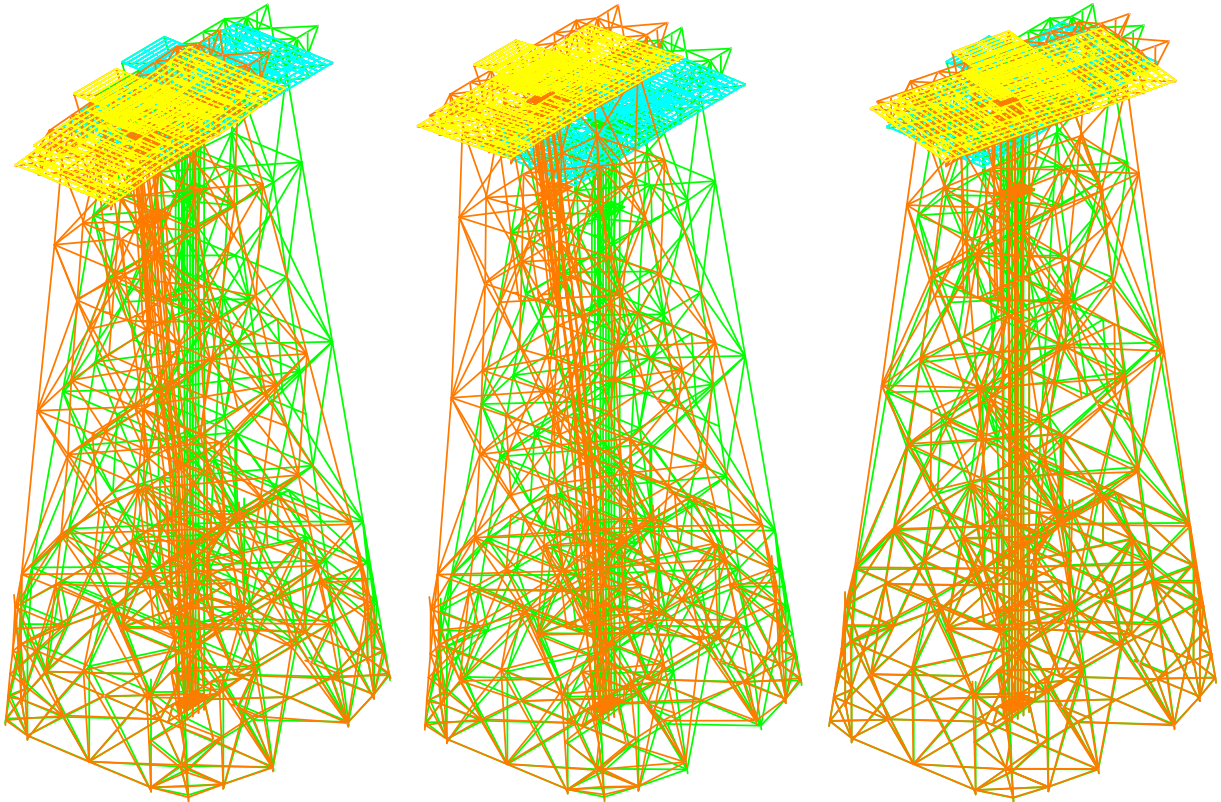
em vista que a base da jaqueta foi considerada engastada, conduzindo a um aumento da rigidez da estrutura e, conseqüentemente, das frequências naturais da mesma, uma vez que tais grandezas são diretamente proporcionais.

O Modelo II apresenta frequências inferiores aos Modelos I e III. Isto deve-se ao fato de no Modelo II as estacas equivalentes de projeto apresentarem um comprimento de 18m estando apenas engastadas na base, sem restrições a deslocamentos laterais ao longo do seu comprimento, tornando o modelo mais flexível. Este aumento de flexibilidade implica em uma redução das frequências naturais do modelo, visto que estas grandezas são inversamente proporcionais devido ao fato de a flexibilidade ser inversamente proporcional à rigidez.

O Modelo III, por sua vez, apresenta frequências inferiores às do Modelo I e superiores às do Modelo II devido à consideração da interação solo-estrutura. Cabe ressaltar que o Modelo III simula a rigidez do solo ao longo de todo o comprimento das estacas a partir da introdução de molas translacionais com coeficientes de proporcionalidade definidos em função dos coeficientes de reação que dependem do tipo do solo apresentado e, no caso dos solos não-coesivos (areias), dependem ainda da profundidade na qual a camada simulada se localiza.

5.3 Análise dos modos de vibração (Autovetores)

Na Figura 37 são apresentadas as três primeiras formas modais referentes ao Modelo I (modelo engastado), correspondentes às três primeiras frequências naturais da estrutura.

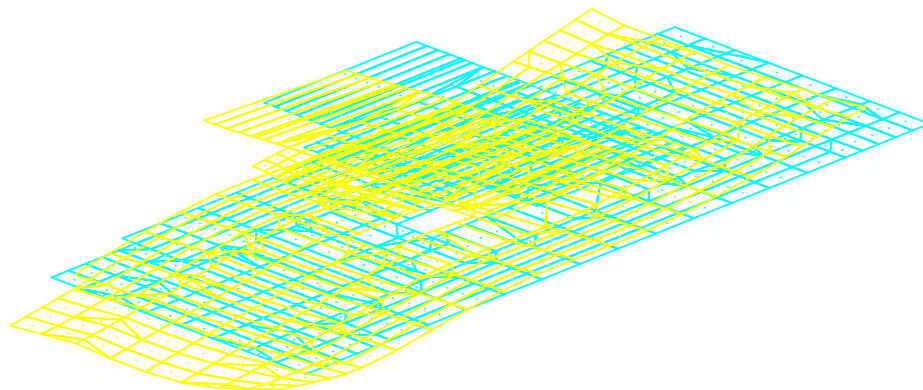


a) Modo de vibração relativo à 1ª frequência natural f_{01} : 0,92 Hz. b) Modo de vibração relativo à 2ª frequência natural f_{02} : 0,64 Hz. c) Modo de vibração relativo à 3ª frequência natural f_{03} : 1,52 Hz.

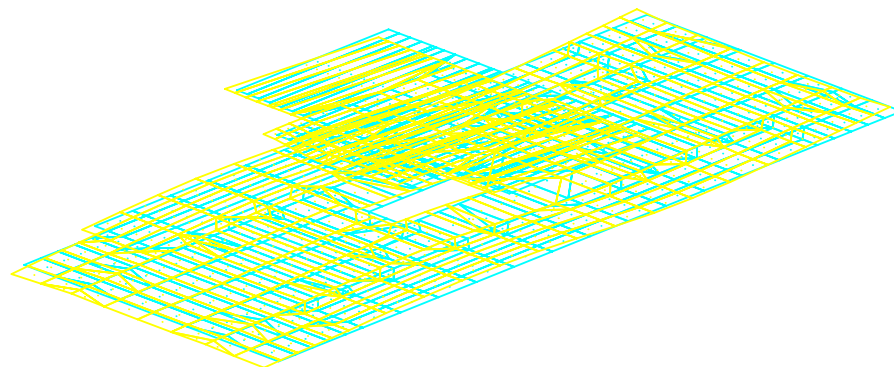
Figura 37 – Modos de vibração com predominância da jaqueta

Observa-se através da Figura 37 que os três primeiros modos de vibração da estrutura apresentam predominância do sistema da jaqueta. O primeiro modo apresenta predominância de deslocamento translacional na direção do eixo x. No segundo modo, percebe-se predominância de deslocamentos translacionais na direção do eixo y. O terceiro modo de vibração apresenta predominância do efeito de torção da estrutura da jaqueta, torção esta que ocorre em relação ao eixo Z (eixo vertical) do modelo computacional.

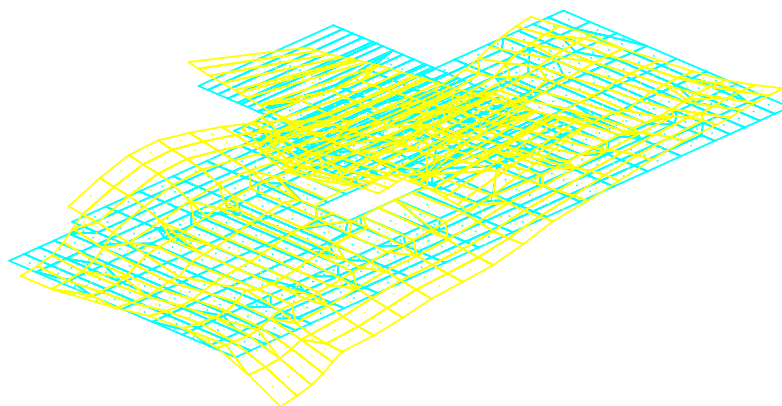
Efeitos de flexão foram predominantes nos decks metálicos (*upper deck* e *lower deck*) e sua existência pode ser observada a partir do 9º modo de vibração da estrutura. A Figura 38 apresenta os primeiros modos de vibração onde há predominância do efeito de flexão nos decks metálicos.



a) Modo de vibração referente à 9^a frequência natural f_{08} : 2,04 Hz.



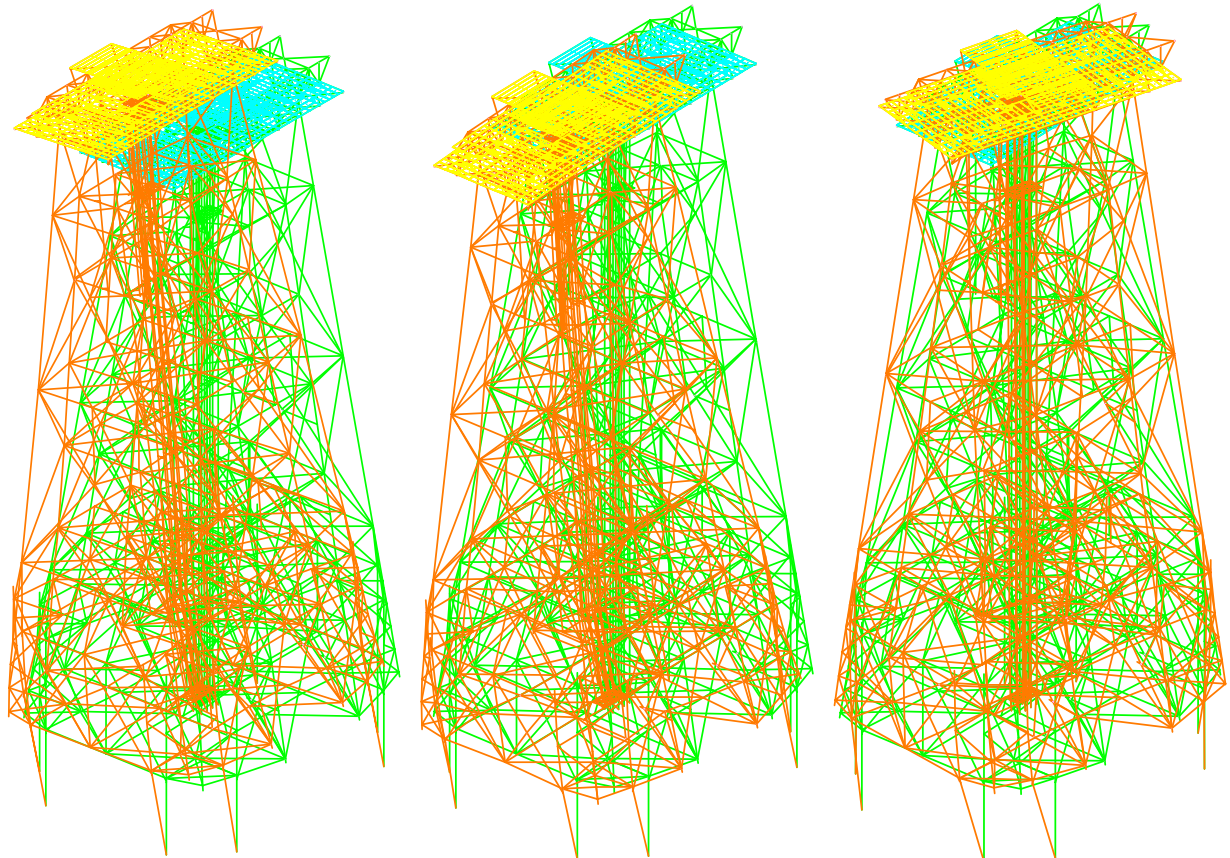
b) Modo de vibração relativo à 22^a frequência natural f_{22} : 3,24 Hz.



c) Modo de vibração relativo à 70^a frequência natural f_{70} : 4,79 Hz.

Figura 38 – Modos de vibração com predominância do deck metálico

A Figura 39 apresenta os três primeiros modos de vibração relativos às três primeiras frequências naturais do Modelo II (modelo com estaca equivalente).

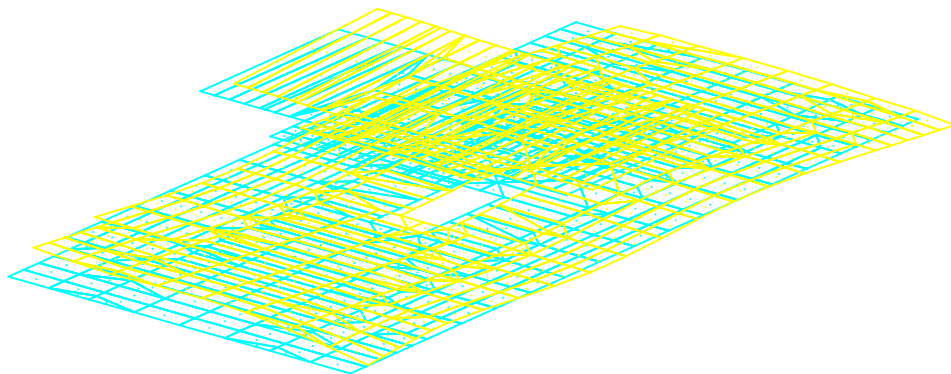


a) Modo de vibração relativo à 1ª frequência natural f_{01} : 0,64 Hz. b) Modo de vibração relativo à 2ª frequência natural f_{02} : 0,66 Hz. c) Modo de vibração relativo à 3ª frequência natural f_{03} : 0,87 Hz.

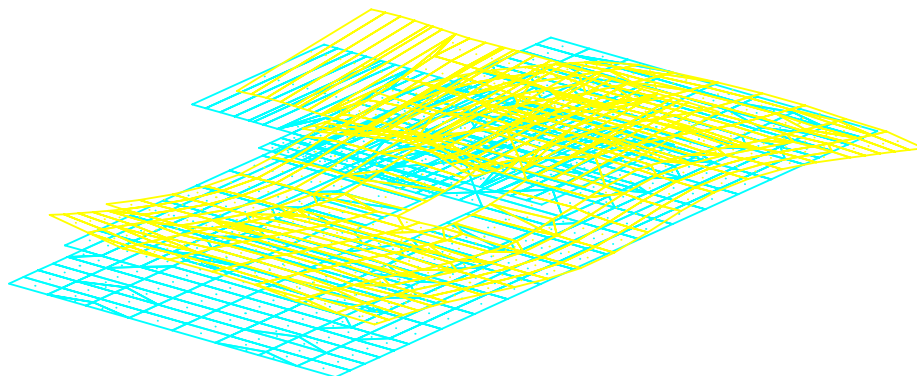
Figura 39 – Modos de vibração com predominância da jaqueta

Observando a Figura 39 pode-se notar que os três primeiros modos de vibração da estrutura apresentam predominância do sistema da jaqueta. No primeiro modo de vibração existe predominância dos deslocamentos translacionais na direção do eixo y . O segundo modo de vibração apresenta características de predominância de deslocamentos translacionais na direção do eixo x . No terceiro modo de vibração ocorre predominância, assim como para o Modelo I, do efeito de torção em relação ao eixo z (eixo vertical) do modelo numérico-computacional.

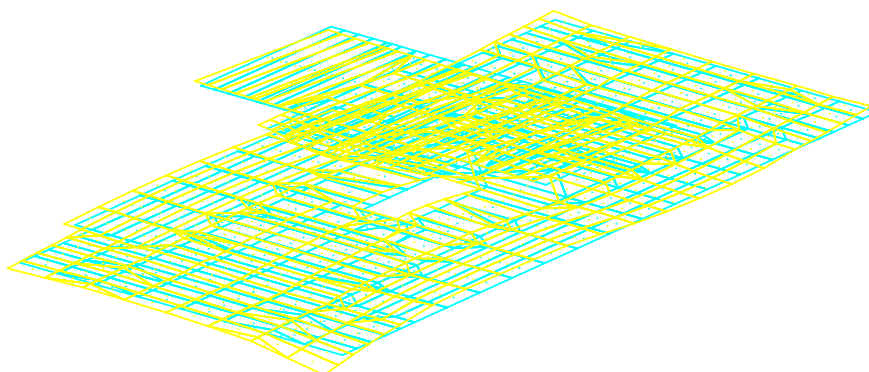
Efeitos de flexão foram predominantes nos decks metálicos e sua existência pode ser observada a partir do 8º modo de vibração da estrutura, conforme ilustrado através da Figura 40.



a) Modo de vibração relativo à 8^a frequência natural f_{08} : 1,99 Hz.



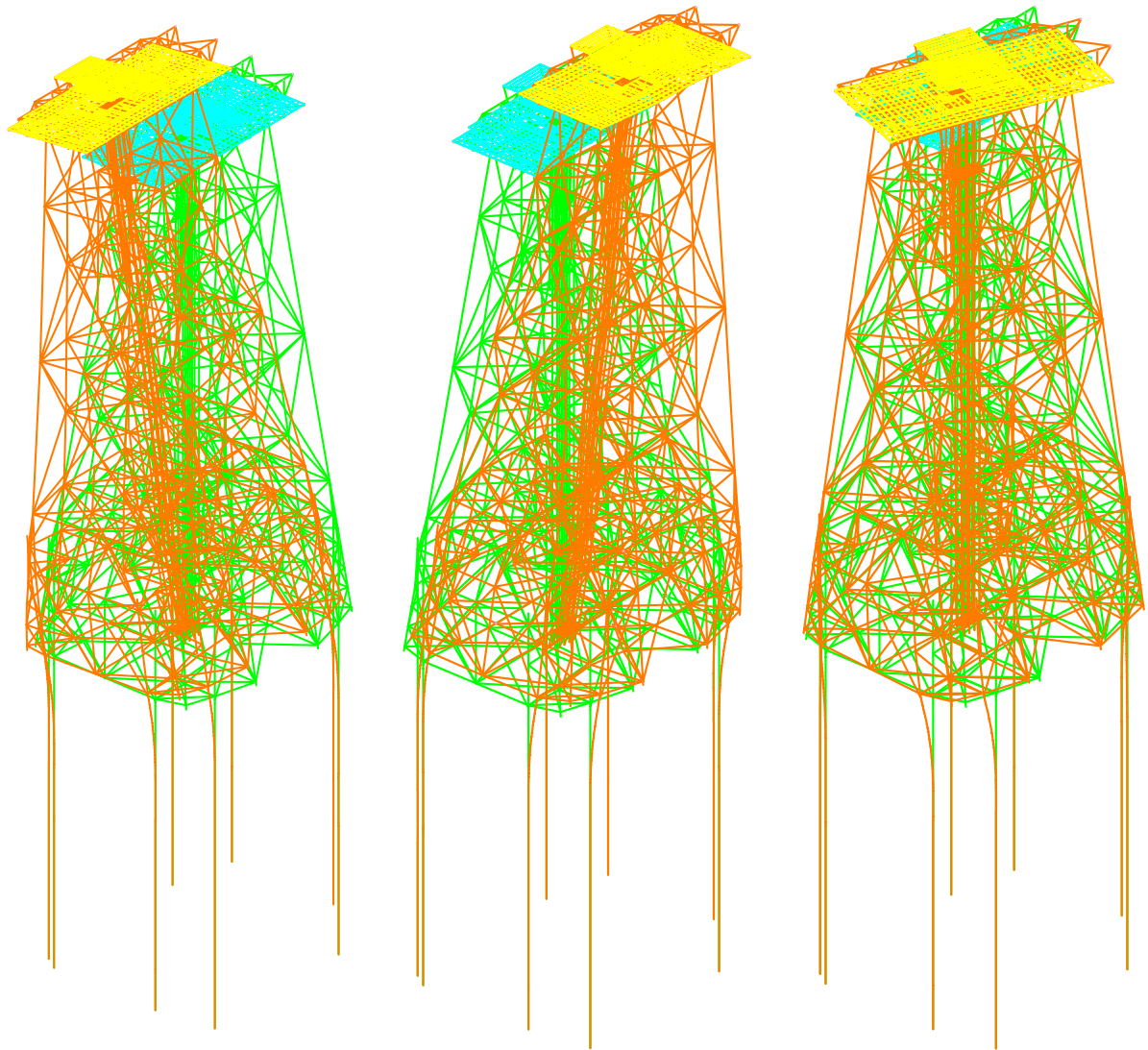
b) Modo de vibração relativo à 17^a frequência natural f_{17} : 2,53 Hz.



c) Modo de vibração referente à 41^a frequência natural f_{41} : 3,89 Hz.

Figura 40 – Modos de vibração com predominância do deck metálico

Na Figura 41 são apresentados os três primeiros modos de vibração relativos às três primeiras frequências naturais do Modelo III (modelo com interação solo-estrutura).

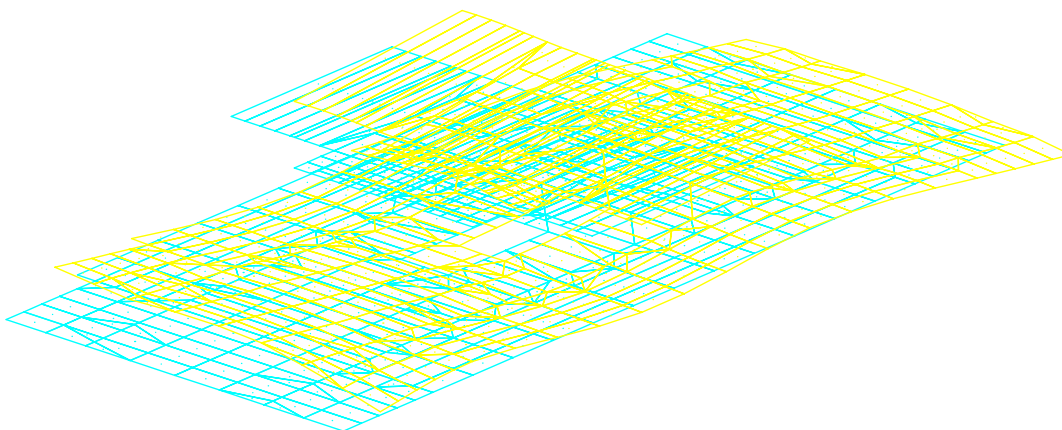


a) Modo de vibração relativo à 1ª frequência natural f_{01} : 0,67 Hz. b) Modo de vibração relativo à 2ª frequência natural f_{02} : 0,71 Hz. c) Modo de vibração relativo à 3ª frequência natural f_{03} : 1,20 Hz.

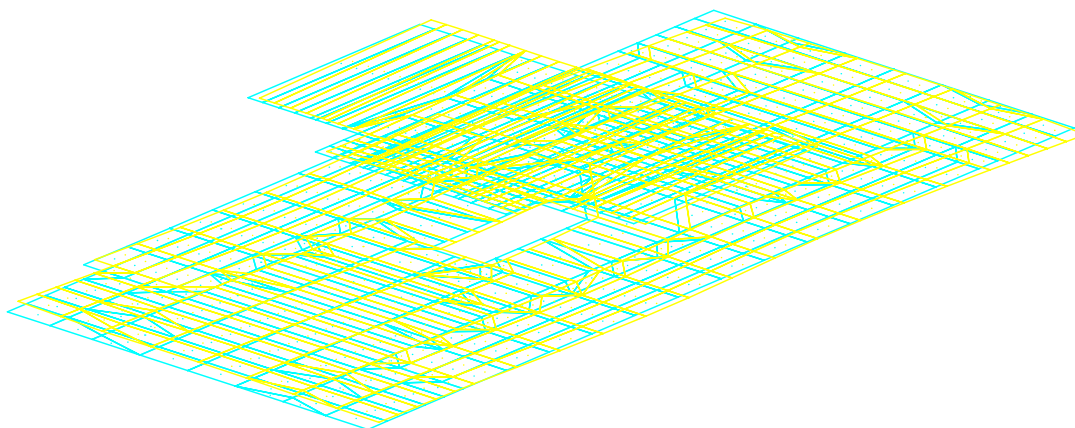
Figura 41 – Modos de vibração com predominância da jaqueta

Analisando a Figura 41, pode-se observar que os três primeiros modos de vibração da estrutura apresentam predominância do sistema da jaqueta. No primeiro modo de vibração existe predominância de deslocamentos translacionais na direção do eixo y do modelo numérico-computacional. O segundo modo de vibração apresenta predominância de deslocamentos translacionais segundo a direção do eixo x. Como aconteceu para os outros dois modelos, o terceiro modo de vibração apresenta predominância do efeito de torção da estrutura da jaqueta em relação ao eixo z (vertical).

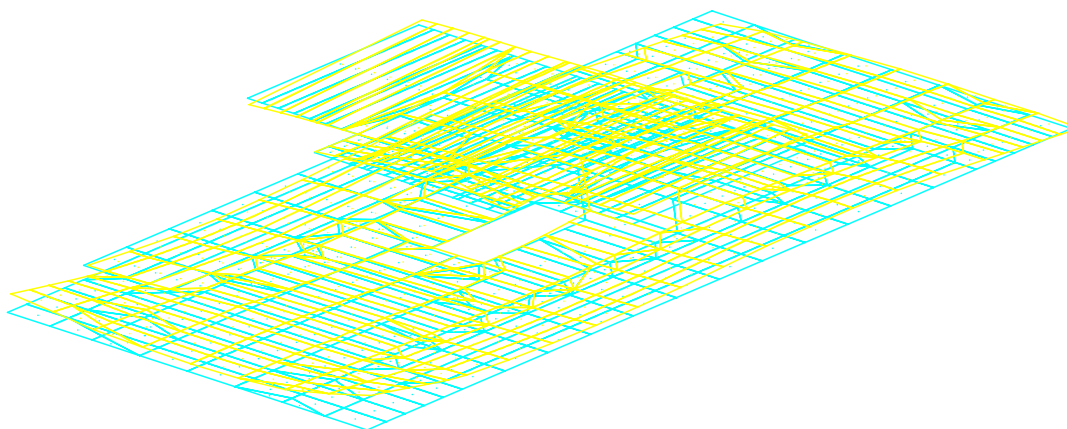
Efeitos de flexão mostraram-se predominantes nos decks metálicos e sua existência pode ser observada a partir do 8º modo de vibração da estrutura, conforme ilustrado através da Figura 42.



a) Modo de vibração relativo à 8ª frequência natural f_{08} : 1,99 Hz.



b) Modo de vibração relativo à 17ª frequência natural f_{17} : 2,61 Hz.



c) Modo de vibração relativo à 49ª frequência natural f_{49} : 4,14 Hz.

Figura 42 – Modos de vibração com predominância do deck metálico

No presente capítulo foram apresentados os resultados das análises de vibração livre dos três modelos computacionais desenvolvidos e apresentados no capítulo cinco. Estes resultados permitiram a avaliação da resposta dinâmica de cada modelo de forma a conhecer o seu comportamento quando da aplicação dos carregamentos dinâmicos.

No capítulo seguinte serão apresentados os resultados obtidos através das análises harmônicas efetuadas no Modelo III (modelo com interação solo-estrutura) para os casos de carregamento definidos no capítulo cinco, de forma a avaliar-se o conforto humano e os limites relativos ao funcionamento do equipamento.

6 ANÁLISE DINÂMICA DA ESTRUTURA

6.1 Aspectos gerais

Este capítulo apresenta os resultados obtidos a partir das análises dinâmicas do Modelo III (que considera a interação solo-estrutura). As análises procuraram avaliar o comportamento dinâmico da plataforma offshore de aço, no que tange ao desconforto humano oriundo de ações dinâmicas provenientes de máquinas rotativas, bem como os limites recomendados para uma boa utilização de tais máquinas.

Para tanto, são realizadas análises de vibração forçada através da utilização do programa computacional GTSTRUDL (2009). Os resultados das análises de vibração forçada são obtidos em termos de deslocamentos, velocidades e acelerações máximas, provenientes da aplicação dos casos de carregamento dinâmico apresentados nos itens subsequentes.

6.2 Descrição dos casos de carregamento dinâmico

Para o desenvolvimento das análises dinâmicas, são considerados três casos de carregamento passíveis de ocorrer durante a utilização da estrutura. Os itens 6.2.1 a 6.2.3 detalham os três casos de carregamento, indicando onde e como cada carregamento foi aplicado.

6.2.1 Caso I: Três máquinas em funcionamento simultâneo

Em uma primeira análise, considera-se o funcionamento simultâneo de três máquinas sobre o *deck* metálico. Os nós de aplicação das cargas relativas a esta situação são mostrados na Figura 6.1.

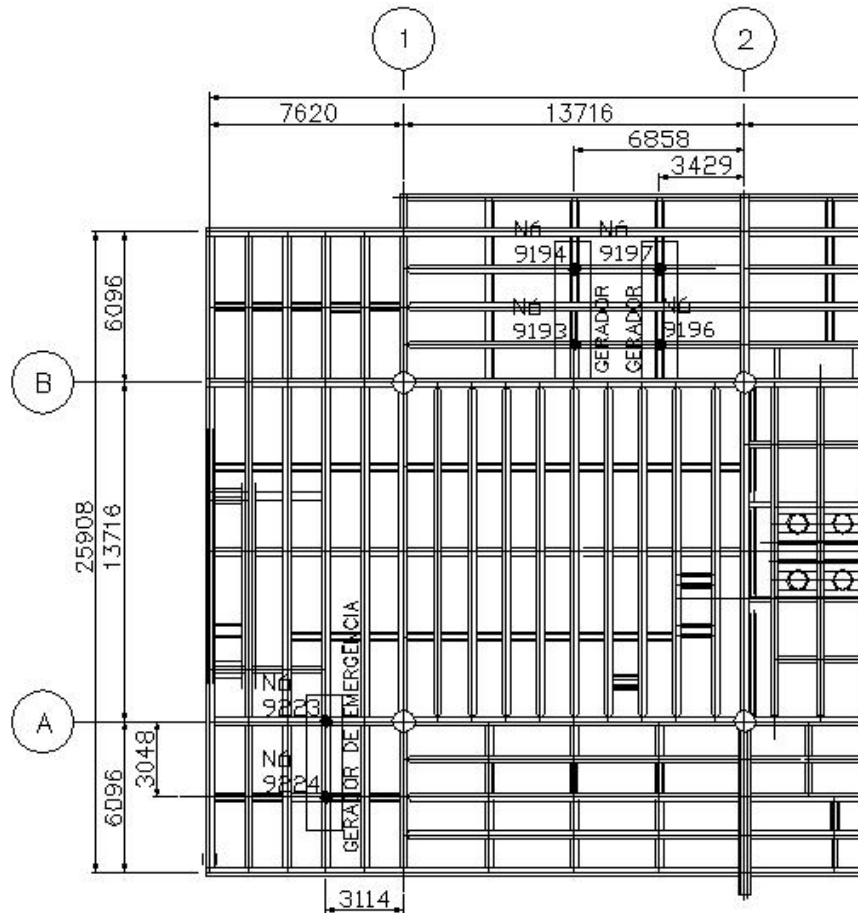


Figura 43 – Nós de aplicação do carregamento dinâmico (Caso I)

A parcela do carregamento relativa ao rotor foi aplicada nos nós 9194, 9197 e 9224. Nos nós 9193, 9196 e 9223 foi aplicada a parcela do carregamento referente ao redutor. A descrição dos carregamentos está apresentada no capítulo 2, item 2.7, que trata da modelagem do carregamento dinâmico.

Cabe salientar que o posicionamento das máquinas foi determinado com base em desenho de arranjo de equipamentos da plataforma.

6.2.2 Caso II: Duas máquinas em funcionamento simultâneo

O segundo caso analisado, considera o funcionamento dos dois geradores principais, hipótese em que o terceiro gerador (gerador de emergência) não se encontra em operação. A Figura 44 apresenta os nós do modelo estrutural onde

foram aplicadas as cargas relativas a esta condição de funcionamento das máquinas.

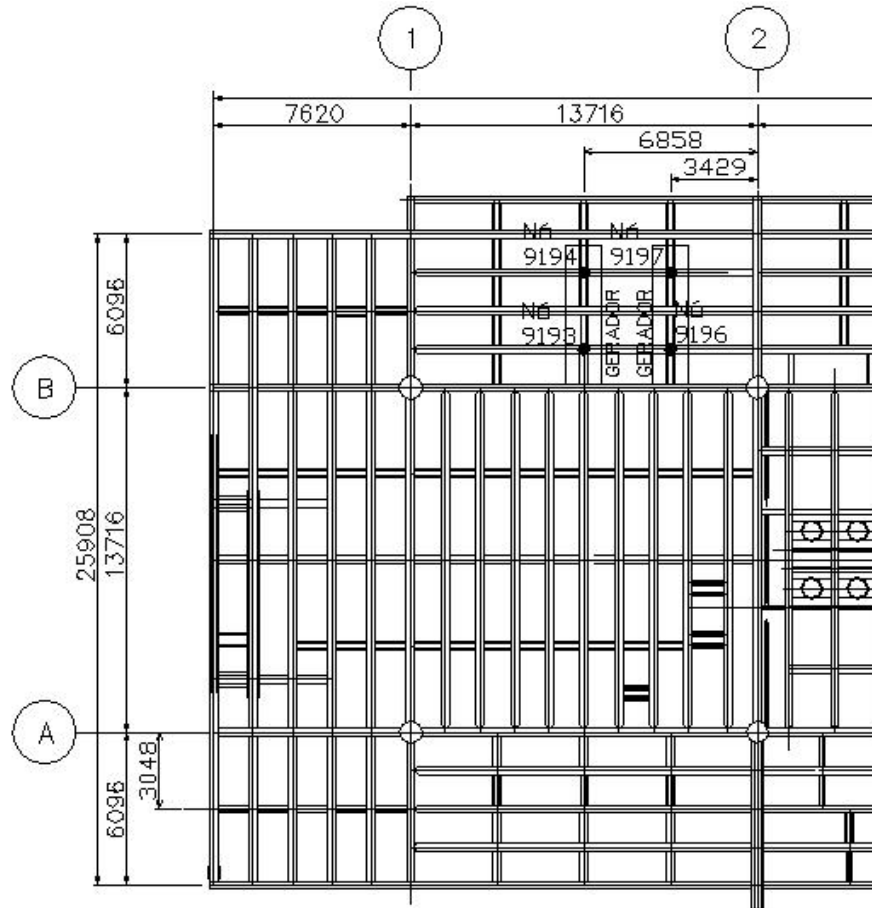


Figura 44 – Nós de aplicação do carregamento dinâmico (Caso II)

Da mesma forma como feito anteriormente, nos nós 9194 e 9197 foi aplicada a parcela do carregamento relativa ao rotor. Nos nós 9193 e 9196 foi aplicada a parcela do carregamento dinâmico referente ao redutor.

6.2.3 Caso III: Uma máquina em funcionamento

O terceiro e último caso de carregamento analisado simula uma situação em que apenas o gerador de emergência esteja funcionando. Neste caso, os dois

geradores principais encontram-se fora de funcionamento. A Figura 45 mostra os nós onde foram aplicadas as cargas dinâmicas provenientes do funcionamento desta máquina.

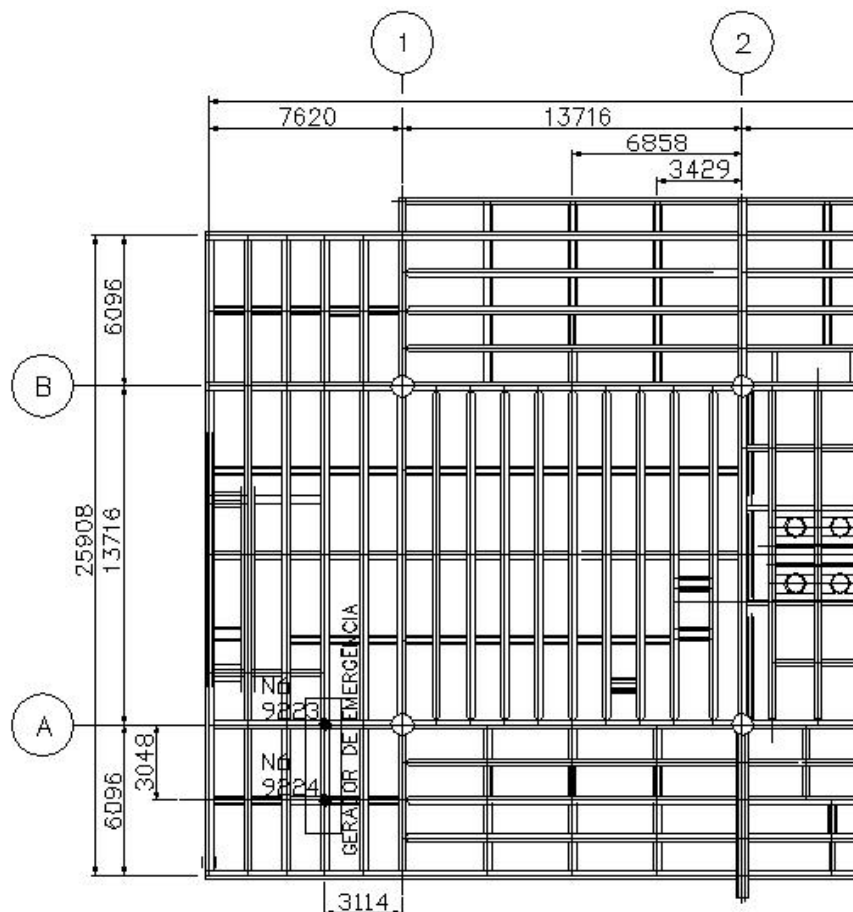


Figura 45 – Nós de aplicação do carregamento dinâmico (Caso III)

Neste caso, têm-se apenas dois nós para aplicação do carregamento dinâmico devido ao funcionamento da máquina. A parcela referente ao rotor foi aplicada no nó 9224, e a parcela relativa ao redutor foi aplicada sobre o nó 9223.

6.3 Análise dinâmica da estrutura

Neste item da dissertação, é apresentada a resposta dinâmica da estrutura investigada, em termos dos espectros dos deslocamentos translacionais verticais associados aos suportes dos rotores dos equipamentos; e, bem como, de dois nós do deck metálico, representativos da resposta do sistema. Objetiva-se possibilitar análises relativas às condições para um bom funcionamento das máquinas e à questão do conforto humano.

Os resultados obtidos nas análises são comparados com valores limites sob o ponto de vista da estrutura, do funcionamento das máquinas e do conforto humano fornecidos por recomendações técnicas internacionais, como as apresentadas nos capítulos 2 e 3. Desta forma, é possível verificar se algum dos pontos em questão foi violado e caso esta situação tenha acontecido, o quanto a resposta da estrutura precisa ser melhorada de forma a que todas as condições para que se possa obter um melhor funcionamento da mesma sejam alcançadas.

A metodologia para aplicação do carregamento dinâmico foi a mesma apresentada por Bachmann; Ammann (1987). O intervalo de integração utilizado nas análises numéricas foi igual a 0,01 Hz ($\Delta\omega = 0,01$ Hz). Foi verificado que este intervalo de integração atende de forma satisfatória às características dinâmicas dos modelos numérico-computacionais e, também, à representação dos carregamentos propostos.

Os nós onde foram aplicados os carregamentos dinâmicos e onde serão efetuadas as verificações quanto à condição de funcionamento dos equipamentos foram apresentados no item 6.2.1 a 6.2.3 de acordo com cada caso de carregamento analisado. No que tange ao conforto humano, foram selecionados alguns nós nas imediações dos equipamentos de forma a se obter as respostas dinâmicas (acelerações) dos mesmos. Os nós selecionados para a verificação do conforto humano são apresentados na Figura 46.

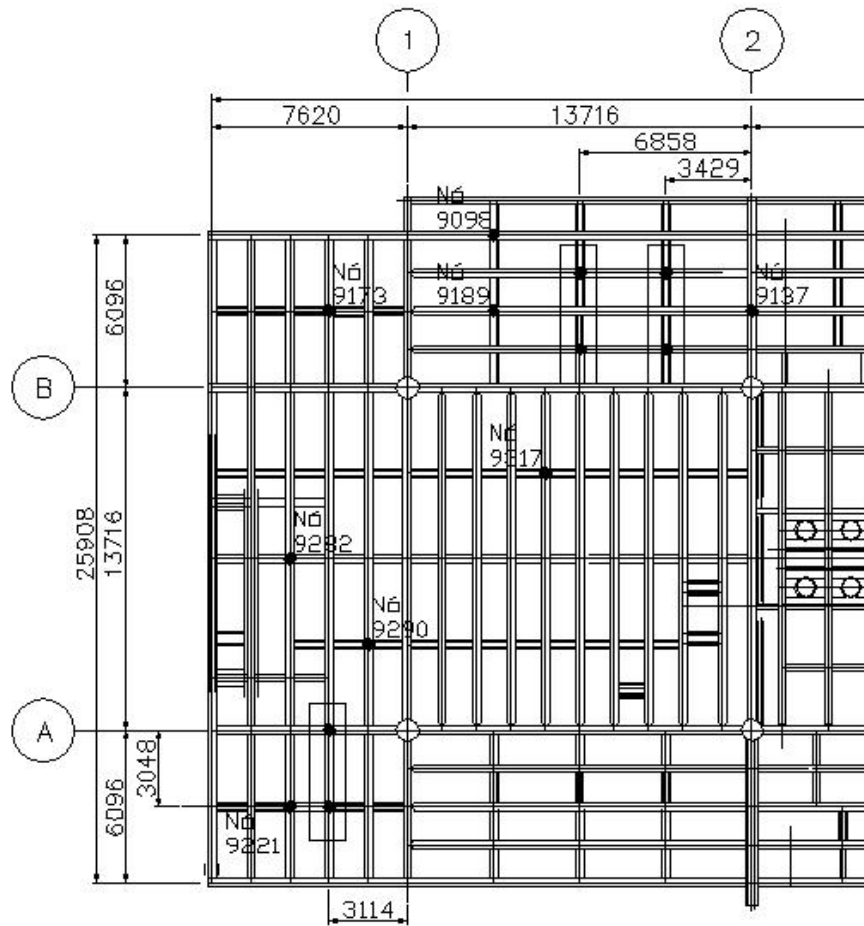


Figura 46 – Nós selecionados para a verificação do conforto humano

Nos itens subseqüentes, são apresentados os valores das respostas (deslocamentos, velocidades e acelerações) dos modelos submetidos a cada um dos casos de carregamento descritos no item 6.2, obtidos através da análise harmônica do modelo numérico computacional. Vale salientar que, em todos os casos, os valores das respostas (deslocamentos, velocidades e acelerações) apresentados nas tabelas adiante são para o pico de frequência igual a 30 Hz (frequência do rotor) e são relativos à direção do eixo vertical do modelo.

6.3.1 Análise Dinâmica do Modelo III: Caso I – Três máquinas em funcionamento simultâneo

No primeiro caso analisado, o modelo numérico-computacional foi submetido ao carregamento dinâmico proveniente do funcionamento das três máquinas consideradas em simultâneo, de acordo com o esquema de aplicação ilustrado na Figura 43. Desta forma, o carregamento dinâmico proveniente do desbalanceamento das máquinas foi aplicado sobre o modelo, obedecendo à função de carregamento apresentada na Equação 3.10 (capítulo três).

De forma a ilustrar a resposta do sistema, as Figuras 47, 48 e 49 apresentam os espectros de resposta dos deslocamentos translacionais verticais, referentes ao suporte dos rotores e, bem como, de nós específicos do *deck* metálico da plataforma. São apresentados apenas três gráficos que representam, de forma geral, a resposta dinâmica da estrutura. Os picos responsáveis pela parcela mais relevante de transferência de energia do sistema são identificados nessas figuras, além do pico de interesse para a análise de vibração forçada, associado à frequência de excitação dos equipamentos mecânicos ($f = 30 \text{ Hz}$).

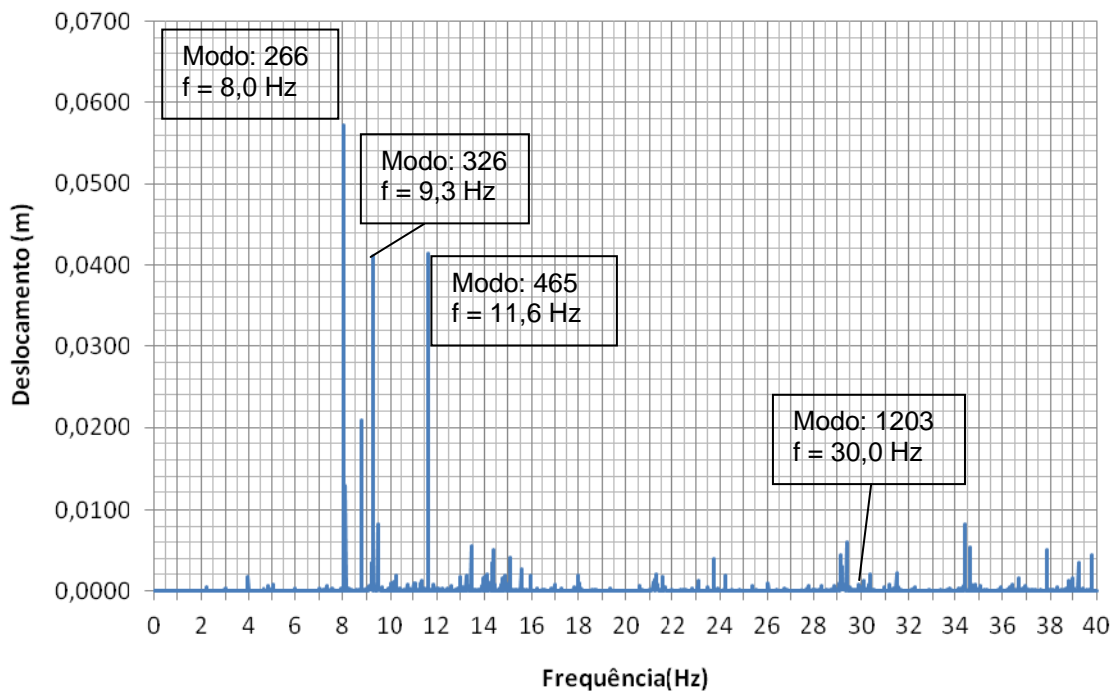


Figura 47 – Espectro de deslocamentos do nó 9196 (suporte do redutor)

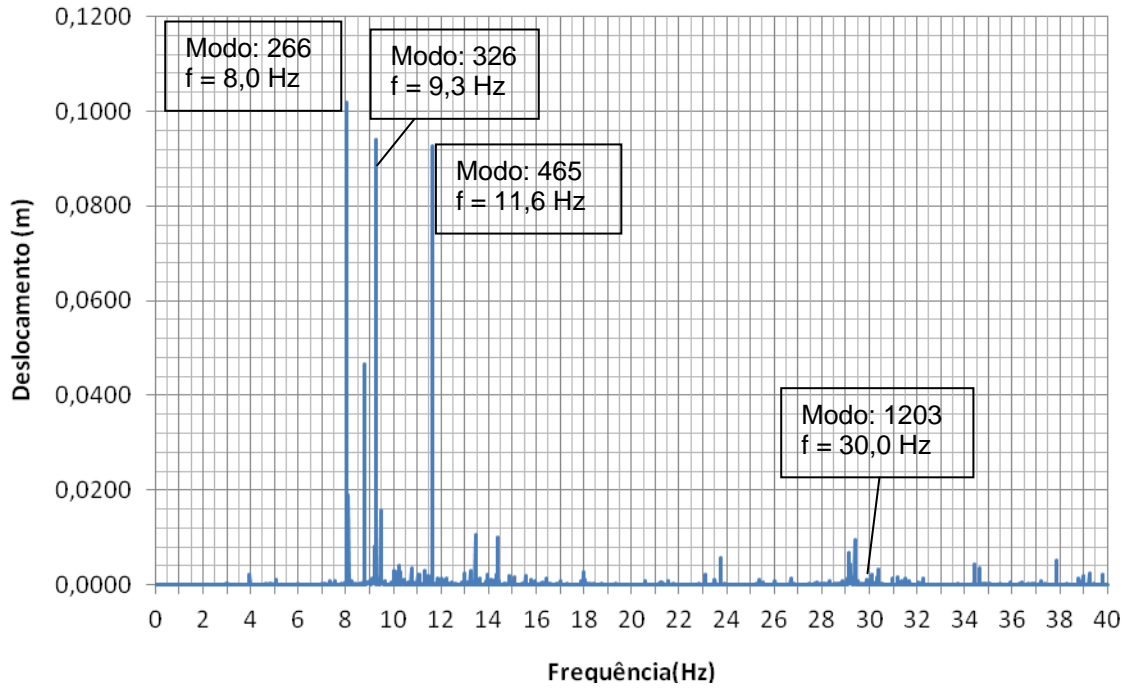


Figura 48 – Espectro de deslocamentos do nó 9189 (*deck* metálico da plataforma)

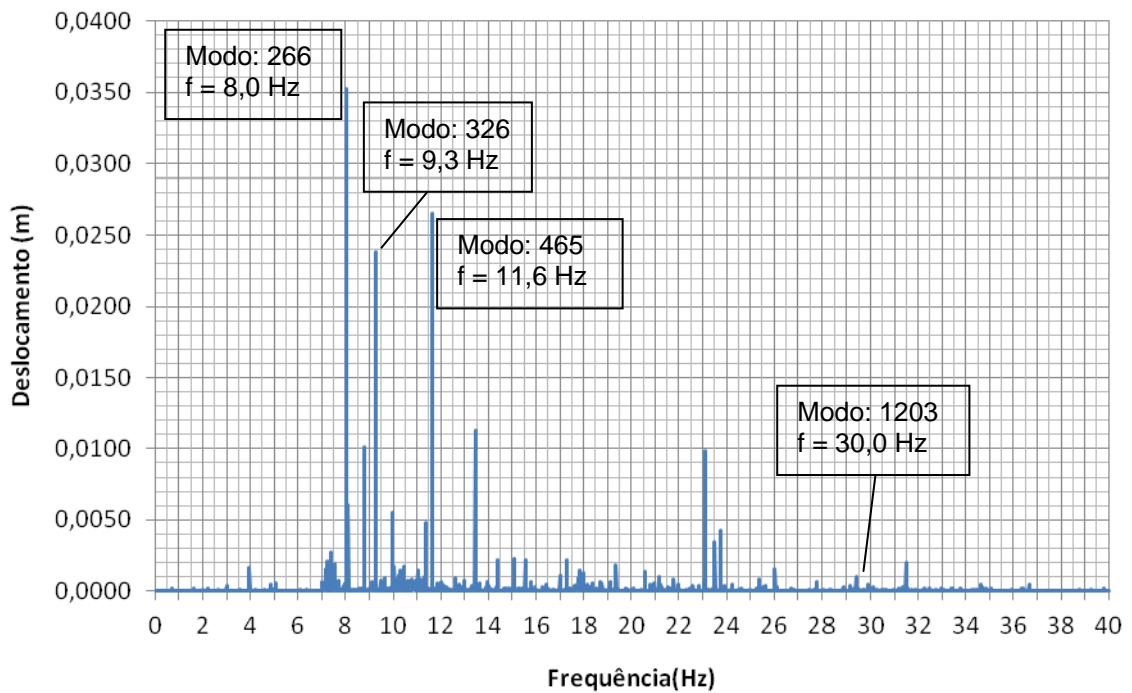


Figura 49 – Espectro de deslocamentos do nó 9282 (*deck* metálico da plataforma)

Analisando os gráficos apresentados nas Figuras 47 a 49, pode-se verificar que o pico correspondente à frequência de 8,1 Hz é o principal responsável pela transferência de energia da estrutura. Podem ser destacados ainda os picos referentes às frequências de 9,3 Hz e 11,6 Hz, que apresentam uma grande parcela de transferência de energia da estrutura. O pico na frequência de 30 Hz é de extrema importância para a presente análise, pois corresponde à frequência de excitação correspondente ao rotor.

Cabe salientar que, devido ao tipo de carregamento dinâmico considerado, os picos de 8,1 Hz, 9,3 Hz e 11,6 Hz não serão atingidos, uma vez que a frequência de operação do equipamento mecânico tem seu valor igual a 30 Hz.

Os valores das amplitudes admissíveis são, de forma geral, especificados pelos fabricantes das máquinas. Entretanto, algumas vezes estes dados não são disponíveis, sendo, nestes casos, necessário recorrer aos limites normativos e aos indicados em bibliografia especializada. Srinivasulu (1976) recomenda os valores de 0,004 a 0,006 cm como valores limites para amplitudes de deslocamentos translacionais na direção vertical para máquinas com velocidade de 1500 rpm. Na sequência da análise, a Tabela 26 apresenta os valores dos deslocamentos translacionais verticais nos nós referentes aos pontos de apoio das máquinas.

Tabela 26 – Deslocamento translacional vertical relacionado à carga combinada (gerador)

Suporte do Redutor (Nó 9193) (μm)	Suporte do Redutor (Nó 9196) (μm)	Suporte do Redutor (Nó 9223) (μm)	Valor Limite de Amplitude (μm)
77	432	38	40 a 60
Suporte do Rotor (Nó 9194) (μm)	Suporte do Rotor (Nó 9197) (μm)	Suporte do Rotor (Nó 9224) (μm)	
54	446	7	
Para vibração vertical para máquinas de alta velocidade (>1500 rpm).			

O valor da amplitude máxima na base do equipamento (Nó 9197) no *deck* metálico foi igual a 446 μm (ou 0,446 mm ou 0,0446 cm), de acordo com a Tabela 23, indicando que o limite recomendado foi violado e a performance das máquinas pode ser inadequada (0,446 mm > 0,06 mm).

Outra maneira de se analisar as condições de funcionamento dos equipamentos mecânicos em função do efeito das vibrações é comparar a velocidade medida em campo ou determinada através da análise do modelo numérico-computacional com os valores apresentados na Tabela 7 – Critérios de severidade das vibrações de máquinas, adaptado da ISO 2372 (1974). Na sequência da análise, a Tabela 27 apresenta os valores de velocidades encontrados no piso analisado.

Tabela 27 – Velocidades relacionadas à carga combinada (gerador)

Suporte do Redutor (Nó 9193) (mm/s)	Suporte do Redutor (Nó 9196) (mm/s)	Suporte do Redutor (Nó 9223) (mm/s)	Valor Limite de Velocidade (mm/s)
14,49	81,46	7,27	0,28 a 2,8
Suporte do Rotor (Nó 9194) (mm/s)	Suporte do Rotor (Nó 9197) (mm/s)	Suporte do Rotor (Nó 9224) (mm/s)	
10,18	84,12	11,89	
Velocidade tolerável para motores elétricos de acordo com a ISO 2372 (1974).			

Nota-se que o valor máximo encontrado na base das máquinas (Nó 9197) no *deck* metálico foi igual a 84,12 mm/s. A velocidade admissível para uma condição de funcionamento perfeita da máquina encontra-se na faixa de 0,28 mm/s e 2,8 mm/s. Isto significa que a configuração atual do piso e o posicionamento das máquinas não estão de acordo com os limites estabelecidos pela norma ISO 2372 (1974) para um bom funcionamento das mesmas (84,12 mm/s > 2,8 mm/s), violando os limites recomendados.

A fim de se avaliar a questão do conforto humano, são analisadas as acelerações em nós do piso, indicados na Figura 46 a serem comparadas com os

valores recomendados nos critérios de projeto. A Tabela 28 apresenta os valores encontrados na análise harmônica do *deck* metálico.

Pessoas trabalhando temporariamente próximas às máquinas podem ser afetadas pela vibração em vários graus, desde imperceptível a extremamente desconfortável. O valor limite para aceleração considerada confortável é igual a $1,15 \text{ m/s}^2$ para vibrações de corpo inteiro, expostas à fonte de vibração 8 horas por dia, conforme indicado na Tabela 5.

Tabela 28 – Acelerações relacionadas à carga combinada (gerador)

Deck Metálico (Nó 9098) (m/s^2)	Deck Metálico (Nó 9137) (m/s^2)	Deck Metálico (Nó 9173) (m/s^2)	Deck Metálico (Nó 9189) (m/s^2)	Valor Limite de Aceleração (m/s^2)
5,62	6,16	4,67	27,33	1,15
Deck Metálico (Nó 9221) (m/s^2)	Deck Metálico (Nó 9282) (m/s^2)	Deck Metálico (Nó 9290) (m/s^2)	Deck Metálico (Nó 9317) (m/s^2)	
11,62	8,19	11,77	0,61	
Valores aceitáveis de vibração para conforto humano de acordo com a Diretiva Européia (2002).				

O pico de aceleração encontrado no decorrer das análises foi igual a $27,33 \text{ m/s}^2$, valor este que ultrapassa o limite proposto pela Diretiva Européia (2002) ($27,33 \text{ m/s}^2 > 1,15 \text{ m/s}^2$), causando desconforto humano. Estes dados indicam a ocorrência do efeito de ressonância gerado quando a frequência de funcionamento da máquina (30 Hz) coincide com a frequência da estrutura, gerando uma amplificação da resposta do sistema.

6.3.2 Análise Dinâmica do Modelo III: Caso II – Duas máquinas em funcionamento simultâneo

No segundo caso analisado, o modelo numérico-computacional foi submetido ao carregamento dinâmico proveniente do funcionamento de duas máquinas consideradas em simultâneo, de acordo com o esquema de aplicação ilustrado na Figura 44. Desta forma, o carregamento dinâmico proveniente do desbalanceamento das máquinas foi aplicado sobre o modelo, obedecendo à função de carregamento apresentada na Equação 2.10 (capítulo dois).

As Figuras 50, 51 e 52 apresentam os espectros de resposta dos deslocamentos translacionais verticais, referentes ao suporte dos rotores e, da mesma forma, de nós específicos do *deck* metálico da plataforma. São apresentados apenas três gráficos que representam, de maneira geral, a resposta dinâmica da estrutura. Os picos responsáveis pela parcela mais relevante de transferência de energia do sistema são identificados nessas figuras, além do pico de interesse para a análise de vibração forçada, associado à frequência de excitação dos equipamentos mecânicos ($f = 30 \text{ Hz}$).

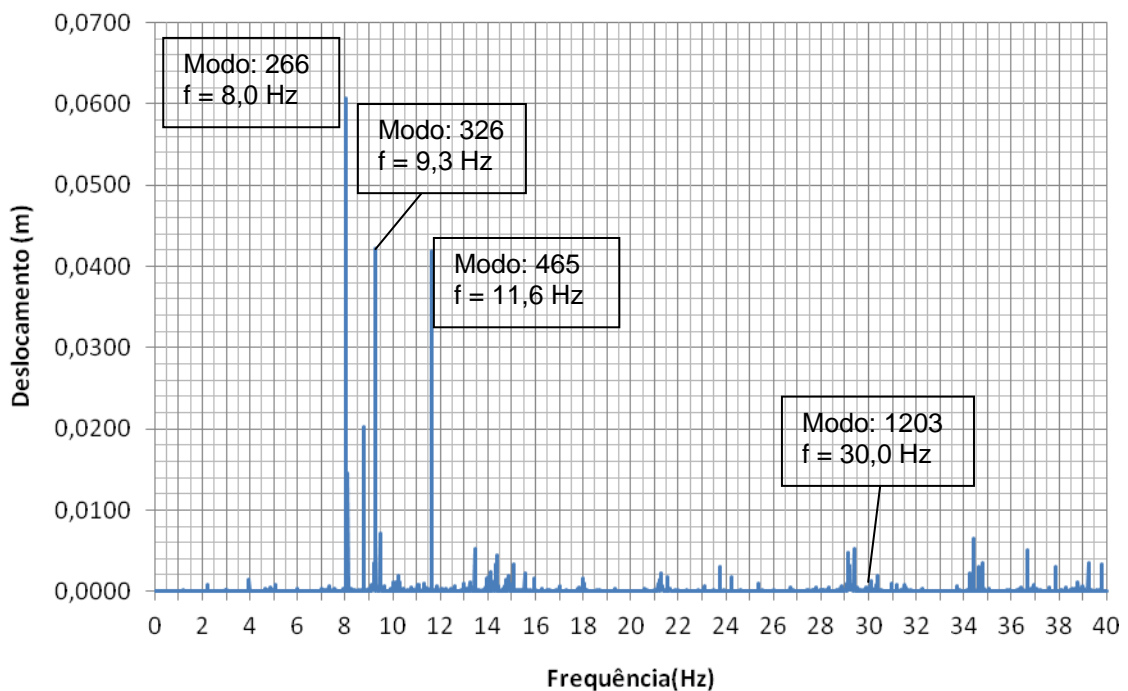


Figura 50 – Espectro de deslocamentos do nó 9196 (suporte do redutor)

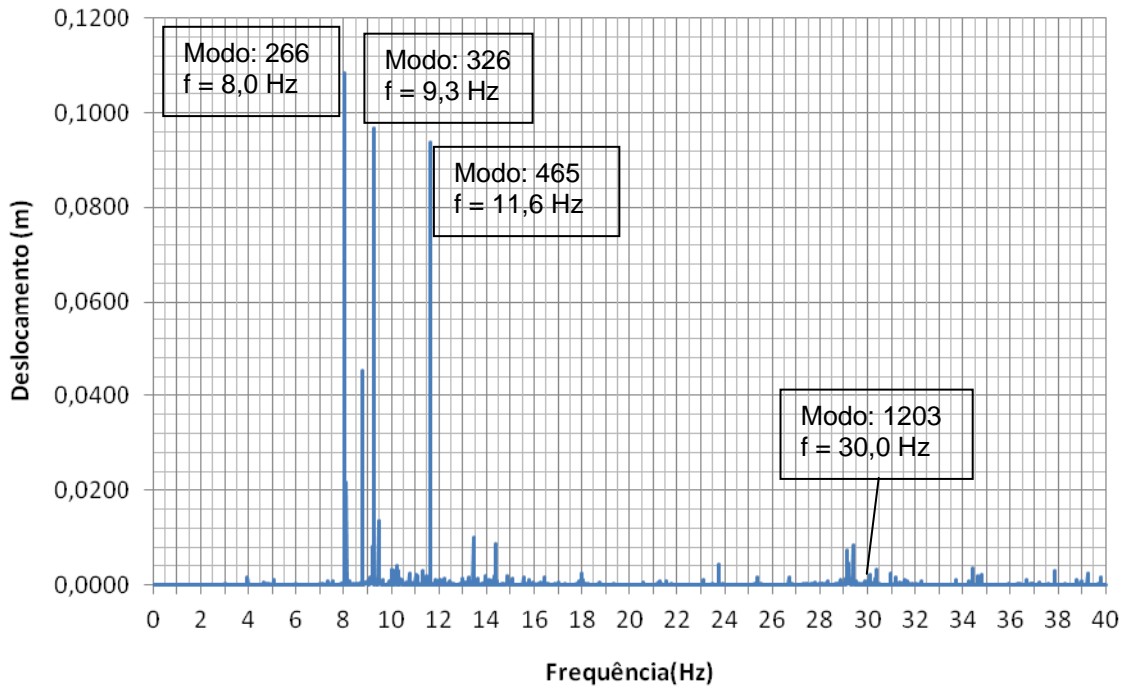


Figura 51 – Espectro de deslocamentos do nó 9189 (*deck* metálico da plataforma)

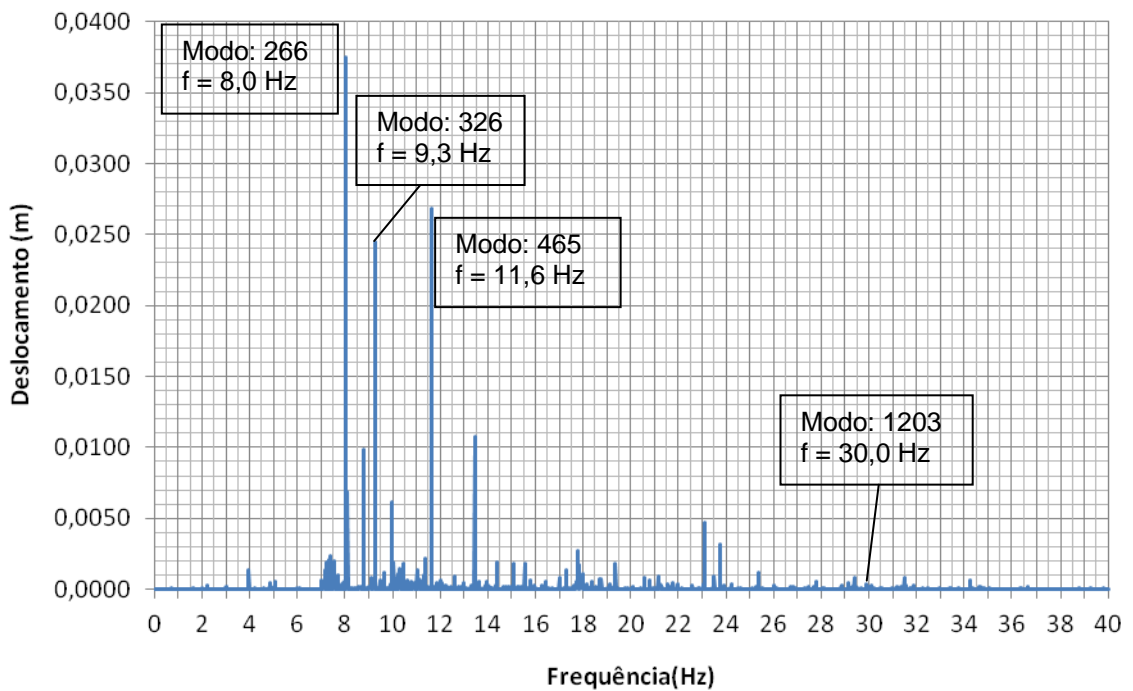


Figura 52 – Espectro de deslocamentos do nó 9282 (*deck* metálico da plataforma)

Observando-se os gráficos apresentados nas Figuras 50 a 52, pode-se verificar que o pico correspondente à frequência de 8,1 Hz, assim como no caso anterior, é o principal responsável pela transferência de energia da estrutura. Podem ser destacados ainda os picos referentes às frequências de 9,3 Hz e 11,6Hz, que apresentam uma grande parcela de transferência de energia da estrutura. O pico na frequência de 30 Hz é de extrema importância para a presente análise, pois corresponde à frequência de excitação correspondente ao rotor. Em seguida, a Tabela 29 apresenta os valores dos deslocamentos translacionais verticais nos nós referentes aos pontos de apoio das máquinas.

Tabela 29 – Deslocamento translacional vertical relacionado à carga combinada (gerador)

Suporte do Redutor (Nó 9193) (μm)	Suporte do Redutor (Nó 9196) (μm)	Suporte do Redutor (Nó 9223) (μm)	Valor Limite de Amplitude (μm)
77	433	38	40 a 60
Suporte do Rotor (Nó 9194) (μm)	Suporte do Rotor (Nó 9197) (μm)	Suporte do Rotor (Nó 9224) (μm)	
56	447	7	
Para vibração vertical para máquinas de alta velocidade (>1500 rpm).			

O valor da amplitude máxima na base do equipamento (Nó 9197) no *deck* metálico foi igual a 447 μm (ou 0,447 mm ou 0,0447 cm), indicando que o limite recomendado foi ultrapassado, o que pode levar a uma performance inadequada das máquinas (0,447 mm > 0,06 mm).

De forma a avaliar as condições de funcionamento dos equipamentos mecânicos em função do efeito das vibrações, a velocidade obtida através da análise do modelo numérico-computacional é comparada com os valores apresentados na Tabela 7 – Critérios de severidade das vibrações de máquinas, adaptado da ISO 2372 (1974). A Tabela 30 apresenta os valores das máximas velocidades encontradas nos nós referentes aos apoios das máquinas.

Tabela 30 – Velocidades relacionadas à carga combinada (gerador)

Suporte do Redutor (Nó 9193) (mm/s)	Suporte do Redutor (Nó 9196) (mm/s)	Suporte do Redutor (Nó 9223) (mm/s)	Valor Limite de Velocidade (mm/s)
14,49	81,62	7,26	0,28 a 2,8
Suporte do Rotor (Nó 9194) (mm/s)	Suporte do Rotor (Nó 9197) (mm/s)	Suporte do Rotor (Nó 9224) (mm/s)	
10,59	84,30	14,14	
Velocidade tolerável para motores elétricos de acordo com a (ISO 2372, 1974).			

O máximo valor encontrado na base das máquinas (Nó 9197) no *deck* metálico foi igual a 84,30 mm/s. A velocidade recomendada para uma condição de funcionamento perfeita da máquina encontra-se na faixa de 0,28 mm/s a 2,8 mm/s. Isto significa que a configuração atual do piso e o posicionamento das máquinas apresentam resultados que não estão de acordo com os limites estabelecidos pela norma ISO 2372 (1974) para um bom funcionamento das mesmas (118,07 mm/s > 2,8 mm/s), ultrapassando os limites recomendados.

Com a finalidade de se avaliar a questão do conforto humano, são analisadas as acelerações em alguns nós do piso, nas imediações dos equipamentos mecânicos, indicados na Figura 46 a serem comparadas com os valores recomendados nos critérios de projeto. A Tabela 31 apresenta os valores das acelerações verticais encontrados na análise harmônica do *deck* metálico.

Tabela 31 – Acelerações relacionadas à carga combinada (gerador)

Deck Metálico (Nó 9098) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9137) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9173) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9189) (m/s ²)	Valor Limite de Aceleração (m/s ²)
5,66	6,18	4,60	27,39	1,15
Deck Metálico (Nó 9221) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9282) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9290) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9317) (m/s ²)	
11,70	8,26	11,91	0,62	
Valores aceitáveis de vibração para conforto humano de acordo com a (Diretiva Europeia, 2002).				

O pico de aceleração encontrado durante as análises foi igual a 27,39 m/s², valor este que ultrapassa o limite proposto pela Diretiva Europeia (2002) (27,39 m/s² > 1,15 m/s²), acarretando uma situação de desconforto humano.

6.3.3 Análise Dinâmica do Modelo III: Caso III – Uma máquina em funcionamento

No terceiro e último caso analisado, o modelo numérico-computacional foi submetido ao carregamento dinâmico proveniente do funcionamento do gerador de emergência, de acordo com o esquema de aplicação ilustrado na Figura 45. Desta forma, o carregamento dinâmico proveniente do desbalanceamento das máquinas foi aplicado sobre o modelo.

As Figuras 53, 54 e 55 apresentam os espectros de resposta dos deslocamentos translacionais verticais, referentes ao suporte dos rotores e de nós do *deck* metálico da plataforma. São apresentados apenas três gráficos que representam, de maneira geral, a resposta dinâmica da estrutura. Os picos responsáveis pela parcela mais relevante de transferência de energia do sistema são identificados nessas figuras, além do pico de interesse para a análise de vibração forçada, associado à frequência de excitação dos equipamentos mecânicos.

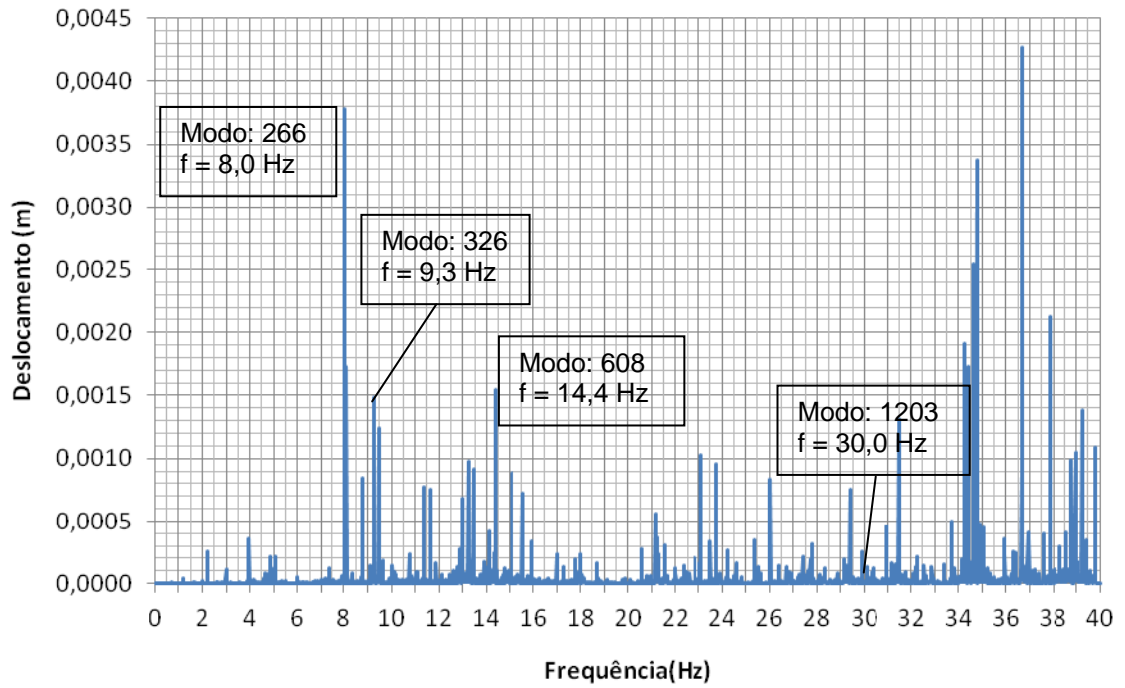


Figura 53 – Espectro de deslocamentos do nó 9196

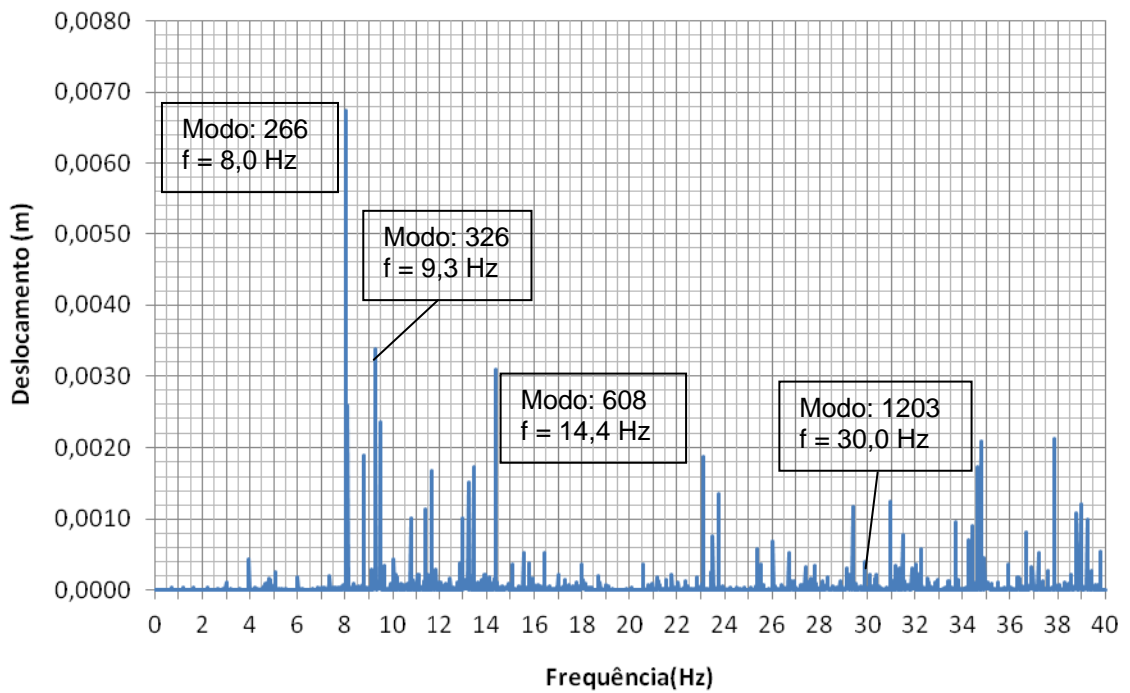


Figura 54 – Espectro de deslocamentos do nó 9189

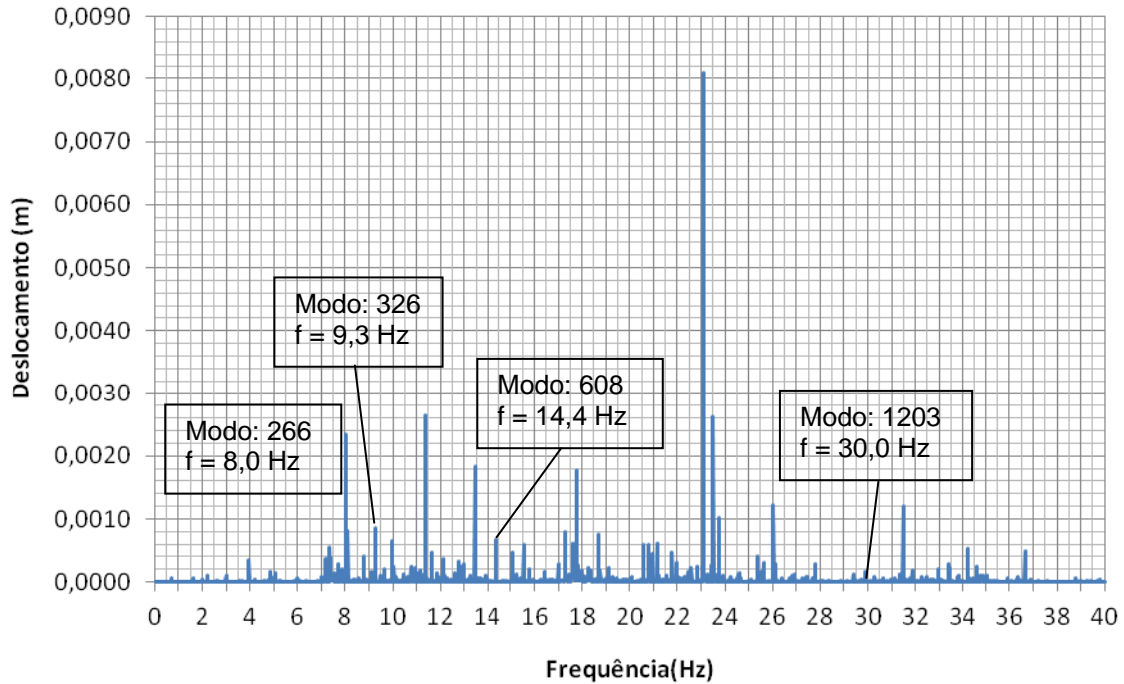


Figura 56 – Espectro de deslocamentos do nó 9282

Pode-se observar, com base nos gráficos, que os picos referentes às frequências de 8,0 Hz, 9,3 Hz e 14,4 Hz são, de maneira geral, responsáveis pela maior parcela de transferência de energia do sistema. A seguir, a Tabela 32 apresenta os valores dos deslocamentos translacionais nos nós relativos aos apoios dos equipamentos mecânicos (rotores).

Tabela 32 – Deslocamento translacional vertical relacionado à carga combinada (gerador)

Suporte do Redutor (Nó 9193) (μm)	Suporte do Redutor (Nó 9196) (μm)	Suporte do Redutor (Nó 9223) (μm)	Valor Limite de Amplitude (μm)
1	4	1	40 a 60
Suporte do Rotor (Nó 9194) (μm)	Suporte do Rotor (Nó 9197) (μm)	Suporte do Rotor (Nó 9224) (μm)	
2	4	3	
Para vibração vertical para máquinas de alta velocidade (>1500 rpm).			

O valor da amplitude máxima na base do equipamento no *deck* metálico foi igual a 4 μm (ou 0,004 mm ou 0,0004 cm), de acordo com a Tabela 32, indicando que o limite recomendado foi respeitado e condições favoráveis para a operação da máquina são encontradas (0,004 mm < 0,06 mm). A seguir, a Tabela 33 apresenta os valores das máximas velocidades encontradas nos nós referentes aos apoios das máquinas no *deck* metálico.

Tabela 33 – Velocidades relacionadas à carga combinada (gerador)

Suporte do Redutor (Nó 9193) (mm/s)	Suporte do Redutor (Nó 9196) (mm/s)	Suporte do Redutor (Nó 9223) (mm/s)	Valor Limite de Velocidade (mm/s)
0,19	0,74	0,02	0,28 a 2,8
Suporte do Rotor (Nó 9194) (mm/s)	Suporte do Rotor (Nó 9197) (mm/s)	Suporte do Rotor (Nó 9224) (mm/s)	
0,41	0,86	0,49	
Velocidade tolerável para motores elétricos de acordo com a (ISO 2372, 1974).			

O máximo valor encontrado na base das máquinas (Nó 9197) no *deck* metálico foi igual a 0,86 mm/s, conforme indicado na Tabela 33. A velocidade admissível para uma condição de funcionamento perfeita da máquina encontra-se na faixa de 0,28 mm/s e 2,8 mm/s. Isto significa que a configuração atual do piso e o posicionamento das máquinas estão de acordo com os limites estabelecidos pela norma ISO 2372 (1974) para um bom funcionamento das mesmas (0,86 mm/s < 2,8 mm/s).

A Tabela 34 apresenta os valores das acelerações encontrados na análise harmônica do *deck* metálico de forma a se avaliar o conforto humano.

Tabela 34 – Acelerações relacionadas à carga combinada (gerador)

Deck Metálico (Nó 9098) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9137) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9173) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9189) (m/s ²)	Valor Limite de Aceleração (m/s ²)
0,07	0,12	0,23	0,26	1,15
Deck Metálico (Nó 9221) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9282) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9290) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9317) (m/s ²)	
0,20	0,12	0,32	0,13	
Valores aceitáveis de vibração para conforto humano de acordo com a (Diretiva Europeia, 2002).				

O pico de aceleração encontrado no decorrer das análises foi igual a 0,32 m/s², valor este que se encontra abaixo do limite proposto pela Diretiva Europeia (2002) ($0,32 \text{ m/s}^2 < 1,15 \text{ m/s}^2$), indicando condições satisfatórias de conforto humano no *deck* metálico.

Este capítulo apresentou os resultados obtidos nas análises harmônicas do modelo numérico-computacional considerando três casos de carregamento possíveis: (1) três máquinas em funcionamento simultâneo; (2) duas máquinas em funcionamento simultâneo; (3) uma máquina em funcionamento.

As respostas do *deck* metálico foram comparadas com os limites propostos por normas de projeto no que tange aos limites admissíveis para um bom funcionamento das máquinas e ao conforto humano.

Os resultados obtidos indicaram que o uso de duas ou três máquinas em funcionamento simultâneo ultrapassa os limites estabelecidos em norma para um bom funcionamento das mesmas. Adicionalmente, observa-se que o valor limite de aceleração foi violado em ambos os casos, acarretando uma situação de desconforto humano.

6.3.4 Análise Dinâmica do Modelo III com Reforço Estrutural: Caso I – Três máquinas em funcionamento simultâneo

Com base nos resultados obtidos através das análises do Modelo III quando do funcionamento dos equipamentos, ficou caracterizado que o modelo estudado apresenta problemas de vibração.

Assim sendo, foi elaborada uma alternativa de reforço do sistema de piso de forma a reduzir os efeitos das vibrações tanto no que tange ao conforto humano quanto no que se refere às condições necessárias para um bom funcionamento dos equipamentos.

As Figuras 56 e 57 apresentam os elementos de contraventamento que foram acrescentados ao modelo original visando a redução das respostas (deslocamento, velocidade e aceleração) obtidas nas análises anteriores.

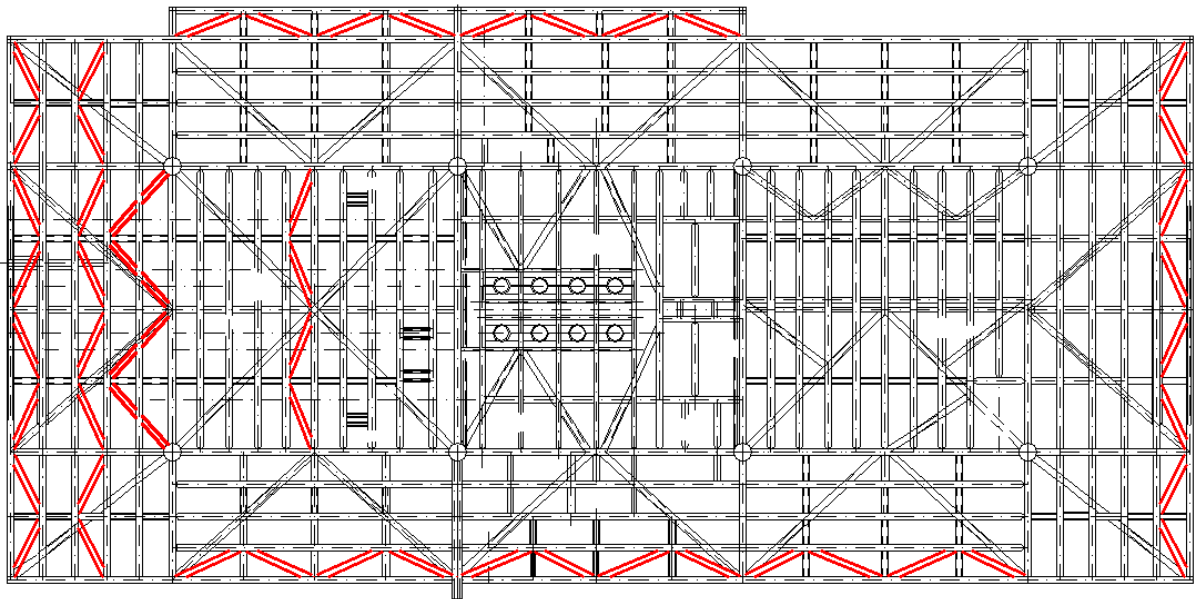


Figura 56 – Reforço proposto para o *deck* inferior

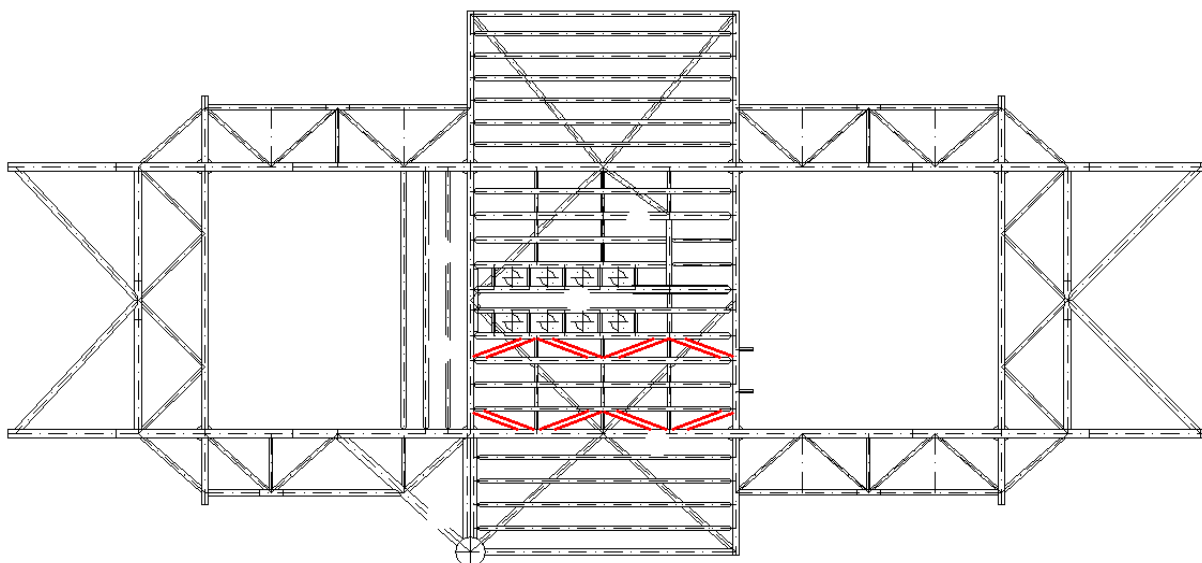


Figura 57 – Reforço proposto para o *deck* superior

As Figuras 58 e 59 apresentam os modos de vibração do piso na frequência de 30 Hz antes e depois da intervenção na estrutura.

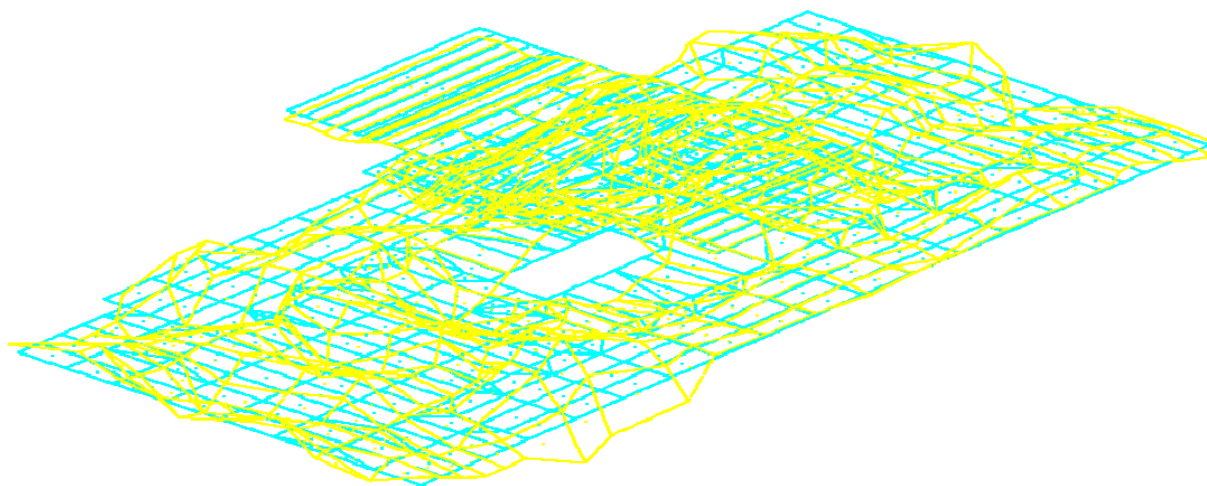


Figura 58 – Modo de vibração do modelo sem reforço – Modo 1203 – Frequência 30,0 Hz

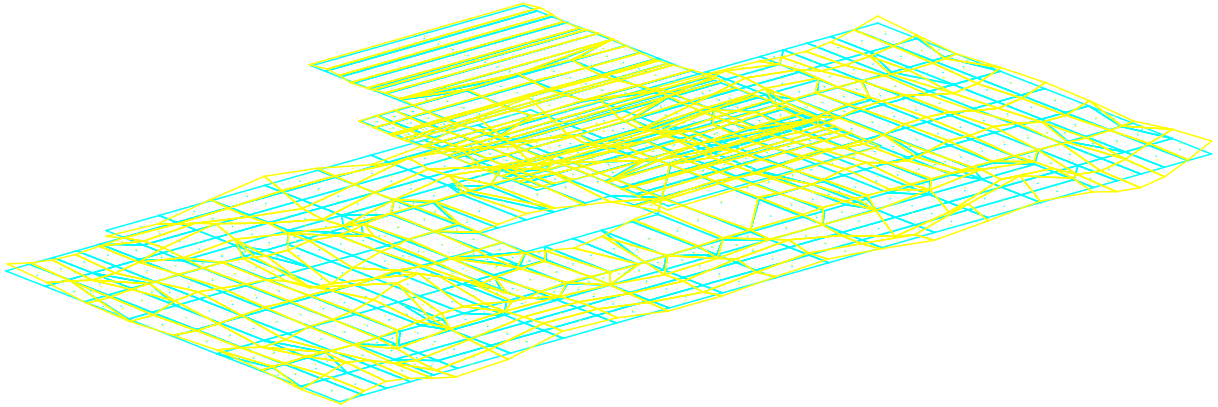


Figura 59 – Modo de vibração do modelo sem reforço – Modo 1195 – Frequência 30,0 Hz

As Figuras 58 e 59 mostram como a intervenção na estrutura reduziu as amplitudes modais, fazendo com que as respostas do modelo (deslocamentos, velocidades e acelerações) fossem reduzidas.

Para esta análise, o modelo numérico-computacional foi submetido ao carregamento dinâmico proveniente do funcionamento das três máquinas consideradas em simultâneo.

As Figuras 60, 61 e 62 apresentam os espectros de resposta dos deslocamentos translacionais verticais, referentes ao suporte dos rotores e, bem como, de nós específicos do *deck* metálico da plataforma. São apresentados apenas três gráficos que representam, de forma geral, a resposta dinâmica da estrutura. O pico de interesse para a análise de vibração forçada, associado à frequência de excitação dos equipamentos mecânicos ($f = 30 \text{ Hz}$) é indicado nas figuras.

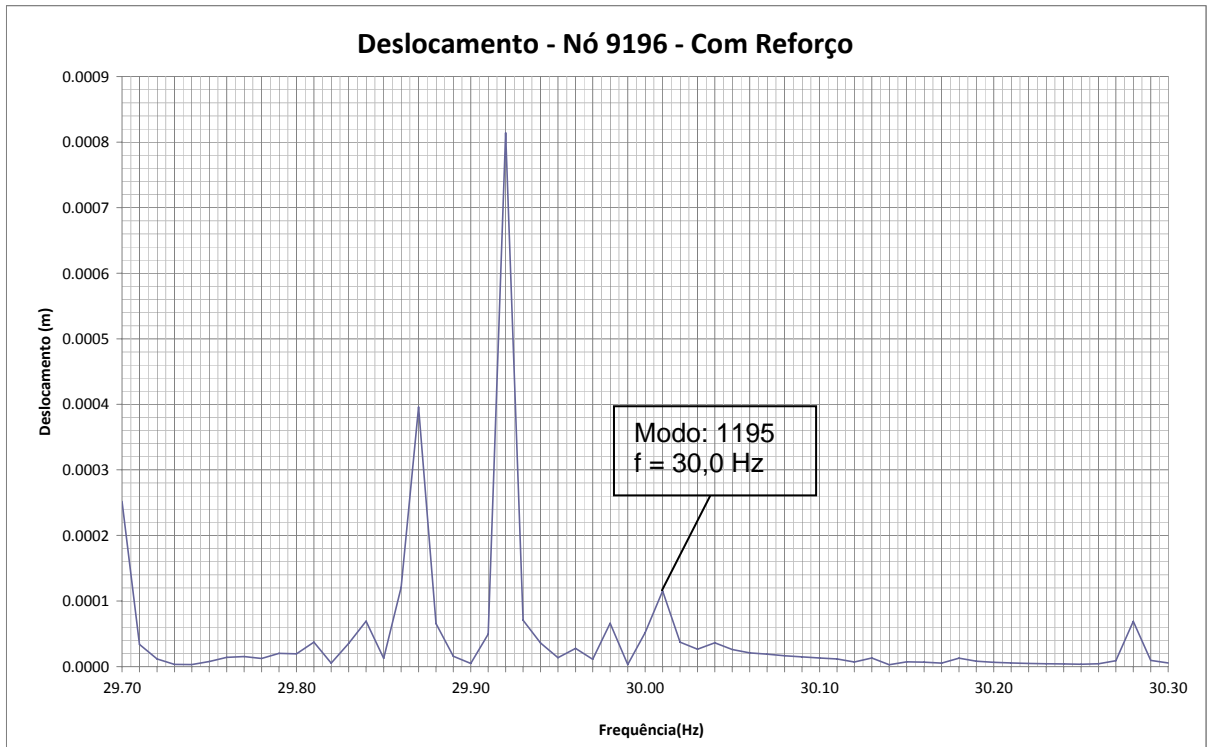
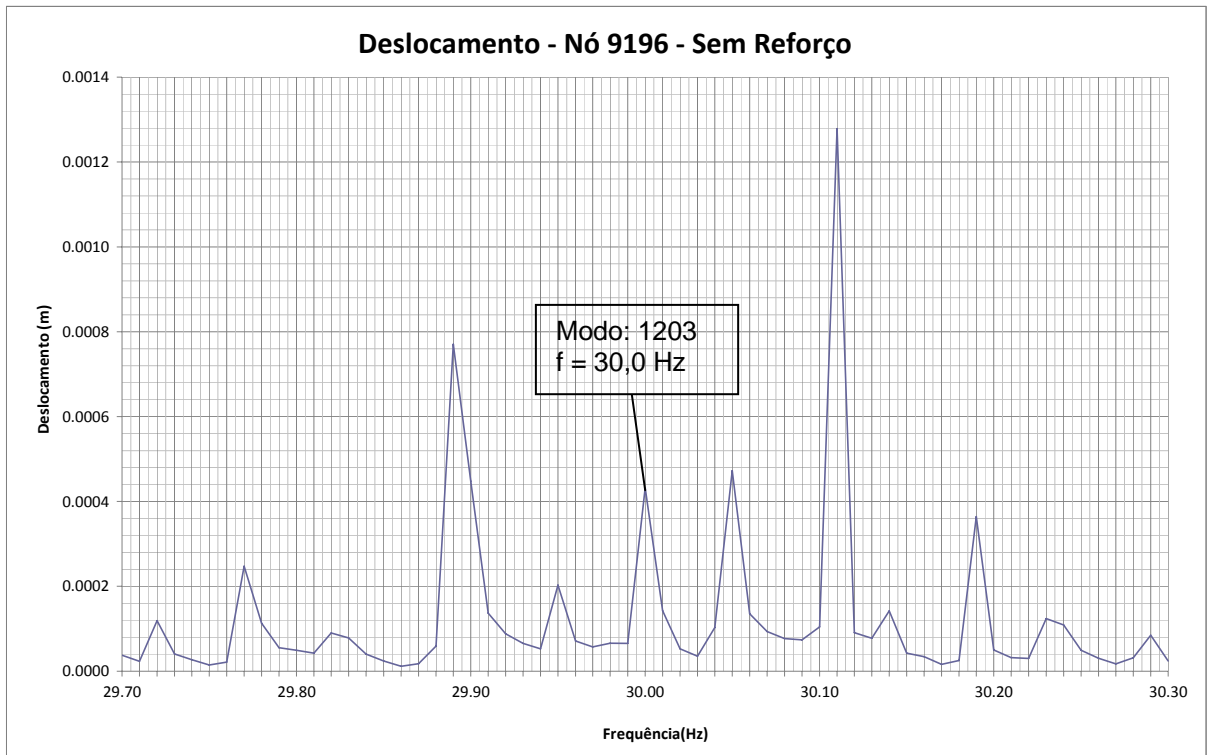


Figura 60 – Espectros de deslocamentos do nó 9196 (suporte do redutor)

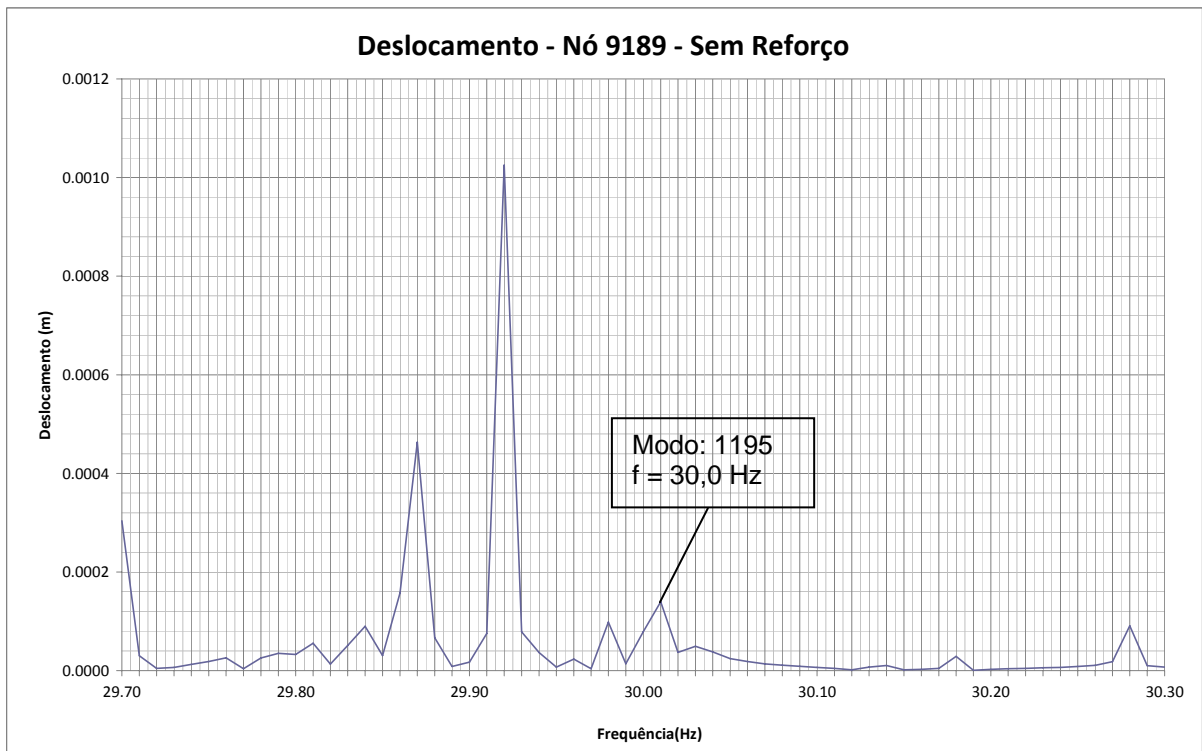
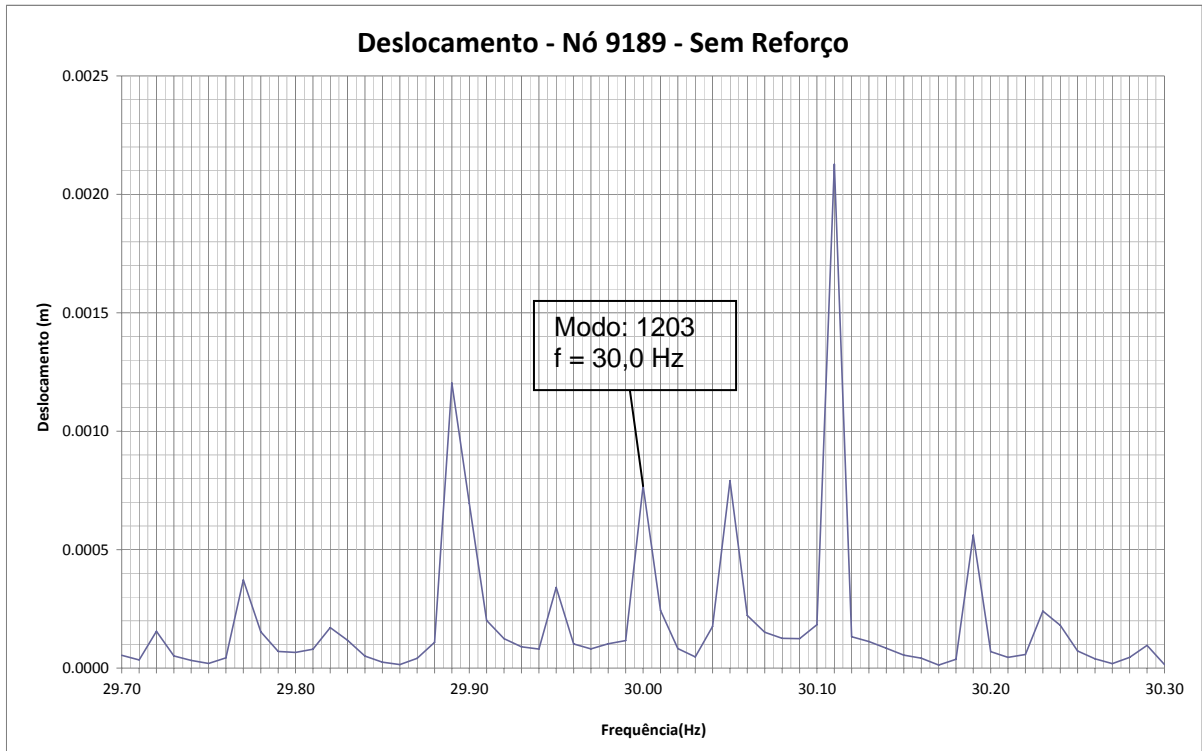


Figura 61 – Espectros de deslocamentos do nó 9189 (*deck* metálico da plataforma)

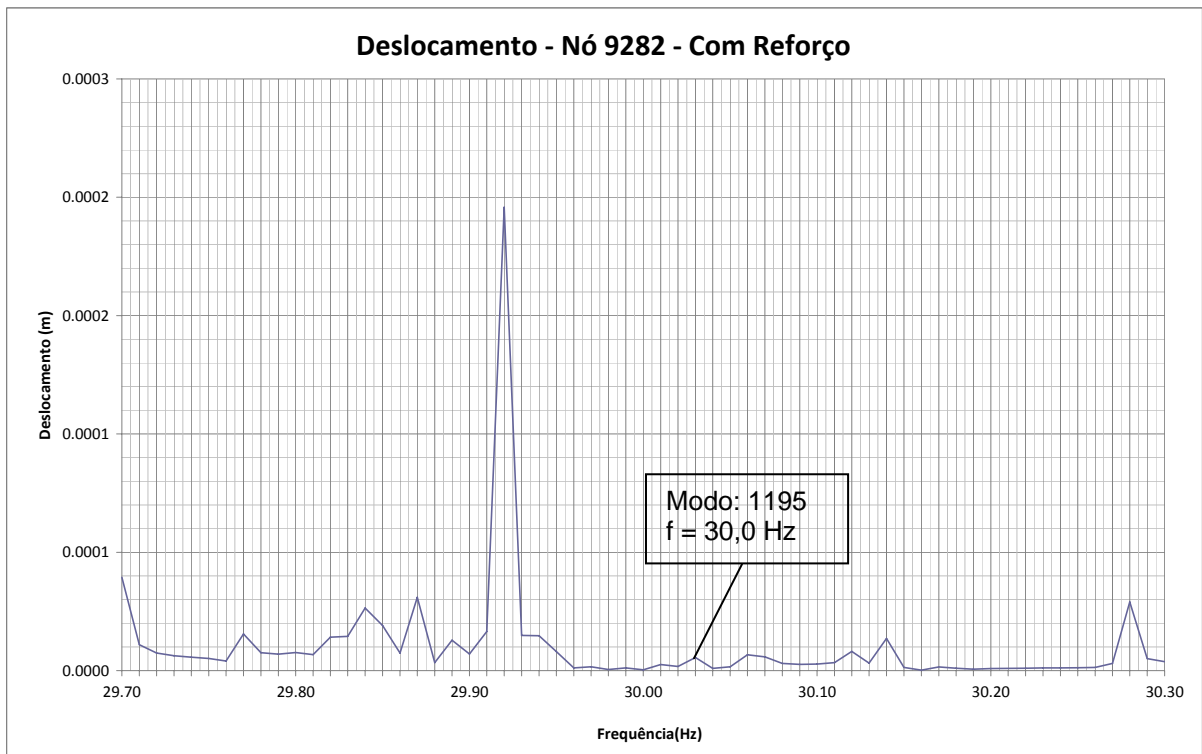
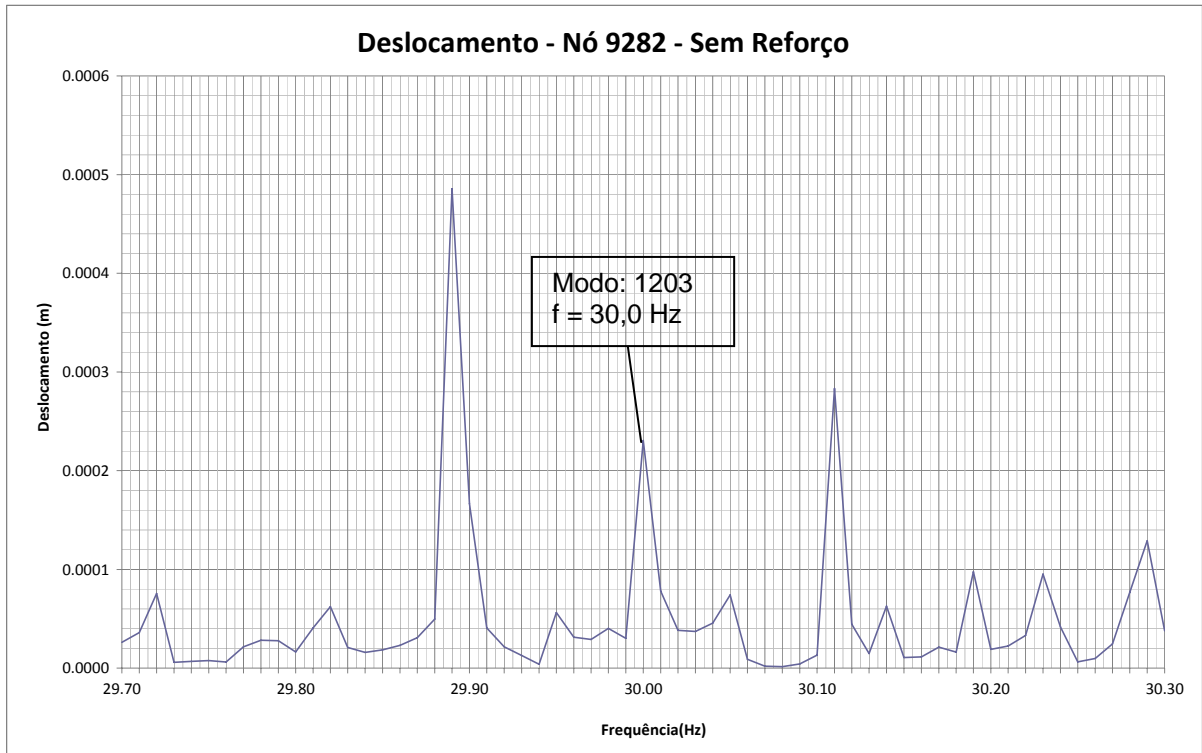


Figura 62 – Espectros de deslocamentos do nó 9282 (*deck* metálico da plataforma)

Analisando as Figuras 60, 61 e 62 é possível perceber que a resposta da estrutura nestes nós foi reduzida consideravelmente quando comparada a resposta do sistema antes e após o reforço estrutural. Isto ocorre em função do aumento da rigidez do sistema de piso quando adicionados os elementos de contraventamento.

A Tabela 35 apresenta os valores dos deslocamentos translacionais verticais nos nós referentes aos pontos de apoio das máquinas.

Tabela 35 – Deslocamento translacional vertical relacionado à carga combinada (gerador)

Suporte do Redutor (Nó 9193) (μm)	Suporte do Redutor (Nó 9196) (μm)	Suporte do Redutor (Nó 9223) (μm)	Valor Limite de Amplitude (μm)
33	52	5	40 a 60
Suporte do Rotor (Nó 9194) (μm)	Suporte do Rotor (Nó 9197) (μm)	Suporte do Rotor (Nó 9224) (μm)	
35	96	54	
Para vibração vertical para máquinas de alta velocidade (>1500 rpm).			

O valor da amplitude máxima na base do equipamento (Nó 9197) no *deck* metálico foi igual a 96 μm (ou 0,096 mm ou 0,0096 cm), de acordo com a Tabela 6.10, indicando que o limite recomendado foi violado, e a performance das máquinas pode ser considerada inadequada (0,096 mm < 0,06 mm). Entretanto, pode-se perceber comparando com o Caso I que as amplitudes foram bastante reduzidas e apenas este nó apresentou resultado superior ao limite recomendado.

Outra maneira de se analisar as condições de funcionamento dos equipamentos mecânicos em função do efeito das vibrações é comparar a velocidade medida em campo ou determinada através da análise do modelo numérico-computacional com os valores apresentados na Tabela 7 – Critérios de severidade das vibrações de máquinas, adaptado da ISO 2372 (1974). Na sequência da análise, a Tabela 36 apresenta os valores de velocidades encontrados

no piso analisado.

Tabela 36 – Velocidades relacionadas à carga combinada (gerador)

Suporte do Redutor (Nó 9193) (mm/s)	Suporte do Redutor (Nó 9196) (mm/s)	Suporte do Redutor (Nó 9223) (mm/s)	Valor Limite de Velocidade (mm/s)
6,23	9,80	2,71	0,28 a 2,8
Suporte do Rotor (Nó 9194) (mm/s)	Suporte do Rotor (Nó 9197) (mm/s)	Suporte do Rotor (Nó 9224) (mm/s)	
6,68	6,92	15,36	
Velocidade tolerável para motores elétricos de acordo com a ISO 2372 (1974).			

Nota-se que o valor máximo encontrado na base das máquinas (Nó 9193) no *deck* metálico foi igual a 15,36 mm/s. A velocidade admissível para uma condição de funcionamento perfeita da máquina encontra-se na faixa de 0,28 mm/s e 2,8 mm/s. Isto significa que a configuração atual do piso e o posicionamento das máquinas pode ser considerada insatisfatória de acordo com os limites estabelecidos pela norma ISO 2372 (1974) (15,36 mm/s > 2,8 mm/s). Os valores obtidos após a intervenção na estrutura, mesmo tendo ultrapassado os limites recomendados pela ISSO 2372 (1974) foram bastante inferiores aos obtidos antes do reforço da estrutura do *deck* metálico.

A fim de se avaliar a questão do conforto humano, são analisadas as acelerações em nós do piso, indicados na Figura 46 a serem comparadas com os valores recomendados nos critérios de projeto. A Tabela 26 apresenta os valores encontrados na análise harmônica do *deck* metálico.

Pessoas trabalhando temporariamente próximas às máquinas podem ser afetadas pela vibração em vários graus, desde imperceptível a extremamente desconfortável. O valor limite para aceleração considerada confortável é igual a 1,15 m/s² para vibrações de corpo inteiro, expostas à fonte de vibração 8 horas por dia, conforme indicado na Tabela 6.

Tabela 37 – Acelerações relacionadas à carga combinada (gerador)

Deck Metálico (Nó 9098) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9137) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9173) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9189) (m/s ²)	Valor Limite de Aceleração (m/s ²)
1,39	0,50	2,63	4,96	1,15
Deck Metálico (Nó 9221) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9282) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9290) (m/s ²)	Deck Metálico (Nó 9317) (m/s ²)	
3,44	0,20	1,23	2,75	
Valores aceitáveis de vibração para conforto humano de acordo com a Diretiva Europeia (2002).				

O pico de aceleração encontrado no decorrer das análises foi igual a 4,96 m/s², valor este que é muito próximo ao limite proposto pela Diretiva Europeia (2002) (4,96 m/s² > 1,15 m/s²), este valor viola os limites recomendados pela norma, entretanto, indica mais uma vez que a intervenção no piso conseguiu reduzir de forma considerável o nível de vibrações ao qual as pessoas que utilizam a estrutura estão sujeitas no seu dia-a-dia.

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

7.1 Introdução

Esta investigação objetiva contribuir no que tange ao estudo do comportamento dinâmico de plataformas *offshore* de produção de petróleo fixas quando submetidas a carregamentos dinâmicos provenientes da ação de equipamentos mecânicos rotativos (rotores).

O presente trabalho de pesquisa apresenta os resultados das análises dos modelos numérico-computacionais desenvolvidas para a avaliação da resposta dinâmica da estrutura para um bom funcionamento das máquinas apoiadas sobre os *decks* metálicos bem como para a avaliação do conforto humano dos modelos investigados.

O sistema estrutural utilizado no desenvolvimento do presente estudo foi analisado utilizando modelos numérico-computacionais concebidos com base na utilização de técnicas usuais de discretização, via método dos elementos finitos, por meio do emprego do programa computacional de análise estrutural (GTSTRUDL, 2009).

Em um primeiro momento, foram realizadas análises de vibração livre para a obtenção das frequências naturais (autovalores) e modos de vibração (autovetores) dos modelos numérico-computacionais elaborados. Em seguida foi feita uma avaliação da resposta dinâmica do *deck* metálico de forma a conhecer as condições de operação dos equipamentos mecânicos e avaliarem-se as condições de conforto humano para os indivíduos que trabalham na estrutura investigada.

7.2 Conclusões alcançadas

São apresentadas a seguir, as conclusões alcançadas ao longo do desenvolvimento deste trabalho de pesquisa, de acordo com a metodologia de análise desenvolvida e obtenção dos resultados alcançados.

No que tange a interação solo-estrutura foi verificado que existe uma diferença nos valores das frequências naturais da plataforma de aço, de acordo com a modelagem do solo. Três estratégias foram consideradas para a modelagem do solo: consideração da base das jaquetas engastada; consideração de “estacas de projeto” para simulação do efeito do solo e modelagem do solo a partir de emprego da Teoria de Winkler (1867). Foi observado que a frequência fundamental da estrutura variou na faixa de 0,92 Hz (base das jaquetas engastada) para 0,67 Hz (modelagem efetiva do solo).

Observando-se os modos de vibração da estrutura foi verificado que, de forma geral, existe uma predominância dos modos de flexão do sistema de jaquetas. Por outro lado, os modos de vibração com predominância dos efeitos de flexão do *deck* metálico, de interesse particular para a presente análise, correspondem a modos de vibração mais elevados (a partir do oitavo modo de vibração).

Com base nos estudos realizados neste trabalho de pesquisa, foi possível constatar que, de fato, uma das principais fontes de excitação dinâmica que ocorre em ambientes industriais pode ser representada por uma função harmônica.

Algumas dificuldades foram encontradas, ainda, no que diz respeito à definição da magnitude do esforço dinâmico. Este fato ocorre em virtude de a quantidade de informações do fabricante ser usualmente insuficiente para permitir uma caracterização mais precisa da quantidade de massa envolvida nos movimentos dos equipamentos quando da operação dos mesmos, dado este de extrema importância para a caracterização dos esforços oriundos dos mesmos.

Quando os esforços dependem do nível de balanceamento dos equipamentos mecânicos (máquinas rotativas), torna-se necessária uma manutenção adequada dos mesmos de forma a garantir que as solicitações não superem os valores recomendados no projeto desses equipamentos.

Os resultados obtidos na análise dinâmica do modelo investigado indicaram que os casos de carregamento associados à utilização de duas ou mesmo três máquinas, em funcionamento simultâneo, provoca danos nos equipamentos, pois ultrapassa os limites estabelecidos nas normas de projeto para um bom funcionamento dessas máquinas. Os valores máximos encontrados na presente análise, pertinentes ao suporte dos rotores foram os seguintes, a saber: $447 \mu\text{m} > 40$ a $60 \mu\text{m}$ (deslocamentos) Srinivasulu (1976) e $84 \text{ mm/s} > 0,28$ a $2,8 \text{ mm/s}$ (velocidades) (ISO 2372, 1974).

Adicionalmente, foi verificado o valor limite de aceleração (aceleração de pico) foi violado em ambos os casos (duas ou três máquinas, em funcionamento simultâneo), acarretando uma situação de desconforto humano para os trabalhadores que utilizam o *deck* metálico da plataforma para o desenvolvimento de suas atividades regulares. O valor máximo de aceleração de pico encontrado nesta investigação foi o seguinte, a saber: $27 \text{ m/s}^2 > 1,15 \text{ m/s}^2$ (DIRETIVA EUROPÉIA, 2002).

7.3 Sugestões para trabalhos futuros

A seguir, são relacionadas sugestões para a continuidade e desenvolvimento de trabalhos futuros sobre o tema de pesquisa aqui abordado e outros correlatos.

- Realizar testes experimentais que tornem possível uma comparação entre os resultados obtidos através das análises dos modelos numérico-computacionais (frequências naturais, deslocamentos, velocidades e acelerações) com os valores obtidos experimentalmente;
- Estudar casos reais de outros tipos de carregamentos representativos, tais como as ondas do mar, ação do vento e outros tipos de equipamentos mecânicos;
- Introduzir no modelo numérico computacional as estruturas de suporte das máquinas sobre o *deck* metálico de forma a estudar os efeitos da interação de tais estruturas sobre a resposta dinâmica do sistema estudado;
- Incorporar à metodologia de análise a modelagem numérica associada à representação de dispositivos de controle de vibrações estruturais, objetivando analisar o desempenho destes dispositivos, em termos dos valores finais das respostas dinâmicas do modelo (deslocamentos, velocidades e acelerações);
- Otimizar o posicionamento dos equipamentos sobre o convés de forma e reduzir a probabilidade de ocorrência de efeitos dinâmicos indesejados.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA NETO, E. S. de. *Introdução à Análise Dinâmica de Fundações de Máquinas*. Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, Brasil, 1989.
- ATAÍDE, C. A. V. *Vibração*. Notas de aula da Pós-Graduação em Engenharia de Segurança do Trabalho. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Rio Grande do Norte, RN, Brasil, 2007.
- ARYA, S. C., O'NEILL, M. W., PINCUS, G. *Design of structures and foundation for vibration machines*, Gulf Publishing Company, Fourth printing, 1984.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR 8008: Balanceamento de Corpos Rígidos Rotativos – Balanceamento – Procedimentos*. 1983.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR 8800: Projeto e Execução de Estruturas de Aço de Edifícios*. 2008.
- ASSUNÇÃO, T. M. R. C. *Considerações sobre efeitos dinâmicos e carregamentos induzidos por fontes de excitação em estruturas*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, Minas Gerais, MG, Brasil, 2009.
- BACHMANN, H.; AMMANN, W. *Vibrations in Structures: Induced by Man and Machines*, Structural Engineering Document 3e, International Association for Bridges and Structural Engineering, 1987.
- BARKAN, D. D. *Dynamics of Bases and Foundations*. McGraw Hill, New York, 1962.
- BAXTER, R. L.; BERNHARD, D. L. *Vibration Tolerances for Industry*. ASME Paper 67-PEM-14, (1967) apud RICHART, F. E., JR., HALL, J.R., JR. E WOODS, R. D. *Vibration of Soils and Foundations*. Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1970.
- Bazant, Z. P.; Cedolin, L. *Stability of Structures. Elastic-Inelastic Fracture and Damage Theories*. Oxford University Press, New York, 1991.
- BRITISH STANDARD. *BS-7385: Evaluation and measurement for vibration in buildings. Parte 1 - Guide to measurement of vibrations and evaluation of their effects on buildings*. 1990
- COMITÉ EURO-INTERNATIONAL DU BETON. *Vibration Problems in Structures - Practical Guidelines*. Bullitin d'information n° 209, 1991.
- CHOPRA, A. K. *Dynamics of Structures – Theory and Applications to Earthquake Engineering*. 3rd ed., Pearson Education, Inc., New Jersey, 2007.
- CLOUGH, R. W.; PENZIEN, J. *Dynamics of Structures*, 3rd ed., Computers and Structures, Inc., Berkeley, 1995.

CRAIG JR. R. R. *Structural Dynamics – An Introduction to Computer Methods*. John Wiley & Sons, Inc., New York, 1981.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. *DIN 4150-2: Vibrations in Buildings - Part 2: Effects on Persons in Buildings*. 1999.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. *DIN 4150-3: Vibration in buildings - Part 3: Effects on structures*. 1999.

DIRETIVA EUROPÉIA - DIRECTIVE 2002/44/EC: *On the Minimum Health and Safety Requirements Regarding the Exposure of Workers to the Risks Arising From Physical Agents (Vibration)* - of the European Parliament and of the Council, 2002.

EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION. *EUROCODE 1: ACTIONS ON STRUCTURES - Part3: Actions induced by cranes and machinery*. 2002.

FIGUEIREDO FERRAZ Consultoria e Engenharia de Projeto S.A. Análise em Serviço de PMLZ-1 em GTSTRUDL. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2004.

GAMA, C. D., PANEIRO, G., A.. *Incomodidade Humana Perante As Vibrações e sua Caracterização Absoluta e Relativa*, Centro de Geotecnia, IST, Lisboa, Portugal. Disponível em: <cegeo.ist.utl.pt/html/publicações.shtml>.

GRIFFIN, M. J. *Handbook of Human Vibration*. Ed. Academic Press, London, 1996.

GTSTRUDL - Structural Design & Analysis Software, Release 29.1, 2009.

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. *ISO 1940-1. Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors - Part 1: Determination of Permissible Residual Unbalance*. 1986.

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. *ISO 2372: Mechanical Vibration of Machines with Operating Speeds from 10 to 200 rev/s. Basis for Specifying Evaluation Standards*. 1974

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. *ISO 2631-1: Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration – Part 1: General Requirements*. 1997.

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION. *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)*. 2001.

INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION, *ISO 5349-1: Mechanical Vibration – Measurement and Evaluation of Human Exposure to Hand-Transmitted Vibration – Part 1: General Requirements*. 2001.

LENZEN, K. H., *Vibration of Steel Joist Concrete Slab Floors*. In: Engineering journal, v.3(3), p. 133-136, 1996.

LÓPEZ, E. J. *Dinâmica de Rotores*. Trabalho de Graduação. Universidad Nacional del Comahue, 2002.

MARCONDES, M. M. R.; GALGOUL, N.S. *Simple Modelling Techniques for Piled Foundations*. In: International Symposium on Offshore Engineering, 1983, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. Ed. Pentech Press, 1984, Vol. 4, p. 103-111.

MISAEL, M. R. *Conforto Humano aos Níveis de Vibração*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais. Minas Gerais, MG, Brasil, 2001.

MOREIRA, B. C. *Avaliação Comparativa de Pisos e Edificações em Estrutura Metálica Quanto ao Critério de Vibração*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Ouro Preto. Minas Gerais, MG, Brasil, 2004.

MURRAY, T. M.; ALLEN, D. E.; UNGAR, E. E. *Floor vibration due to human activity*, Steel Design Guide Series, AISC, Chicago, USA, 2003.

MUSZYNSKA, A. *Rotordynamics*. CRC Taylor & Francis Group, New York, 2005.

NORMA REGULAMENTADORA. NR 15. anexo nº 8: *Vibrações* - Alterado pela Portaria SSMT n.º 12, Ministério do Trabalho, Brasil. 1983.

PEREIRA, C. C. G. *Curvas de Percepção e Conforto Humano para Vibrações Verticais*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Ouro Preto. Minas Gerais, MG, Brasil, 2005.

PEREIRA, J. C. *Introdução à Dinâmica de Rotores*. Notas de aula. Universidade Federal de Santa Catarina. Santa Catarina, SC, Brasil, 2003.

PINO JUNIOR, A. del. *Análise do Comportamento de Estacas do Tipo Broca Escavada com Trado Mecânico, Solicitadas por Esforços Transversais*. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual Paulista. São Paulo, SP, Brasil, 2003.

POULOS, H. G.; DAVIS, E. H. *Pile Foundation Analysis and Design*. John Wiley & Sons Inc., New York, 1980.

REIHER, H. E, MEISTER, F. J. The Effect of Vibration on people. Traduzido da Forsch Geb, p 381-386, Ohio, 1946.

SRINIVASULU, P., VAIDYANATHAN, C. V. *Handbook of Machine Foundations*. McGraw-Hill, New Delhi, 1976.

SILVA, E. L. da. *Dinâmica de Rotores: Modelo Matemático de Mancais Hidrodinâmicos*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Paraná. Paraná, PR, Brasil, 2004.

SOEIRO, N. S. *Curso de Fundamentos de Vibrações e Balanceamento de Rotores*. Notas de aula. Universidade Federal do Pará. Pará, PA, Brasil, 2008.

SOUZA, M. G. de, CICOONA, T. R., CHIQUITO, A. J. *Excitação dos modos normais de um sistema usando um motor desbalanceado*. Revista Brasileira de Ensaio de Física, v. 29, n. 1, p.5-10, 2007.

TERZAGHI, K. *Evaluation of Coefficients of Subgrade Reaction*. Géotechnique, London, v. 4, nº 4, December, 1955, p. 297-326.

VASCONCELOS, R. P. *Atenuações de Vibrações em Lajes Nervuradas de Piso em Concreto Armado*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1998.

WINKLER, E. *“Die Lehre von Elastizität und Festigkeit” (On Elasticity and Fixity)*, Dominicus, Prague, 1867.

WYATT, T. A. *Design Guide on The Vibration of Floors*. SCI Publication, Berkshire, England, 1989.

ZHOU, S.; SHI, J. *Active Balancing and Vibration Control of Rotating Machinery: A Survey*. The Shock and Vibration Digest – Sage Publications, Vol. 33, No. 4, July 2001, p. 361-371.

ANEXO A – Seções Transversais dos Perfis Utilizados

Este anexo tem por objetivo, apresentar as seções transversais dos perfis utilizados na elaboração do modelo numérico-computacional referente à estrutura da plataforma analisada durante este trabalho de pesquisa. Nas Tabelas 38 a 42 são apresentadas as seções transversais referentes aos perfis utilizados na modelagem da estrutura para a realização do presente estudo.

Tabela 38 – Seções transversais dos perfis tipo tubular quadrado / retangular

Descrição	Largura (mm)	Altura (mm)	Espessura da Parede (mm)
TS 12x2	50,8	304,8	6,35
406x19	406,0	406,0	19,0
406x22	406,0	406,0	22,0
406x38	406,0	406,0	38,0

Tabela 39 – Seção transversal do perfil tipo “U”

Descrição	Altura (mm)	Largura da Mesa (mm)	Espessura da Alma (mm)	Espessura da Mesa (mm)
MC 6x16,3	152,4	76,2	9,5	12,1

Tabela 40 – Seções transversais dos perfis da série “W”

Descrição	Altura (mm)	Largura da Mesa (mm)	Espessura da Alma (mm)	Espessura da Mesa (mm)
W 12x53	306,3	253,9	8,8	14,6
W 12x72	311,1	305,8	10,9	17,0
W 12x106	327,4	310,4	15,5	25,1
W 12x120	333,2	312,9	18,0	28,1
W 14x30	351,5	170,9	6,9	9,8
W 21x83	544,3	212,2	13,1	21,2
W 21x111	546,3	313,4	14,0	22,2
W 24x55	598,7	177,9	10,0	12,8
W 24x62	603,0	178,8	10,9	15,0
W 24x76	607,6	228,3	11,2	17,3
W 24x104	611,1	323,8	12,7	19,0
W 24x117	616,2	325,1	14,0	21,6
W 24x131	621,8	326,5	15,4	24,4
W 24x146	628,4	327,7	16,5	27,7
W 27x84	678,4	253,0	11,7	16,2
W 27x102	688,1	254,4	13,1	21,1
W 27x146	695,4	354,7	15,4	24,8
W 36x230	911,9	418,3	19,3	32,0
W 36x280	927,6	421,5	22,5	39,9
W 36x300	933,2	423,0	24,0	42,7

Tabela 41 – Seções transversais dos perfis tubulares circulares

Descrição	Diâmetro Externo (mm)	Espessura da Parede (mm)
Φ 168x7	168	7
Φ 219x8	219	8
Φ 273x9	273	9
Φ 273x13	273	13
Φ 324x10	324	10
Φ 324x13	324	13
Φ 324x19	324	19
Φ 356x10	356	10
Φ 356x13	356	13
Φ 406x10	406	10
Φ 406x13	406	13
Φ 406x16	406	16
Φ 406x19	406	19
Φ 406x22	406	22
Φ 457x10	457	10
Φ 457x13	457	13
Φ 508x13	508	13
Φ 610x10	610	10
Φ 610x13	610	13
Φ 610x16	610	16
Φ 610x19	610	19
Φ 660x13	660	13
Φ 660x16	660	16
Φ 660x19	660	19
Φ 762x13	762	13
Φ 762x16	762	16
Φ 762x19	762	19
Φ 762x25	762	25
Φ 762x32	762	32
Φ 838x32	838	32

Tabela 42 – Seções transversais dos perfis tubulares circulares (continuação)

Descrição	Diâmetro Externo (mm)	Espessura da Parede (mm)
Φ 1067x25	1067	25
Φ 1092x38	1092	38
Φ 1219x13	1219	13
Φ 1219x19	1219	19
Φ 1219x25	1219	25
Φ 1219x32	1219	32
Φ 1219x38	1219	38
Φ 1245x38	1245	38
Φ 1524x25	1524	25
Φ 1676x19	1676	19
Φ 1676x32	1676	32