



Mateus de Jesus Gomes da Silva

**Determinação do Fator de Amplificação
Dinâmica (FAD) em uma Operação de
Içamento**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC–Rio.

Orientador: Ivan F. M. Menezes

Rio de Janeiro
Dezembro de 2023

Agradecimentos

Primeiramente, gostaria de agradecer à meus pais, Silvia e Roberto, por todo o amor, carinho e dedicação que empenharam durante toda a vida para que eu chegasse até aqui. Nada disso seria possível sem todo o seu esforço e confiança.

A minha irmã, Lais, cujo apoio, compreensão e paciência ao longo desses anos foram uma fonte constante de motivação, e sou grato por compartilharmos essa jornada juntos.

A minha grande parceira de vida, Amanda, com quem pude contar em todos os momentos e que me deu forças para não desistir deste trabalho. Obrigado por me inspirar todos os dias, me fazer feliz e sonhar comigo.

A todos os professores que tive o prazer de conhecer durante minha jornada acadêmica, cada um com sua essencial contribuição para minha formação. Em especial, ao meu orientador, Ivan Menezes, por aceitar a tarefa de orientar esse trabalho, e por todo o suporte durante a graduação.

À família que encontrei na Equipe Riobotz, projeto do qual me orgulho demais, que me ensinou muito mais que a aplicação dos conhecimentos de engenharia na prática.

Por fim, meu mais sincero agradecimento a todas as pessoas que, direta ou indiretamente, contribuíram para o sucesso deste trabalho. Seu apoio, colaboração e confiança foram fundamentais para alcançar esse resultado significativo. Estou verdadeiramente grato pela oportunidade de contar com pessoas tão incríveis ao meu redor.

Resumo

Determinação do Fator de Amplificação Dinâmica (FAD) em uma Operação de Içamento

Uma das diferenças entre as operações de içamento *Offshore*, *Inshore* e içamento em terra é a intensidade das forças dinâmicas atuantes na carga, no cabo e no guindaste. Esta intensidade pode chegar a várias vezes o valor da carga estática.

A força dinâmica ocorre por causa de movimentos da base do guindaste e da carga antes e durante o içamento. São provocados sobretudo por vento, corrente e principalmente por onda. Um exemplo típico é o caso de um guindaste instalado em um FPSO retirando um contêiner de um barco de apoio (*supply vessel*). Desse conceito vem um importante parâmetro de projeto, fundamental para a segurança das operações de içamento, que é o Fator de Amplificação Dinâmica (FAD).

Tradicionalmente, as análises de içamento são feitas por meio de um procedimento pseudo-estático onde as cargas móveis são consideradas sem a devida atenção ao impacto das forças inerciais. Neste procedimento, as cargas dinâmicas atuantes na estrutura são multiplicadas por um coeficiente, FAD, que tem por objetivo majorar essas ações e, desta forma, evitar o cálculo estrutural onde se considere o efeito da aceleração. Assim sendo, é proposto nesse trabalho uma comparação entre os efeitos dinâmicos modelados por meio da abordagem tradicional, por meio do FAD, e aqueles obtidos por meio de um modelo computacional que utiliza o método dos elementos finitos no qual as forças inerciais são consideradas.

Palavras-chave

Içamento; Análise Dinâmica; Fator de Amplificação Dinâmica; Carregamentos Dinâmicos; ANSYS

Abstract

Determination of the Dynamic Amplification Factor (DAF) in a Lifting Operation

One of the differences between Offshore, Inshore, and onshore lifting operations is the intensity of the dynamic forces acting on the load, the cable, and the crane. This intensity can reach several times the value of the static load.

The dynamic force occurs due to movements of the crane base and the load before and during the lifting. These are primarily caused by wind, current, and especially by waves. A typical example is a crane installed on an FPSO (Floating Production, Storage and Offloading) removing a container from a supply vessel. From this concept comes an important design parameter, fundamental for the safety of lifting operations, which is the Dynamic Amplification Factor (FAD).

Traditionally, lifting analysis are carried out through a pseudo-static procedure where moving loads are considered without due attention to the impact of inertial forces. In this procedure, the dynamic loads acting on the structure are multiplied by a coefficient, the FAD, which aims to increase these actions and thus avoid structural calculation considering the effect of acceleration. Therefore, this work proposes a comparison between the dynamic effects modeled through the traditional approach, using FAD, and those obtained through a computational model that utilizes the finite element method in which inertial forces are considered.

Keywords

Hoisting; Dynamic Analysis; Dynamic Amplification Factor; Dynamic Loadings; ANSYS

Sumário

1	Introdução	10
1.1	Contextualização	10
1.2	Revisão Bibliográfica	12
1.3	Objetivo	13
2	Operação de Lçamento	14
2.1	Contêineres	14
2.2	Guindastes	15
2.3	Configurações e Acessórios	16
2.3.1	Lingadas Simples	17
2.3.2	Manilhas	18
2.3.3	<i>Spreader Bar</i> e <i>Spreader Frame</i>	19
3	Conceitos sobre Dinâmica Estrutural	21
3.1	Sistemas com um grau de liberdade	21
3.1.1	Vibrações livres	22
	Vibrações livres não amortecidas	22
	Vibrações livres amortecidas	23
3.1.2	Vibração sujeita à excitação harmônica	24
	Sistema sem amortecimento	24
	Sistema com amortecimento	25
3.2	Sistemas de vários graus de liberdade	27
3.2.1	Análise Modal	28
3.3	Análise dinâmica a partir do Método dos Elementos Finitos	29
3.3.1	Matriz de rigidez	29
3.3.2	Matriz de massa	30
3.3.3	Matriz de amortecimento	30
3.3.4	Demais considerações	31
4	Norma de Projeto	34
4.1	DNVGL-ST-N001	34
5	Modelagem do Sistema Estrutural	37
5.1	Estudo de Caso	37
5.2	Modelagem em MEF	38
6	Análise Dinâmica da Estrutura	41
6.1	Análise Modal	41
6.2	Análise Dinâmica Transiente	43
7	Análise dos Resultados	50
8	Conclusões	52

Lista de figuras

1.1	Portêineres no Porto de Santos (Fonte: [1])	10
1.2	Dez principais linhas de transporte de contêineres, 2019 (Fonte: [2])	11
2.1	Principais contêineres utilizados (Fonte: [13])	15
2.2	<i>Ship to Shore Crane</i> (Fonte: [14])	16
2.3	Um Contêiner sendo içado por 4 lingadas (Fonte: [15])	17
2.4	Olhal para estrutura <i>offshore</i> (Fonte: [16])	18
2.5	Manilha durante um içamento (Fonte: [17])	18
2.6	Içamento <i>offshore</i> utilizando <i>spreader bar</i> (Fonte: [18])	19
2.7	<i>spreader frame</i> para içamento (Fonte: [19])	20
3.1	(a) Sistema massa-mola-amortecedor (b) Diagrama de corpo livre do sistema (Fonte: [20])	21
3.2	Fator de amplificação dinâmica em função da relação de frequências e do amortecimento (Fonte: [20])	26
3.3	Diferentes tipos de elementos finitos (Fonte: [22])	32
3.4	Sequência básica de etapas para aplicação do MEF (Fonte: Própria)	32
5.1	Modelo estrutural (Fonte: [24])	37
5.2	Modelo ANSYS (Fonte: ANSYS)	38
5.3	Discretização do Modelo (Fonte: ANSYS)	39
5.4	Detalhes da Malha (Fonte: ANSYS)	39
5.5	<i>Mesh Metrics</i> (Fonte: ANSYS)	40
5.6	Condições de contorno (Fonte: ANSYS)	40
6.1	7ª frequência natural	42
6.2	8ª frequência natural	42
6.3	9ª frequência natural	43
6.4	10ª frequência natural	43
6.5	Configuração da aceleração em função do tempo [$m/s^2 \times s$] (Fonte: ANSYS)	44
6.6	Lingada analisada na simulação transiente (Fonte: ANSYS)	45
6.7	Gráfico da força de reação em uma das lingadas (Fonte: ANSYS)	48
7.1	Curva de FAD - Contêiner 20 pés (Fonte: Própria)	50
7.2	Curva de FAD - Contêiner 40 pés (Fonte: Própria)	51

Lista de tabelas

4.1	Valores de FAD recomendados por norma (Fonte: [23])	35
6.1	Modos e Frequências naturais (Fonte: Própria)	41
6.2	Configuração da aceleração em função do tempo [$\text{m/s}^2 \times \text{s}$] (Fonte: Própria)	44
6.3	Força de reação em uma das lingadas - Análise Transiente (Fonte: Própria)	45
6.4	Força de reação em uma das lingadas - Análise Estática (Fonte: Própria)	49
7.1	Comparativo dos FAD's (Fonte: Própria)	51

Lista de Símbolos

FAD Fator de Amplificação Dinâmica

MEF Método de Elementos Finitos

TEU *Twenty Foot Equivalent Unit*

FEU *Forty Foot Equivalent Unit*

STS *Ship to Shore Cranes*

m Massa do sistema vibratório

c Amortecimento do sistema vibratório

k Rigidez do sistema vibratório

$a(t)$ Aceleração do sistema massa-mola-amortecedor

$v(t)$ Velocidade do sistema massa-mola-amortecedor

$x(t)$ Posição do sistema massa-mola-amortecedor

$p(t)$ Carregamento externo aplicado no sistema massa-mola-amortecedor

ω_0 Frequência natural do sistema vibratório

U_0 Deslocamento do sistema vibratório no instante inicial

V_0 Deslocamento do sistema vibratório no instante inicial

ξ Fator de amortecimento do sistema vibratório

c_c Amortecimento crítico do sistema vibratório

ω_d Frequência amortecida do sistema vibratório

F_0 Amplitude da força aplicada no sistema vibratório

ω_f Frequência de excitação do sistema vibratório

φ Ângulo de fase do sistema vibratório

β Relação de frequências do sistema vibratório

$[K]$ Matriz de Rigidez

$[B]$ Matriz de Deslocamento-Deformação

$[D]$ Matriz Constitutiva

$[M]$ Matriz de Massa

$[\rho]$ Matriz densidade do material

ϕ_i Modo de vibração da estrutura

$[N]$ Matriz com as funções de forma do elemento

DAF *Dynamic Amplification Factor*

DHL *Dynamic Hook Load*

SHL *Static Hook Load*

1

Introdução

1.1

Contextualização

As crescentes movimentações dos mercados internacionais geraram um aumento significativo no transporte de mercadorias por meio de contêineres. Esta expansão pode ser atribuída a uma série de vantagens técnicas e econômicas que o transporte de contêineres oferece em comparação com os métodos tradicionais. A Figura 1.1 ilustra alguns portêineres no Porto de Santos.

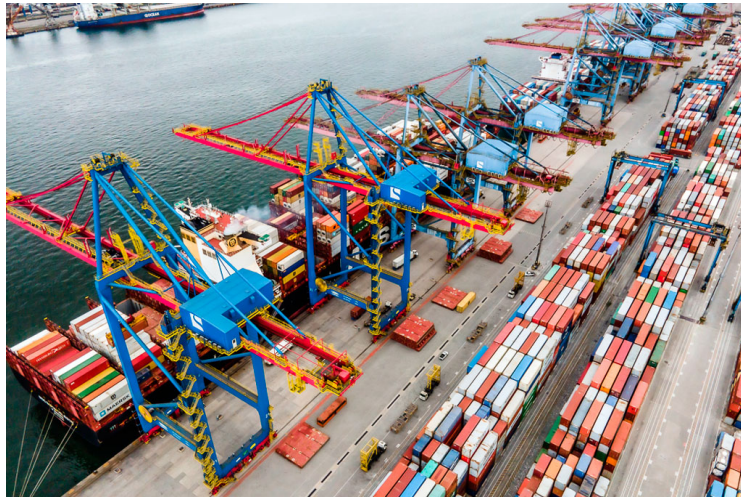


Figura 1.1: Portêineres no Porto de Santos (Fonte: [1])

De acordo com o relatório da UNCTAD (*United Nations Conference on Trade and Development*) [2] de 2019, o transporte de mercadorias em contêineres tem tido um crescimento contínuo, representando uma parcela significativa do transporte marítimo internacional. A participação de mercado combinada das dez principais linhas de transporte de contêineres, tal como ilustrado na Figura 1.2, experimentou um aumento notável, crescendo de 68% em 2014 para 90% em 2019. Paralelamente, houve um incremento na capacidade implantada, passando de aproximadamente 55 milhões para 96 milhões de unidades equivalentes a contêineres de 20 pés (TEUs) nas três rotas de contêineres Leste-Oeste predominantes [2].

O transporte em contêineres otimiza a carga e descarga e garante a segurança dos produtos transportados. No entanto, uma parte crucial do manuseio de contêineres é a operação de içamento, que envolve levantar e mover o contêiner do navio para o cais, e vice-versa.

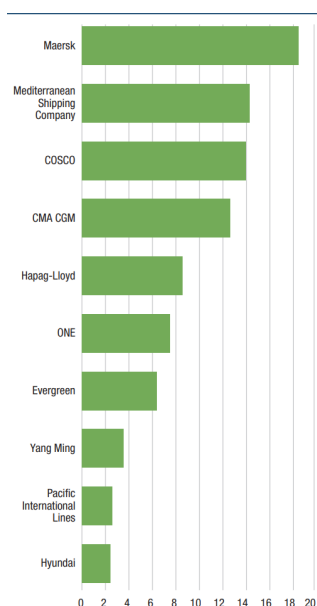


Figura 1.2: Dez principais linhas de transporte de contêineres, 2019 (Fonte: [2])

O dimensionamento e a análise do comportamento de estruturas submetidas a carregamentos predominantemente estáticos são tarefas rotineiras para engenheiros estruturais, onde a análise se concentra na determinação de tensões e deformações sob cargas constantes ou lentamente variáveis. No entanto, a complexidade aumenta significativamente quando se trata de estruturas expostas a carregamentos de natureza dinâmica, onde a resposta estrutural a cargas variáveis com o tempo, como terremotos, vento e vibrações, é bastante influenciada.

Por exemplo, durante a movimentação de posicionamento e alocação de contêineres em operações portuárias, é crucial considerar as ações dinâmicas, como o vento e as cargas inerciais geradas pelo movimento do guindaste, para otimizar o desempenho e garantir a segurança. Essas ações, variáveis com o tempo, desempenham um papel fundamental no comportamento e, consequentemente, na segurança da estrutura, exigindo uma análise metódica para garantir uma operação segura e eficiente.

As normas de içamento, de maneira simplificada, empregam um fator de amplificação dinâmica (FAD), que multiplica o peso estático içado, para contabilizar as forças dinâmicas envolvidas. Este procedimento, embora direto, pode levar ao superdimensionamento dos elementos estruturais, resultando em riscos potenciais para a segurança e a eficiência das operações. A solução para esse desafio é realizar uma análise dinâmica do içamento, que proporciona uma compreensão mais precisa das cargas e das respostas dinâmicas, promovendo um projeto mais seguro e eficaz.

1.2

Revisão Bibliográfica

Nos últimos anos, a fim de compreender melhor o comportamento dinâmico dos portêineres, uma série de modelos avançados foi desenvolvida, e diversas estratégias de controle foram propostas para superar os potenciais problemas decorrentes de oscilações de grande amplitude não controladas. Estudos sobre pendulações de portêineres foram conduzidos pela primeira vez em [3], onde o comportamento dinâmico de objetos simplesmente suspensos foi investigado e uma extensa revisão da teoria foi apresentada. No mesmo trabalho, uma estratégia de controle, baseada em fases de aceleração/desaceleração programadas do equipamento de transporte, foi proposta e os resultados numéricos foram comparados com experimentos realizados em um modelo em escala.

Modelos de pêndulo de um grau de liberdade, amplamente empregados na literatura, não são apropriados para descrever a dinâmica complexa de um sistema contêiner-guindaste e para capturar as não linearidades geométricas que afetam o movimento do contêiner durante o processo de içamento. Um modelo planar (2D) mais refinado foi proposto em [4], onde um pêndulo duplo foi proposto e equações de movimento não lineares foram fornecidas em coordenadas cartesianas. Modelos de guindaste do tipo pêndulo planar também foram empregados para estudar o controle de oscilações de carga por meio de um absorvedor de vibração não clássico em [5].

Simulações numéricas, destinadas a estudar os efeitos das não linearidades decorrentes do atrito mecânico e da resistência do ar, foram realizadas em [6], onde os resultados também foram validados experimentalmente. Em [7], a modelagem de uma variedade de estruturas pendulares (como guindastes de pórtico) foi proposta e estratégias de controle adequadas foram examinadas minuciosamente, destacando as implicações computacionais dos modelos nas implementações de controle.

A dinâmica da estrutura do guindaste deve ser levada em consideração quando a rigidez da lança tem o potencial de afetar as oscilações da carga ou quando as excitações sísmicas não podem ser negligenciadas. Em [8], o comportamento dinâmico dos guindastes de pórtico foi investigado levando em consideração também a flexibilidade da estrutura do guindaste. Um modelo baseado no método de elementos finitos (MEF) de um guindaste de cais foi implementado em [9] para estudar a dinâmica de um guindaste e identificar suas propriedades modais, mostrando que, para configurações particulares de guindaste, a análise das oscilações do contêiner deve levar em consideração a deformabilidade da lança. Oscilações de portêineres induzidas pelo vento foram investigadas em [10] por meio de testes em túnel de vento realizados em um

modelo em escala 1:150. Nos experimentos, o ambiente de vento próximo ao portêineres localizado em um porto foi simulado, assumindo uma condição de fluxo uniforme e considerando diferentes direções de vento.

Arena et al. (2015) [11] apresentou um modelo de seis graus de liberdade que descreve a dinâmica dos portêineres. As equações de movimento não lineares, levando em consideração o movimento induzido pelo carrinho, a variação do comprimento dos cabos de içamento (associada a manobras de trabalho típicas) e a excitação induzida pelo vento, foram obtidas por meio das equações de Euler-Lagrange. O comportamento dinâmico dos portêineres envolvendo modos fora do plano excitados por carregamento excêntrico e condições iniciais foi investigado em profundidade. Experimentos em escala real foram realizados em um portêineres no Porto de Cagliari, primeiro para identificar os principais parâmetros do sistema, como o amortecimento geral do guindaste, e depois para validar as previsões teóricas/numéricas em termos de características lineares e não lineares.

Matteazzi (2007) [12] focou na estimativa do efeito dinâmico no içamento, destacando a relevância de considerar as acelerações e desacelerações transitórias durante diferentes fases de operação de dispositivos de elevação. Este estudo contribui para uma compreensão mais aprofundada dos efeitos dinâmicos que podem ocorrer durante as operações de elevação, promovendo uma análise mais precisa e, conseqüentemente, um *design* mais seguro e eficaz.

1.3

Objetivo

Este trabalho tem como objetivo principal realizar uma simulação dinâmica criteriosa de uma operação de içamento de um portêiner (*Ship-to-shore crane*), utilizando o MEF, e, em seguida, fazer uma comparação dos resultados obtidos com os valores fornecidos pelas normas, especificamente a DNVGL ST N001, visando a possibilidade de uma redução nesses FADs.

2

Operação de Içamento

Como mencionado na introdução, as atividades de içamento são fundamentais e comuns na indústria, especialmente no setor de petróleo e gás. Estas incluem desde o transporte terrestre (*onshore*) de cargas até a instalação de equipamentos no mar (*offshore*).

Para realizar essas operações, é essencial um planejamento prévio, que envolva a criação de documentos técnicos como desenhos, relatórios descritivos e cálculos técnicos. Estes documentos são fundamentais para a elaboração de um plano de *rigging*, que determina a melhor abordagem para içar um equipamento específico. Este plano considera o peso da carga, os guindastes e equipamentos de amarração adequados, além de analisar possíveis obstáculos e a viabilidade da operação de acordo com o *layout* existente. A criação de um plano também otimiza e aumenta a segurança da operação, já que identifica antecipadamente os riscos associados, reduzindo a chance de acidentes e garantindo que os recursos sejam utilizados de maneira eficiente, evitando desperdícios e atrasos.

Os planos de içamento, ou *rigging*, podem ser classificados em duas categorias: normais e críticos. Essa classificação é baseada em uma análise de risco realizada pela empresa ou equipe responsável pela operação, dependendo de seu conhecimento e experiência. Em içamentos normais, utiliza-se um plano genérico, já existente, para operações consideradas rotineiras. Em contrapartida, içamentos críticos exigem um planejamento mais específico e detalhado.

2.1

Contêineres

Os contêineres são fundamentais para o comércio global, destacando-se pela padronização conforme as normas ISO, que facilitam os processos de transporte e armazenamento em diferentes meios, como navios, trens e veículos rodoviários. Conforme apresentado na Figura 2.1, os tamanhos padrão mais utilizados são de 20, 40 e 45 pés, com variações em *design* para diferentes propósitos e cargas. As unidades de medida comuns no comércio internacional, TEU (*Twenty Foot Equivalent Unit*) e FEU (*Forty Foot Equivalent Unit*), são utilizadas para facilitar a estimativa do volume de mercadorias em contêineres padrão de 20 e 40 pés, respectivamente.

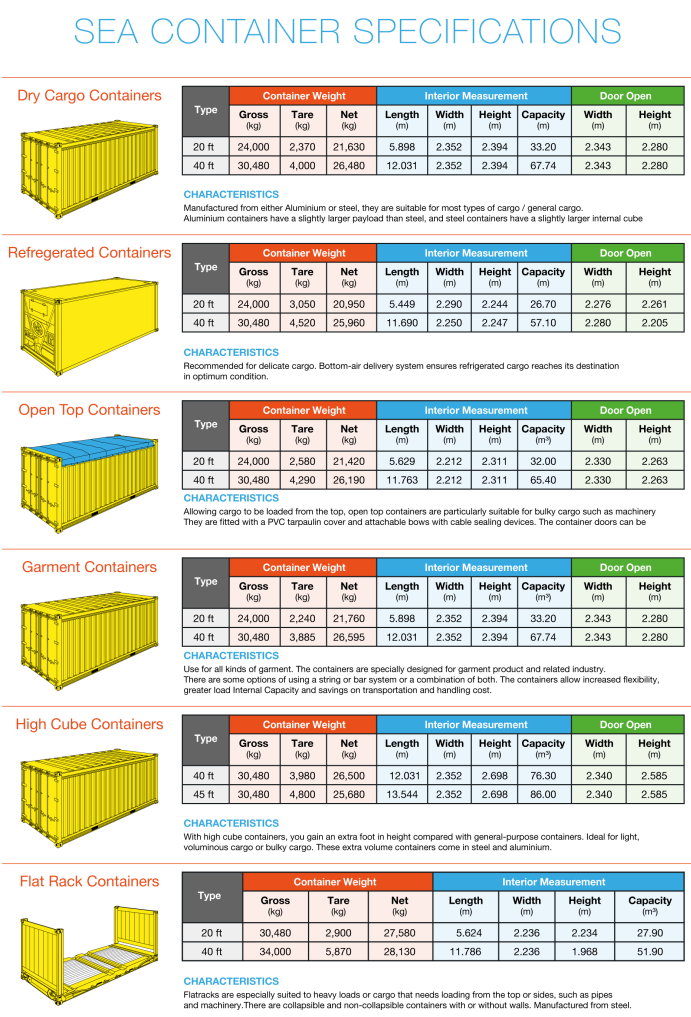


Figura 2.1: Principais contêineres utilizados (Fonte: [13])

2.2
Guindastes

Os elementos essenciais para as operações de içamento, especialmente em ambientes portuários, são os guindastes. Presentes na maioria dos portos e instalações *onshore*, e também em embarcações *offshore*, esses equipamentos são fundamentais para a movimentação eficiente de cargas.

Dentre os tipos de guindastes, destacam-se os *Ship to Shore Cranes* (STS), Figura 2.2, projetados especificamente para o carregamento e descarregamento de contêineres de navios de carga. Estes guindastes são uma característica marcante em terminais de contêineres, desempenhando um papel crucial nas operações portuárias. Com sua estrutura alta e robusta, os guindastes STS têm a capacidade de se estender sobre os navios de carga, facilitando a movimentação de contêineres entre o navio e o cais de maneira eficiente e segura.

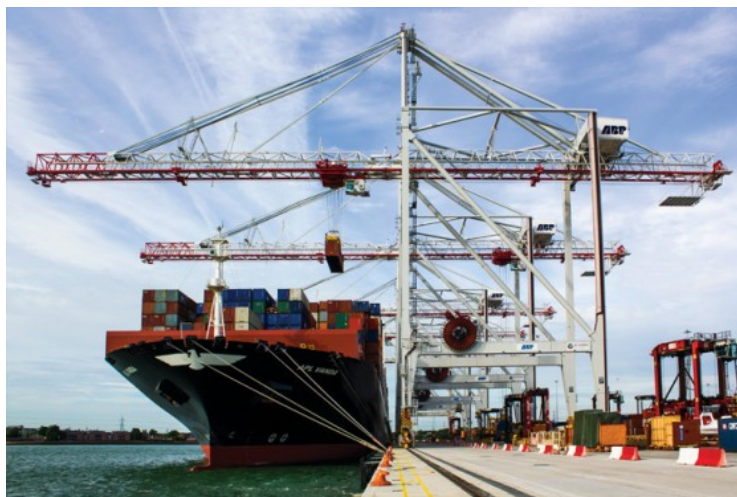


Figura 2.2: *Ship to Shore Crane* (Fonte: [14])

Além disso, os guindastes STS são classificados com base nos tamanhos dos navios que podem atender, como *Panamax*, *Post-Panamax*, *Super Post-Panamax* e *New Panamax*. Essa classificação é crucial para as operações portuárias, permitindo a escolha de guindastes adequados para os diferentes tamanhos de navios. Guindastes *Panamax* são adequados para navios que cabem nas dimensões do Canal do Panamá original, enquanto os *Post-Panamax* e *Super Post-Panamax* são projetados para navios maiores. Com a expansão do Canal do Panamá, surgiu a classe *New Panamax*, que requer guindastes ainda mais capazes. A escolha correta destes guindastes é essencial para maximizar a eficiência operacional e garantir a segurança nas operações portuárias.

2.3 Configurações e Acessórios

Para executar um içamento, é possível escolher entre diversas configurações, além de se utilizar de vários acessórios e equipamentos para levantar e manobrar as cargas. Os acessórios de elevação, que são elementos separados dos guindastes, possibilitam a sustentação da carga. Portanto, o sistema é montado de forma independente do guindaste e é conectado a este apenas durante a operação. As lingadas, que são tipos de acessórios, fazem parte integrante da carga içada e devem ser dimensionadas corretamente.

Normalmente, estes acessórios são disponibilizados separadamente no mercado e incluem itens como manilhas, olhais, vigas de elevação (*spreader bar*), entre outros. As diferentes configurações de içamento e os acessórios mais comuns para a elevação são detalhados nas seções seguintes.

2.3.1

Lingadas Simples

Neste método de içamento, utilizam-se exclusivamente lingas (tais como cabos de aço, correntes ou cintas) que se fixam à estrutura em um ou vários pontos, juntamente com acessórios como ganchos e manilhas, criando as lingadas.

Os içamentos feitos usando apenas um ou dois pontos de conexão são geralmente para estruturas com um comprimento significativamente maior que a largura, como trechos de tubulações, por exemplo. Já para equipamentos com dimensões de comprimento e largura semelhantes, recomenda-se o içamento com no mínimo três pontos de conexão para melhorar o equilíbrio do sistema e prevenir o uso excessivo de lingadas e acessórios; isto é, evitar usar componentes projetados para suportar cargas superiores às necessárias em uma configuração com mais pontos de conexão. A Figura 2.3 ilustra um contêiner içado com quatro lingadas.



Figura 2.3: Um Contêiner sendo içado por 4 lingadas (Fonte: [15])

Geralmente, para os pontos de conexão na estrutura, opta-se por olhais (ver Figura 2.4), os quais são componentes de aço com um orifício para a inserção de cabos de aço, manilhas, ganchos, entre outros. Os olhais devem ser robustos, não sendo os pontos mais frágeis do sistema, e são frequentemente fabricados com materiais de alta resistência. Podem ser peças moldadas, parafusadas ou soldadas ao equipamento, ou consistirem em uma chapa de

aço principal ladeada por duas "bolachas", chapas secundárias que ajudam a diminuir a tensão de compressão na chapa principal.



Figura 2.4: Olhal para estrutura *offshore* (Fonte: [16])

2.3.2

Manilhas

As manilhas, ilustradas na Figura 2.5, são componentes essenciais utilizados para simplificar a montagem das lingas durante operações de içamento. Existem dois formatos principais: curvo e reto. O formato curvo é geralmente escolhido para acomodar uma ou mais lingas, enquanto o formato reto é adequado para uma única linga. Ambas as variantes são equipadas com pinos nas extremidades abertas, que são fundamentais para travar a manilha no lugar, facilitando assim a formação do arranjo de içamento. Esses pinos oferecem a vantagem de permitir a conexão e desconexão rápida de cabos de aço ou correntes aos olhais.



Figura 2.5: Manilha durante um içamento (Fonte: [17])

2.3.3

Spreader Bar e Spreader Frame

As estruturas conhecidas como *spreaders bar* ou *spreaders frame* são projetadas para suportar forças de compressão causadas por lingadas inclinadas, modificando a direção da força aplicada em um ponto de elevação para um plano vertical. Estas estruturas são compostas por uma viga única (*spreader bar*) ou um conjunto de vigas (*spreader frame*), geralmente feitas de tubos ou perfis de aço e equipadas com olhais. Elas desempenham um papel fundamental no arranjo do sistema de içamento e, devido às tolerâncias e geometrias dos olhais, também devem suportar as ações oriundas dos momentos fletores.



Figura 2.6: Içamento *offshore* utilizando *spreader bar* (Fonte: [18])

A utilização de uma *spreader bar*, ilustrado na Figura 2.6, possibilita a formação de lingadas inclinadas com ângulos não inferiores a 45° , idealmente em torno de 60° . Isso reduz a altura total das lingadas e auxilia no dimensionamento dos olhais na estrutura, permitindo que a força atue no plano do olhal. Em configurações com lingadas simples, o olhal deve ser alinhado com o ponto final de conexão das lingadas, ou então, deve ser capaz de suportar cargas que atuem fora de seu plano.

Por outro lado, o uso de uma *spreader frame*, ilustrado na Figura 2.7, é benéfico em situações onde suas dimensões se assemelham às do equipamento içado. Nesses casos, o sistema de içamento pode ser estabelecido apenas com lingadas verticais entre o equipamento e a *spreader frame*, permitindo que as lingadas suportem cargas menores e reduzindo os custos associados. Além disso, o içamento induziria apenas forças verticais no equipamento, favorecendo seu *design* estrutural. Ademais, a *spreader frame* pode diminuir o tamanho

total do sistema de içamento, pois é capaz de suportar momentos fletores, possibilitando que os pontos de conexão inferiores e superiores atuem em linhas de ação distintas.



Figura 2.7: *spreader frame* para içamento (Fonte: [19])

3

Conceitos sobre Dinâmica Estrutural

Em grande parte dos casos de análise dinâmica de um sistema estrutural, podemos reduzir o modelo matemático de um sistema contínuo para um modelo com parâmetros discretos. O caso mais simples é quando o modelo é reduzido a um sistema com um grau de liberdade, representado a partir de um sistema massa-mola-amortecedor, onde a posição de qualquer uma de suas partes é descrita por uma única variável em função do tempo.

Quando o sistema exige que a representação de sua posição se dê por meio de mais variáveis em função do tempo, tal sistema possui mais de um grau de liberdade. Dessa forma, a quantidade de graus de liberdade de um sistema mecânico representado é o número mínimo de variáveis independentes para definir sua posição em qualquer instante de tempo.

3.1

Sistemas com um grau de liberdade

As propriedades físicas essenciais de qualquer sistema mecânico estrutural linear sujeito a uma fonte externa de excitação, ou carregamento dinâmico, são sua massa, suas propriedades elásticas como rigidez ou flexibilidade, e um mecanismo de dissipação de energia ou amortecimento. O modelo mais simples para representar tal configuração de um sistema discreto é representado na Figura 3.1, por um sistema massa-mola-amortecedor.

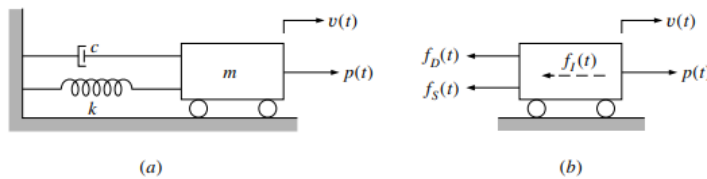


Figura 3.1: (a) Sistema massa-mola-amortecedor (b) Diagrama de corpo livre do sistema (Fonte: [20])

A partir do diagrama de corpo livre, mostrado na Figura 3.1b, podemos escrever:

$$ma(t) + cv(t) + kx(t) = p(t) \quad (3-1)$$

onde m, c, k são as propriedades de massa, amortecimento e rigidez do sistema vibratório, $a(t), v(t)$ e $x(t)$ são, respectivamente, a aceleração, a velocidade e o deslocamento em função do tempo do sistema massa-mola-amortecedor e $p(t)$ é um carregamento externo em função do tempo aplicado ao sistema.

A Eq. (3.1) é chamada de equação de equilíbrio dinâmico e é de fundamental importância para análise de qualquer problema de vibração para um sistema de um grau de liberdade.

3.1.1

Vibrações livres

O primeiro caso a ser apresentado é o caso da vibração livre, na qual não são consideradas fontes de excitação externa. Dessa forma, assume-se que o carregamento externo $p(t)$ é nulo e a equação de equilíbrio dinâmico resume-se a:

$$ma(t) + cv(t) + kx(t) = 0 \quad (3-2)$$

A Eq. (3-2) representa uma equação diferencial linear de segunda ordem homogênea. A solução para este tipo de equação é da forma:

$$x(t) = Ce^{st} \quad (3-3)$$

Ou seja, aplicando-se essa solução na Eq. (3-2), tem-se:

$$(ms^2 + cs + k)Ce^{st} = 0 \quad (3-4)$$

Como $e^{st} > 0$, logo, chega-se a:

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (3-5)$$

Dessa forma, é possível determinar os valores de s que permitem chegar à solução geral para a equação de movimento do sistema.

Vibrações livres não amortecidas

Em muitas aplicações da engenharia, o valor do amortecimento é tão baixo que, para efeitos de análise, pode-se tratar o problema como um sistema de vibração livre sem amortecimento. Dessa forma, na Eq. (3-5), o valor de c torna-se nulo, o que faz com que as soluções para s sejam dadas por:

$$s = \pm i\sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3-6)$$

onde $\sqrt{\frac{k}{m}}$ uma propriedade intrínseca de cada sistema vibratório, denominada frequência natural e representada por ω_0 .

A equação geral do movimento do sistema será dada a partir da combinação linear das duas soluções encontradas. Dessa forma, a equação do movimento admite uma solução do tipo:

$$x(t) = C_1e^{i\omega_0 t} + C_2e^{-i\omega_0 t} \quad (3-7)$$

Utilizando a identidade de Euler, dada por:

$$e^{it} = \cos(t) + i \sin(t) \quad (3-8)$$

podemos reduzir a Eq. (3-7) para a seguinte forma:

$$x(t) = A \sin(\omega_0 t) + B \cos(\omega_0 t) \quad (3-9)$$

onde as constantes A e B são determinadas a partir das condições iniciais do sistema, ou seja, considerando que no instante $t = 0$ o deslocamento e a velocidade são U_0 e V_0 , respectivamente. Assim, obtém-se a equação do movimento para um sistema de um grau de liberdade em vibração livre e sem amortecimento, ou seja:

$$x(t) = \frac{V_0}{\omega_0} \sin(\omega_0 t) + U_0 \cos(\omega_0 t) \quad (3-10)$$

Vibrações livres amortecidas

Nos casos onde não se pode desconsiderar o amortecimento, o valor da constante c na Eq. (3-5) não se anula e a solução s é dada por:

$$s = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (3-11)$$

É conveniente introduzir constantes chamadas de amortecimento crítico e fator de amortecimento, expressas respectivamente por:

$$c_c = 2\sqrt{km} = 2m\omega_0 = \frac{2k}{\omega_0} \quad (3-12)$$

$$\xi = \frac{c}{c_c} \Rightarrow c = 2\xi m\omega_0 \quad (3-13)$$

Dessa forma, pode-se reescrever a Eq. (3-11) como:

$$s = -\xi\omega_0 \pm \omega_0\sqrt{\xi^2 - 1} \quad (3-14)$$

Devido às características da Eq. (3-14), percebe-se que o termo da raiz quadrada pode assumir valores positivos, negativos ou nulos, em função do valor do fator de amortecimento, podendo ocorrer os seguintes casos:

1. $\xi > 1$ o movimento é denominado super-amortecido;
2. $\xi = 1$ o movimento é denominado de criticamente amortecido;
3. $\xi < 1$ o movimento é conhecido como amortecimento subcrítico.

Para os casos super-amortecido e criticamente amortecido, as aplicações de engenharia são mais restritas.

Para o movimento subcrítico, a Eq. (3-14) pode ser reescrita como:

$$s = -\xi\omega_0 \pm i\omega_d \quad (3-15)$$

onde a constante ω_d é denominada de frequência amortecida e expressa por:

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad (3-16)$$

Dessa forma, a equação do movimento admite uma solução que resulta em:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_0 t} (C_1 e^{i\omega_d t} + C_2 e^{-i\omega_d t}) \quad (3-17)$$

Utilizando a identidade de Euler e as condições iniciais do sistema vibratório, a Eq. (3-17) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_0 t} \left[\left(\frac{V_0 + \xi U_0 \omega_0}{\omega_d} \right) \sin(\omega_d t) + U_0 \cos(\omega_d t) \right] \quad (3-18)$$

Analisando as características da Eq. (3-18), percebe-se que a amplitude do movimento diminui ao longo do tempo, a partir da presença do exponencial negativo $e^{-\xi\omega_0 t}$, o que representa bem o fenômeno de dissipação de energia por meio do amortecimento. Devido ao fato do movimento não preservar sua amplitude ao longo do tempo, este movimento é chamado de “pseudo-harmônico”.

A Eq. (3-18) foi obtida considerando-se um amortecimento viscoso, como na maioria dos casos. O amortecimento viscoso considera uma força de amortecimento proporcional à velocidade do sistema, representando o atrito devido à viscosidade dos fluidos.

3.1.2

Vibração sujeita à excitação harmônica

Há casos onde o sistema mecânico está sujeito a condições de vibrações forçadas. Esforços dinâmicos provenientes do vento nas operações de içamento podem ser decompostos em excitações harmônicas na forma $F_0 \sin(\omega_f t + \varphi)$, sendo F_0 a amplitude da força aplicada, ω_f a frequência angular de excitação e φ o ângulo de fase.

Sistema sem amortecimento

No caso de uma vibração forçada por uma carga harmônica, um sistema dinâmico sem amortecimento terá sua equação de equilíbrio dinâmico dada por:

$$ma(t) + kx(t) = F_0 \sin(\omega_f t) \quad (3-19)$$

Esta equação diferencial linear de segunda ordem é não homogênea e apresenta solução particular expressa da seguinte forma:

$$x_p(t) = \frac{F_0}{k(1 - \beta^2)} \sin(\omega_f t) \quad (3-20)$$

onde $\beta = \frac{\omega_f}{\omega_0}$ é chamada de relação de frequências. Logo, a sua solução final é a soma da solução particular da Eq. (3-20) com a solução homogênea, expressa pela Eq. (3-9), chegando-se a:

$$x(t) = A \sin(\omega_0 t) + B \cos(\omega_0 t) + \frac{F_0}{k(1 - \beta^2)} \sin(\omega_f t) \quad (3-21)$$

Considerando-se as condições iniciais $U_0 = V_0 = 0$, teremos que a Eq. (3-21) reduz-se a:

$$x(t) = \frac{F_0}{k(1 - \beta^2)} (\sin(\omega_f t) - \beta \sin(\omega_0 t)) \quad (3-22)$$

A Eq. (3-22) possui duas parcelas harmônicas. A parcela com a frequência natural do sistema, consiste do regime transitório de vibração do sistema, imposto a partir das condições iniciais de vibração livre e ocorre somente nos instantes iniciais de vibração. A parcela com a frequência de excitação, corresponde ao movimento permanente de vibração, proveniente da condição de excitação do sistema dinâmico.

O termo $\frac{F_0}{k}$ da Eq. (3-22) pode ser compreendido como um deslocamento estático que seria provocado se a força de excitação tivesse um caráter estático. Dessa forma, o termo $\frac{1}{1 - \beta^2}$ é chamado de fator de amplificação dinâmico (FAD), que representa o quanto os deslocamentos do sistema são amplificados, em função da relação entre as frequências de excitação e natural do sistema, ou seja:

$$\text{FAD} = \frac{1}{1 - \beta^2} \quad (3-23)$$

Percebe-se que, quão mais próximo de 1 for o valor de β , maior será o FAD e, no limite, quando β for igual a 1, seu valor tenderá ao infinito. Essa condição é conhecida como ressonância. O fenômeno da ressonância ocorre quando o sistema dinâmico é excitado por cargas harmônicas de frequências próximas ou coincidentes com a frequência natural do sistema. Tal correspondência resulta em grandes deslocamentos do sistema, evidenciando a natureza crítica da ressonância.

Sistema com amortecimento

Para vibrações forçadas e amortecidas, a equação de equilíbrio dinâmico é dada por:

$$ma(t) + cv(t) + kx(t) = F_0 \sin(\omega_f t) \quad (3-24)$$

Como $c = 2\xi m\omega_0$ temos:

$$a(t) + 2\xi\omega_0 v(t) + \omega_0^2 x(t) = \frac{F_0}{m} \sin(\omega_f t) \quad (3-25)$$

A solução da equação homogênea associada é dada pela Eq. (3-17), definida para vibrações livres com amortecimento. A solução particular para a Eq. (3-25) é dada por:

$$x(t) = C_1 \sin(\omega_f t) + C_2 \cos(\omega_f t) \quad (3-26)$$

Logo, determinando-se as constantes C_1 e C_2 , a solução geral pode ser expressa da seguinte forma:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_0 t} [A \sin(\omega_d t) + B \cos(\omega_d t)] \quad (3-27)$$

$$+ \frac{F_0}{k\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} [(1-\beta^2) \sin(\omega_f t) - 2\xi\beta \cos(\omega_f t)] .$$

O primeiro termo da Eq. (3-27) corresponde ao regime transiente de vibração, devido ao termo $e^{-\xi\omega_0 t}$, e desaparece rapidamente em decorrência do amortecimento. O regime permanente de vibração é representado pela segunda parcela possuindo a mesma frequência de excitação, mas com uma defasagem. O fator de amplificação dinâmica (FAD) da resposta permanente é dado por:

$$\text{FAD} = \frac{F_0}{k\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} \quad (3-28)$$

Na Figura 3.2, é possível verificar a variação do FAD com a relação entre frequências e com o fator de amortecimento. Percebe-se que o FAD cresce para

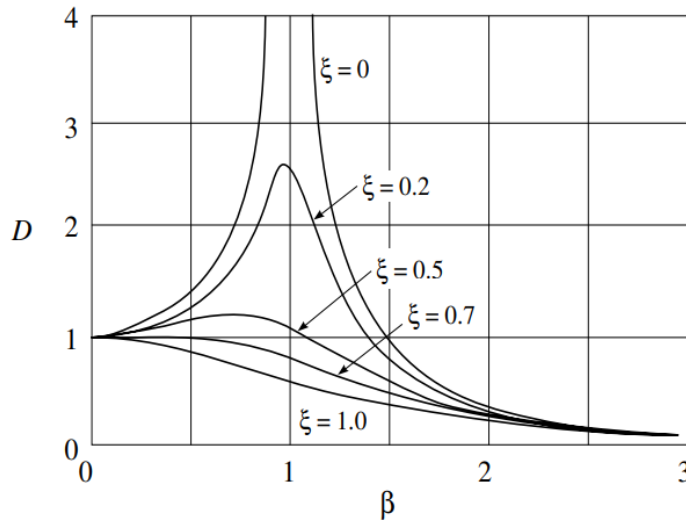


Figura 3.2: Fator de amplificação dinâmica em função da relação de frequências e do amortecimento (Fonte: [20])

valores de β próximos a 1 e, quanto menor for o fator de amortecimento, maior será esse crescimento. Vale ressaltar que, nos casos do amortecimento ser nulo,

tem-se uma vibração não amortecida, com FAD tendendo ao infinito quando $\beta = 1$.

3.2

Sistemas de vários graus de liberdade

Em diversos sistemas mecânicos, a prática da engenharia demonstra que é conveniente discretizar o modelo contínuo em um modelo discreto com vários graus de liberdade. Isso é feito para representar de maneira adequada o fenômeno de vibração. Quando se aplica a 2ª lei de Newton e se considera o diagrama de corpo livre para cada grau de liberdade, uma equação do movimento é formulada para cada um desses graus de liberdade. Devido à complexidade dos sistemas mecânicos e à necessidade de capturar com precisão as dinâmicas de vibração, frequentemente são necessários muitos graus de liberdade. Isso resulta em um grande número de equações diferenciais, cada uma correspondendo a um grau de liberdade específico. Essas equações são expressas na forma:

$$ma(t) + cv(t) + kx(t) = F(t) \quad (3-29)$$

Quando se consideram sistemas com muitos graus de liberdade, isso leva à criação de milhares de equações diferenciais. Essas equações, que descrevem o comportamento dinâmico da estrutura, são então compactadas em uma única representação matricial para facilitar a análise e solução, como mostrado na equação:

$$[M]a(t) + [C]v(t) + [K]x(t) = F(t) \quad (3-30)$$

Essa abordagem matricial permite tratar um sistema complexo com muitos graus de liberdade de forma mais eficiente. É importante destacar que essas equações diferenciais não são independentes entre si, pois representam a interação dinâmica entre os nós da estrutura. Cada nó, sendo um ponto de conexão ou interação dentro do sistema, influencia a maneira como o movimento é transmitido e analisado em todo o modelo. Assim, a solução de equações complexas, como a Eq. (3-30), requer considerar a interconexão e a influência recíproca entre os nós. Há duas maneiras possíveis para estabelecer a solução da Eq. (3-30):

- Integração Direta - Integrar o sistema de equações diferenciais de forma simultânea, ou seja, respeitando os acoplamentos entre as equações. Neste procedimento de integração nenhuma transformação no sistema de equações é efetuada, tentando simplificar ou facilitar o processo de integração. O método da Integração Direta tem um uso significativo nas análises não lineares.

- Superposição Modal - O sistema é resolvido tratando-o como um sistema desacoplado, em que é possível resolver vários problemas independentes uns dos outros e superpor os resultados desses problemas independentes para obter a resposta. A configuração deformada da estrutura em um dado instante pode ser obtida somando-se as configurações de cada modo de vibrar. Cada modo de vibrar vem multiplicado por um coeficiente que representa a importância do respectivo modo no cálculo da resposta. Pode-se representar por:

$$\text{RESPOSTA DINÂMICA} = \sum (\text{MODO}_i \cdot y_i) \quad (3-31)$$

A obtenção da resposta dinâmica da estrutura ao carregamento externo passa pela execução de duas etapas:

- Análise Modal - Cálculo dos modos e frequências naturais de vibração da estrutura;
- Determinação do fator de participação de cada modo de vibrar na resposta (y_1, y_2, \dots, y_n) por intermédio do desacoplamento das equações de equilíbrio.

3.2.1

Análise Modal

A equação diferencial representativa das vibrações livres sem amortecimento do sistema massa-mola é dado por:

$$ma(t) + kx(t) = 0 \quad (3-32)$$

A versão matricial dessa equação para um sistema de vários graus de liberdade, é dada por:

$$[M]\{a(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{0\} \quad (3-33)$$

Admitindo uma solução do tipo $\{x(t)\} = \{\phi_i\} \cos(\omega_i t)$ teremos que $\{a(t)\} = -\omega_i^2 \{\phi_i\} \cos(\omega_i t)$. Logo, podemos reescrever a Eq. (3-33) como:

$$-\omega_i^2 [M]\{\phi_i\} \cos(\omega_i t) + [K]\{\phi_i\} \cos(\omega_i t) = \{0\} \quad (3-34)$$

Simplificando a Eq. (3-34) obtemos:

$$([K] - \omega_i^2 [M]) \{\phi_i\} = \{0\} \quad (3-35)$$

A Eq. (3-35) é chamada de equação característica do i -ésimo modo de vibração do sistema vibratório. O vetor $\{\phi_i\}$ é chamado de modo de vibração e representa uma configuração na qual o sistema vibra. A Eq. (3-35), representa

um problema de autovalores e autovetores e, para que essa equação seja satisfeita com modos de vibração não nulos (solução não trivial), é necessário que o determinante da Eq. (3-36) seja nulo.

$$\det ([K] - \omega_i^2 [M]) = 0 \quad (3-36)$$

Montando a matriz $[K] - \omega_i^2 [M]$, a expansão do determinante dará origem a uma equação de n -ésimo grau no parâmetro ω^2 . As n raízes dessa equação ($\omega_1^2, \omega_2^2, \omega_3^2, \dots, \omega_n^2$) representam os quadrados das frequências dos n modos de vibrações naturais que são possíveis no sistema.

3.3

Análise dinâmica a partir do Método dos Elementos Finitos

O MEF é um método numérico para a resolução de problemas de valor de contorno (PVC), que envolve um sistema de equações diferenciais e suas respectivas condições de contorno. A formulação clássica do MEF se origina dos métodos dos resíduos ponderados, mais especificamente, do método de *Galerkin*. O Método de *Galerkin* é uma técnica que aproxima a solução de equações diferenciais pela minimização do erro em uma forma integral. Ele funciona selecionando um conjunto de funções teste, também conhecidas como funções de base, que são usadas para ponderar o resíduo das equações diferenciais em toda a região de interesse. A escolha dessas funções de base é crucial, pois elas devem ser capazes de representar adequadamente a solução aproximada.

Embora o MEF seja aplicado a PVC, independentemente da natureza do problema, o método ganhou muito espaço para a resolução de problemas da área da mecânica dos sólidos, nas engenharias mecânica e civil. Para um sistema vibratório com diversos graus de liberdade, a equação de equilíbrio dinâmico é expressa de forma matricial. Essa equação leva em consideração as matrizes de rigidez, massa e amortecimento.

3.3.1

Matriz de rigidez

A matriz de rigidez, em casos de mecânica estrutural, é obtida em função das matrizes de rigidez dos elementos que compõem a estrutura em análise. Para cada tipo de elemento finito, definido em termos de seus graus de liberdade, existe uma matriz de rigidez particular.

A formulação geral para definição da matriz de rigidez de qualquer elemento finito, pode ser encontrada com mais detalhes em [21]. Mais especificamente, a matriz de rigidez, em geral, para qualquer elemento finito, é dada

por:

$$[K] = \int_{vol} [B]^T [D] [B] dV \quad (3-37)$$

onde:

- $[B]$ - Matriz Deslocamento-Deformação. É a matriz que permite passar os deslocamentos nodais para as deformações dentro do elemento. Cada elemento, de acordo com o comportamento físico que se propõe a simular, e de acordo com as hipóteses matemáticas adotadas para esse fim, apresenta sua matriz $[B]$.
- $[D]$ - Matriz Constitutiva ou de Elasticidade. É a matriz constitutiva de acordo com a teoria da elasticidade, que relaciona as tensões com as deformações no elemento [21].

3.3.2

Matriz de massa

Para a determinação da matriz de massa, faz-se necessário apresentar as funções de forma para o elemento finito. Tais funções permitem, a partir dos deslocamentos nodais, calcular os deslocamentos dentro do elemento e fornecem a aceleração interna em termos de acelerações nodais. As funções de forma também são utilizadas na formulação da matriz de rigidez, entretanto, após a aplicação de um operador diferencial na matriz das funções de forma $[N]$, obtemos a matriz $[B]$, apresentada anteriormente.

Assim, a matriz de massa para qualquer elemento finito, é dada por:

$$[M] = \int_{vol} [N]^T [\rho] [N] dv \quad (3-38)$$

onde $[\rho]$ é matriz que considera a densidade do material do elemento finito e $[N]$ é a matriz com as funções de forma do elemento [21].

3.3.3

Matriz de amortecimento

Como mencionado anteriormente, na prática, a determinação da matriz de amortecimento não é algo tão trivial, sendo mais utilizado o amortecimento de *Rayleigh*, um método amplamente empregado para a modelagem do amortecimento em sistemas dinâmicos. A matriz de amortecimento de *Rayleigh* ou Proporcional considera uma contribuição da matriz de rigidez e uma contribuição da matriz de massa, da seguinte forma:

$$[C] = \alpha[K] + \beta[M] \quad (3-39)$$

onde α e β são chamados, respectivamente, de constantes de amortecimento proporcionais de rigidez e massa.

O amortecimento de *Rayleigh* é particularmente útil porque oferece uma forma simples de representar o amortecimento em sistemas mecânicos, relacionando-o com as propriedades físicas do sistema, como rigidez e massa. Isso facilita a incorporação do amortecimento na análise dinâmica.

Pode-se demonstrar que a relação entre α e β , o fator de amortecimento ξ e a frequência natural ω_0 é dada pela seguinte expressão:

$$\xi = \frac{\alpha\omega_0}{2} + \frac{\beta}{2\omega_0} \quad (3-40)$$

As constantes α e β podem ser determinadas tomando-se, por exemplo, dois fatores de amortecimento ξ_1 e ξ_2 em duas frequências diferentes ω_1 e ω_2 . Resolvendo um sistema de duas equações a duas incógnitas, temos:

$$\alpha = 2\xi_1\omega_1 - \beta^2\omega_1^2 \quad (3-41)$$

$$\beta = \frac{2(\xi_2\omega_2 - \xi_1\omega_1)}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \quad (3-42)$$

As frequências ω_1 e ω_2 são escolhidos dentro da faixa de interesse da análise em discussão. Assim, a frequência ω_1 é tomada normalmente como sendo a frequência natural mais baixa da estrutura, e ω_2 , a máxima frequência de interesse do carregamento ou da resposta.

Com tais valores determinados, é possível obter a matriz de amortecimento para a estrutura em questão, a partir do conhecimento de suas matrizes de rigidez e massa e de suas frequências naturais.

3.3.4

Demais considerações

A formulação matemática das matrizes de rigidez e de massa apresentadas nas seções 3.3.1 e 3.3.2 permitem que os programas de elementos finitos as calculem para cada tipo de elemento utilizado para a modelagem da estrutura real. A partir das matrizes de cada elemento os programas “montam” as matrizes de massa e rigidez globais da estrutura reunindo essas informações a partir de cada elemento que compõe a malha de elementos finitos associada.

Existem diversos tipos de elementos, Figura 3.3, cada um com as particularidades e hipóteses matemáticas correspondentes, de modo a representar bem o fenômeno físico a que se propõem. Existem elementos lineares de barras de treliça, vigas, molas, elementos bilineares planos, elementos tridimensionais de seis, oito, dez, vinte nós, elementos de casca, placa, etc. Cada elemento tem suas aplicações e restrições específicas.

A cada elemento finito está associada uma quantidade de nós e de graus de liberdade. Esses graus de liberdade dependem do número de nós que o

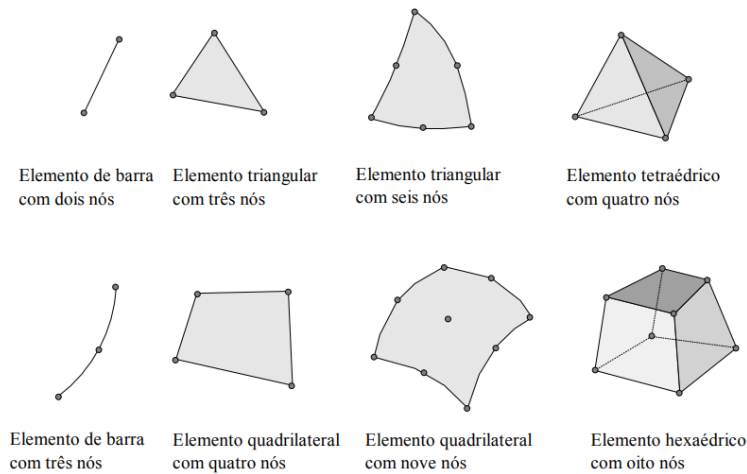


Figura 3.3: Diferentes tipos de elementos finitos (Fonte: [22])

elemento possui e da formulação proposta. Quanto mais nós, mais graus de liberdade, logo, maiores serão as dimensões de suas matrizes de rigidez e de massa.

Com base nos conceitos teóricos do Método dos Elementos Finitos (MEF) é necessário estabelecer uma sequência básica de etapas para aplicação do MEF, como indicado no esquema da Figura 3.4.

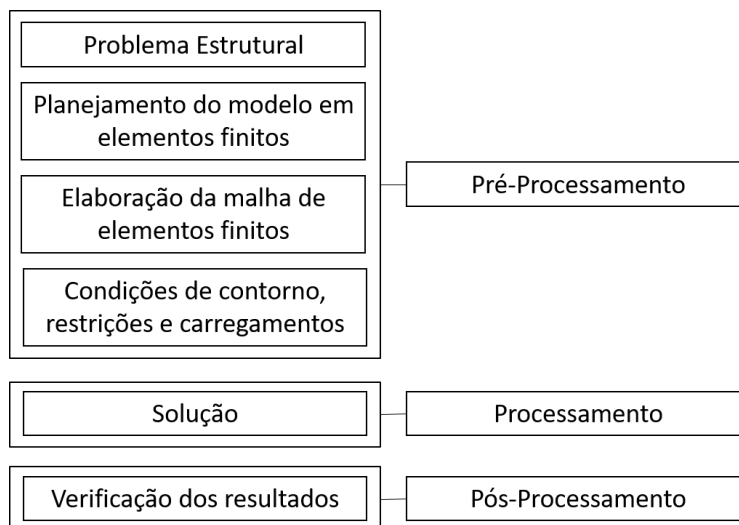


Figura 3.4: Sequência básica de etapas para aplicação do MEF (Fonte: Própria)

Neste esquema é importante identificar três tarefas envolvidas em qualquer análise:

- Pré-Processamento, em que deve-se montar o modelo discretizado da estrutura, e nesta aplicar as condições de contorno;
- Processamento, em que são efetuados os cálculos matriciais, para determinação de deslocamentos, reações de apoio e forças internas nos elementos;

- Pós-Processamento, em que são interpretados os resultados numéricos dos cálculos efetuados, e sua coerência com o problema físico estudado.

4

Norma de Projeto

Como visto anteriormente, a natureza do carregamento dinâmico imposto à estrutura, a frequência de operação, as amplitudes das forças dinâmicas, entre outros, são alguns dos fatores que influenciam na resposta da estrutura.

De forma a garantir a segurança de uma operação de içamento, normas técnicas foram criadas, com características conservadoras para o projeto. Dessa forma, o presente capítulo apresenta norma relativa à verificação de içamentos.

4.1

DNVGL-ST-N001

Uma das normas que aborda o tema é a DNVGL-ST-N001, que trata de todos os fatores de segurança envolvidos no projeto de uma operação de içamento *onshore* e *offshore*.

Um dos principais fatores de segurança, o qual é o foco desse trabalho, é o FAD. A DNVGL-ST-N001, define FAD como: “O carregamento dinâmico que deve ser aplicado para levar em conta os efeitos dinâmicos globais resultantes dos movimentos do navio, da lança, do cabo, rigidez do equipamento, localização e movimentos da extremidade da lança, movimentos do guindaste e carregamento do vento”, ou seja:

$$\text{FAD(em inglês, DAF, } \textit{Dynamic Amplification Factor}) = \frac{\text{DHL (} \textit{Dynamic Hook Load})}{\text{SHL (} \textit{Static Hook Load})}$$

onde:

1. O valor de SHL representa a carga que o guindaste estaria sujeito caso nenhum efeito dinâmico estivesse presente, ou seja, seria composto pelo peso da carga e o peso dos acessórios de içamento;
2. O valor de DHL representa a carga máxima que o guindaste estaria sujeito considerando todos os efeitos dinâmicos citados na definição do FAD.

Tabela 4.1: Valores de FAD recomendados por norma (Fonte: [23])

Static Hook Load (SHL) (tonnes)			DAF		
			Onshore ^{2), 3)}	Inshore ^{4), 6)}	Offshore ^{5), 6)}
3 ¹⁾	< SHL ≤	100	1.10	$1.07 + 0.05\sqrt{100/SHL}$	$1 + 0.25\sqrt{100/SHL}$
100	< SHL ≤	300	1.05	1.12	1.25
300	< SHL ≤	1000	1.05	1.10	1.20
1000	< SHL ≤	2500	1.03	1.08	1.15
SHL > 2500			1.03	1.05	1.10
Notes: 1) For lifted items weighing less than 3 tonnes, it is recommended to assume that the item weighs 3 tonnes and this is used throughout the calculations for the rigging design. 2) For onshore crawler cranes travelling with load, possible dynamic effects should be evaluated thoroughly. Crane speeds and surface conditions should be considered. If not documented, the factors for "inshore lifts" should be used 3) Onshore is also applicable to a lift to/from a vessel moored alongside a quay using a land-based crane. If a ship's crane is used, inshore factors apply. 4) Inshore is applicable to a lift with a crane vessel to/from a vessel in sheltered waters and is also applicable to lifting from the deck of a crane vessel onto a fixed platform at an offshore location 5) Offshore is applicable to a lift by a crane vessel from another vessel to a fixed platform. 6) SHL refers to the Static Hook Load (see [16.3.2.2] and [16.3.2.3]).					

Como apresentado na Tabela 4.1, a norma caracteriza diversos valores de FAD, de acordo com a faixa de massa do equipamento içado, considerando três ambientes:

1. *Onshore*;
2. *Inshore*;
3. *Offshore*

A situação *Onshore* considera o caso em que o içamento é feito em terra, sem a ação dos carregamentos ambientais; assim, os fatores são os menores, considerando apenas a dinâmica do movimento do guindaste. A situação *Inshore* considera o içamento em embarcações em águas calmas ou do *deck* da embarcação do guindaste para uma plataforma fixa; os fatores apresentados, então, são intermediários. Já o caso *Offshore*, é aplicável para o içamento de uma estrutura que está numa embarcação auxiliar, diferente da embarcação do guindaste, para uma terceira embarcação ou, também, no caso *subsea*, para a instalação de equipamentos; assim, essa situação apresenta os maiores valores de FAD.

A norma, porém, ressalta que diversas variáveis exercem influência na dinâmica dos içamentos, principalmente, o tipo de embarcação, as condições ambientais e a posição do guindaste, e por isso, os valores de FAD da Tabela 4.1 não devem ser usados em casos de condições extremas. Portanto, a norma define que essas condições extremas, para içamentos com massa estática menor do que 100 toneladas, são estados de mar com altura de onda maior do que 2.5m ou estados de mar que provoquem movimentos significativos na embarcação.

Vale ressaltar ainda que a operação de içamento *offshore* tem uma dinâmica complexa, já que o comprimento do cabo varia e o operador do guindaste tenta compensar o balanço da carga durante a operação; dessa maneira, a norma também deve contemplar esses efeitos em seu FAD sugerido.

A norma cita tais valores como mínimos, de forma a resguardar o projetista, já que os cálculos dos efeitos dinâmicos atuantes são complexos. Isso, entretanto, leva a um superdimensionamento do fator FAD para operações mais específicas, já que um único fator está sendo usado para representar todas as operações com aquela carga, independentemente da condição de mar, tipo e hidrodinâmica da embarcação e outros detalhes que serão citados posteriormente e que cada operação possa possuir. Além dessa amplificação de força, há outro fenômeno muito importante no levantamento *offshore* que é a ressonância. A norma sugere valores de FAD para içamentos onde não ocorre ressonância. Assim, para situações em que haja risco de ressonância ou operações não rotineiras, deve ser realizada uma análise dinâmica do içamento para determinar os movimentos e as forças envolvidas.

No presente trabalho, a situação considerada é a *Inshore*, com a massa do equipamento considerado na primeira faixa de valores da Tabela 4.1. Assim, o FAD é calculado da seguinte forma:

$$\text{FAD} = 1,07 + 0,05\sqrt{\frac{100}{\text{SHL}}} \quad (4-1)$$

5 Modelagem do Sistema Estrutural

5.1 Estudo de Caso

O estudo de caso realizado representa o içamento de um contêiner. Conforme apresentado ao longo do texto, o objeto de avaliação das análises é a parcela dinâmica atuante no sistema durante o içamento do equipamento a ser instalado. O modelo a ser simulado consiste de um contêiner nas configurações 20 pés e 40 pés e o *spread bar*.

Conforme ilustra a Figura 5.1, a configuração de içamento considerada no modelo consiste de quatro lingadas se conectando a um ponto cada uma.

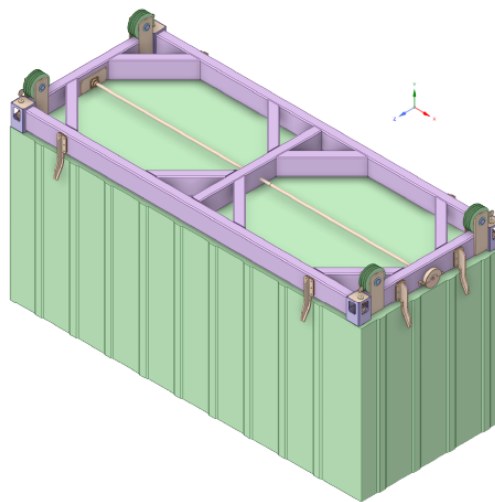


Figura 5.1: Modelo estrutural (Fonte: [24])

5.2

Modelagem em MEF

A modelagem por elementos finitos foi desenvolvida no programa ANSYS [25], utilizando elementos de casca triangular e quadrilateral de 3 e 4 nós respectivamente, com 6 graus de liberdade por nó, que consistem em três deslocamentos (em direções X, Y e Z) e três rotações (em torno dos eixos X, Y e Z). Os referidos elementos são nomeados no ANSYS como *TriShell* e *QuadShell* no ANSYS.

O *spreader frame*, caracterizado por sua espessura delgada em relação ao seu comprimento e largura, se adequa perfeitamente à modelagem por elementos de casca. Esses elementos são particularmente eficazes para capturar comportamentos estruturais críticos, como flexão e torção, de maneira computacionalmente eficiente, superando os elementos sólidos em tais aplicações. Conforme ilustrado na Figura 2.1, os contêineres de 20 pés têm um peso máximo de 24 toneladas, enquanto os contêineres de 40 pés tem um peso máximo de 30,5 toneladas. Na simulação, estes contêineres foram modelados por uma massa concentrada, conforme representado na Figura 5.2.

Esta abordagem simplifica a representação do contêiner na simulação, mantendo a precisão da análise ao focar na influência de sua massa no comportamento do *spreader frame*.

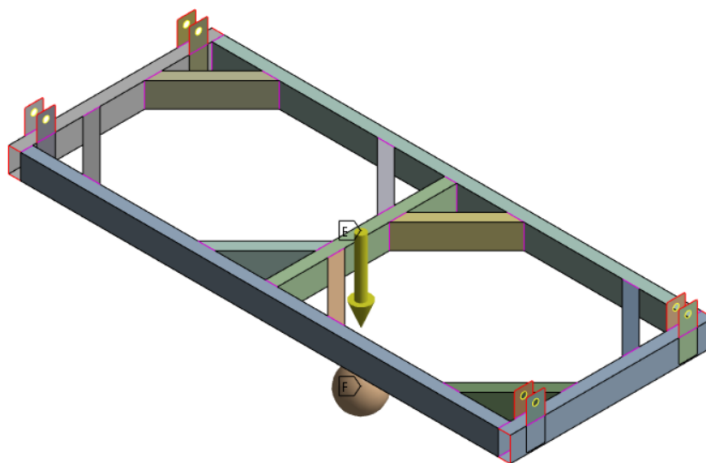


Figura 5.2: Modelo ANSYS (Fonte: ANSYS)

A estrutura em questão resultou em um modelo com 4836 nós e 4927 elementos. Pelas Figuras 5.3 e 5.4 é possível verificar o modelo obtido.

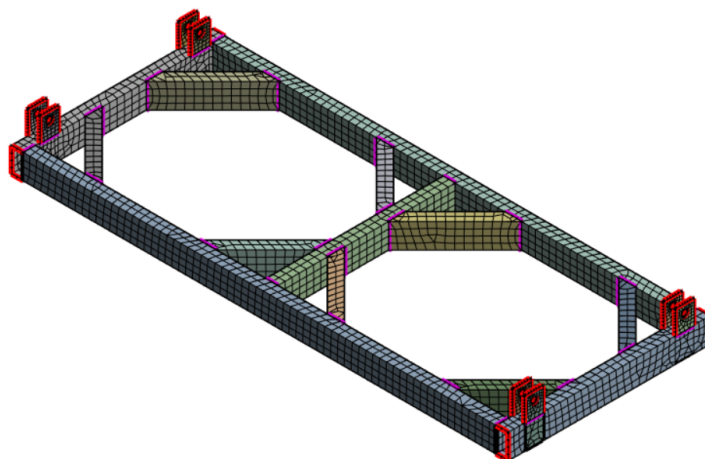


Figura 5.3: Discretização do Modelo (Fonte: ANSYS)

Details of "Mesh"	
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Element Quality	Default (5.e-002)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	6.8378e-002
<input type="checkbox"/> Max	0.99909
<input type="checkbox"/> Average	0.83953
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.1941
Inflation	
Batch Connections	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	4836
<input type="checkbox"/> Elements	4927
Show Detailed Statistics	Yes
<input type="checkbox"/> Corner Nodes	4836
<input type="checkbox"/> Shell Elements	4927
<input type="checkbox"/> TriShell3	175
<input type="checkbox"/> QuadShell4	4752

Figura 5.4: Detalhes da Malha (Fonte: ANSYS)

No ANSYS, é possível empregar a funcionalidade "*Mesh Metrics*", ilustrada na Figura 5.5, para avaliar e aprimorar a malha antes de iniciar as simulações. Uma baixa qualidade dos elementos pode resultar em resultados imprecisos, prolongar o tempo de solução ou até causar falha na convergência da simulação. Observa-se que a maioria dos elementos na malha apresenta um "*Element Quality*" igual a 1, indicando que a malha gerada é de excelente qualidade. Esta alta pontuação em qualidade de elemento reflete uma malha bem estruturada, otimizando a precisão e eficiência da simulação.

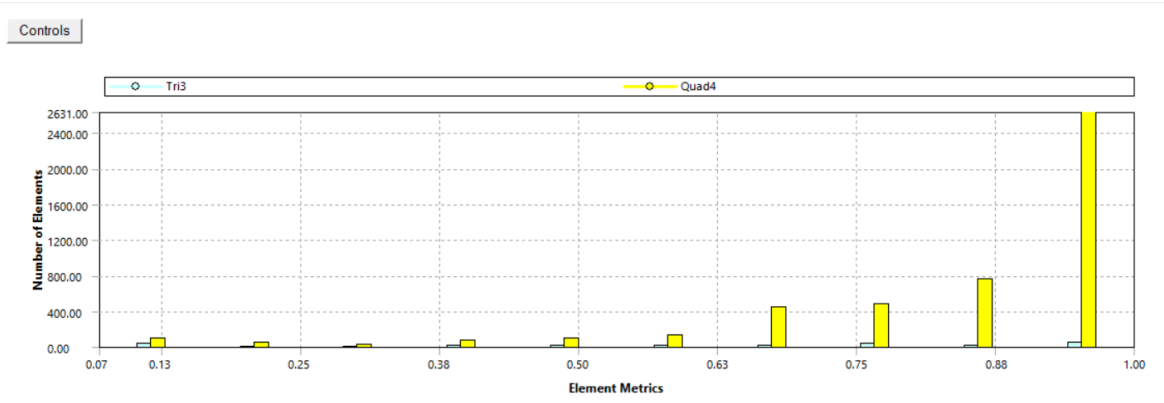


Figura 5.5: Mesh Metrics (Fonte: ANSYS)

Ao modelar um içamento no ANSYS, as condições de contorno são cruciais para simular com precisão o comportamento do sistema sob as cargas de içamento. Para representar efetivamente os cabos de içamento, utilizou-se *"Remote Displacement"*, aplicada especificamente nos pontos A, B, C e D, que correspondem aos locais de conexão do cabo com o guindaste. Adicionalmente, a simulação incorporou a *"Standard Earth Gravity"* para representar a influência gravitacional, garantindo assim uma análise mais realista das condições de içamento. As condições de contorno utilizadas estão ilustradas na Figura 5.6.

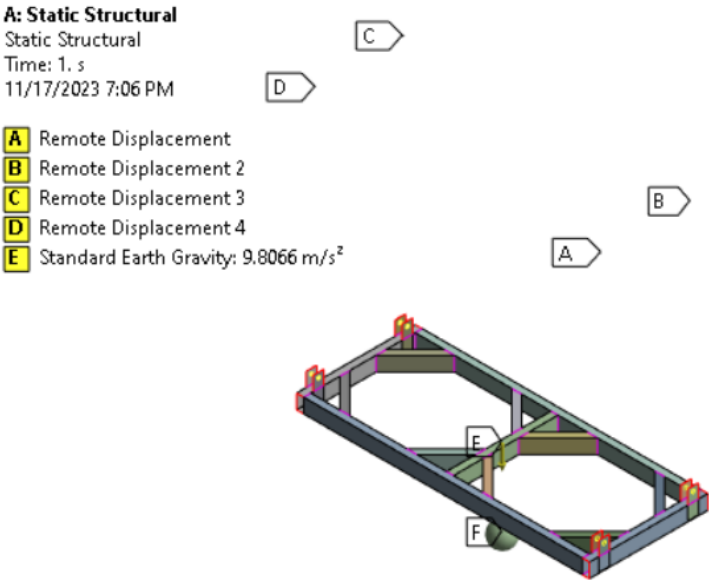


Figura 5.6: Condições de contorno (Fonte: ANSYS)

6

Análise Dinâmica da Estrutura

A partir do modelo em elementos finitos apresentado no Capítulo 5, foram desenvolvidas análises para o cálculo do comportamento dinâmico do içamento em regime de serviço. Em primeiro lugar, foi realizada uma análise modal da estrutura, objetivando conhecer os 10 primeiros modos de vibração da estrutura bem como as frequências naturais associadas a cada um destes modos. A segunda etapa foi desenvolver uma análise transiente, simulando os carregamentos dinâmicos provenientes de um içamento brusco ou quando há balanço do objeto.

6.1

Análise Modal

Conforme já abordado ao longo do Capítulo 3, a análise modal consiste em resolver o problema de autovalores e autovetores associados à condição de vibração livre da estrutura. Para tal problema, foram extraídos os primeiros 10 modos de vibração da estrutura, que têm suas respectivas frequências naturais apresentadas pela Tabela 6.1.

Tabela 6.1: Modos e Frequências naturais (Fonte: Própria)

Modo	Frequência Natural Associada (Hz)
1.	0.
2.	2.8151e-005
3.	3.7333e-005
4.	4.3744e-005
5.	5.9703e-005
6.	7.9284e-005
7.	19.372
8.	23.621
9.	35.623
10.	55.694

Os primeiros seis valores são extremamente baixos, quase próximos a zero. Isso indica modos rígidos do corpo, onde a estrutura se move ou gira como um corpo "rígido" sem deformação interna significativa. Os valores subsequentes representam frequências naturais mais altas, onde a estrutura começa a apresentar deformações internas significativas. Esses modos são mais

relevantes para o entendimento das características dinâmicas da estrutura e esses modos estão ilustrados nas Figuras 6.1 a 6.4.

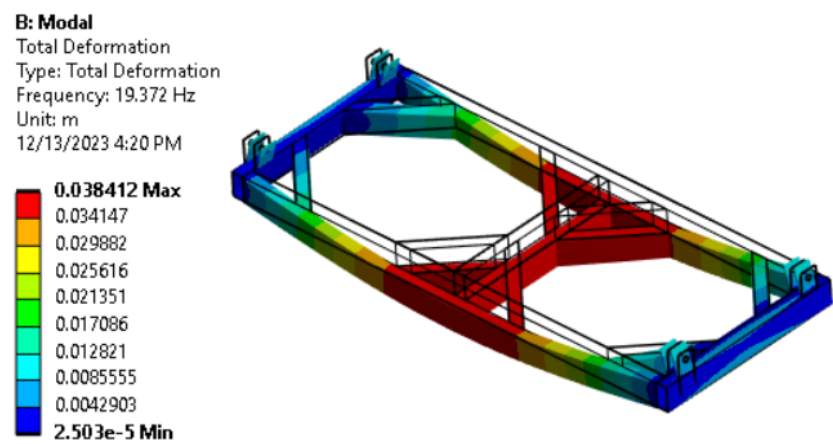


Figura 6.1: 7ª frequência natural

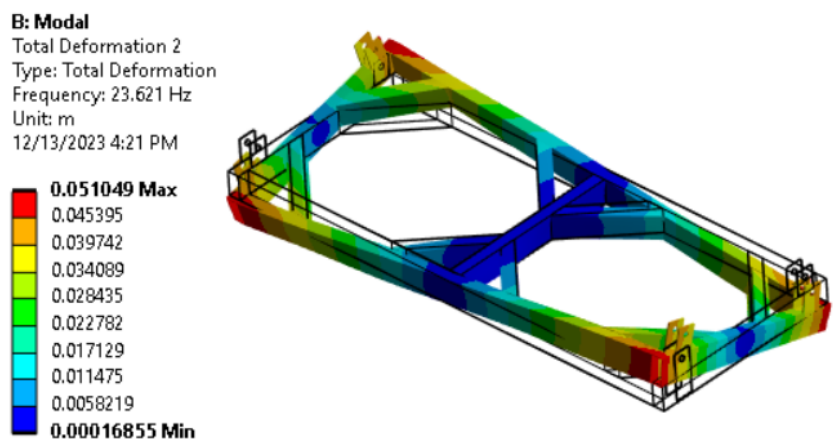


Figura 6.2: 8ª frequência natural

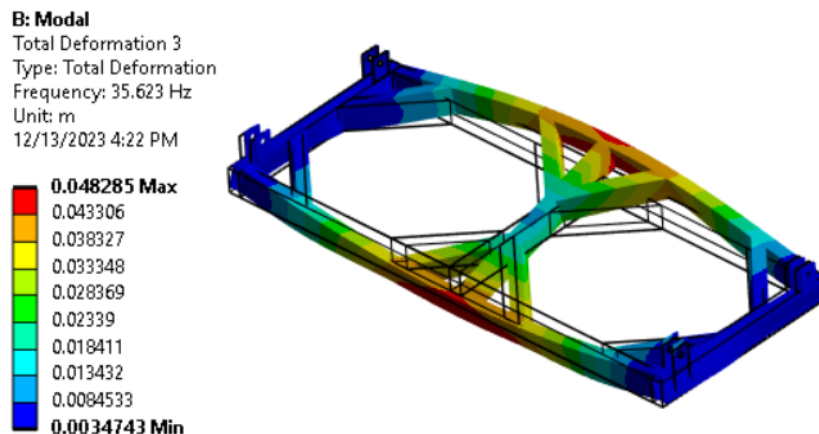


Figura 6.3: 9ª frequência natural

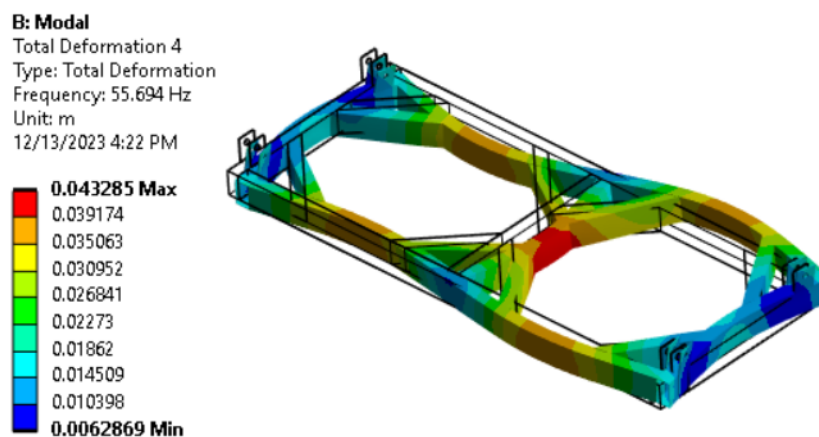


Figura 6.4: 10ª frequência natural

6.2

Análise Dinâmica Transiente

A análise dinâmica transiente é feita para se obter as respostas de uma estrutura quando esta for submetida a um carregamento variável no tempo.

O modelo de carregamento proposto neste estudo visa replicar um cenário de aceleração súbita que ocorre durante o levantamento de uma carga. Conforme descrito por Matteazzi (2007) [12], a velocidade de elevação foi estimada em aproximadamente 0,25 m/s, e determinou-se que o tempo necessário para alcançar a velocidade de regime é de cerca de 4 segundos.

Para simular um içamento com uma velocidade de elevação específica em uma simulação transiente no ANSYS, não é possível aplicar diretamente uma velocidade, mas pode usar a aceleração para alcançar o mesmo efeito. Para atingir uma velocidade de elevação de 0,25 m/s em um intervalo de tempo de 4 segundos, é necessário uma aceleração de 0.0625 m/s^2 .

A Tabela 6.2 e a Figura 6.5 indicam a forma como os parâmetros de

aceleração e tempo foram aplicados ao ANSYS para esta análise.

Tabela 6.2: Configuração da aceleração em função do tempo [m/s² x s] (Fonte: Própria)

Steps	Time [s]	X [m/s²]	Y [m/s²]	Z [m/s²]
0	0.	= 0.	= 0.	= 0.
1	0.2	= 0.	-6.25e-002	= 0.
2	0.8	= 0.	-6.25e-002	= 0.
3	1.	= 0.	= 0.	= 0.

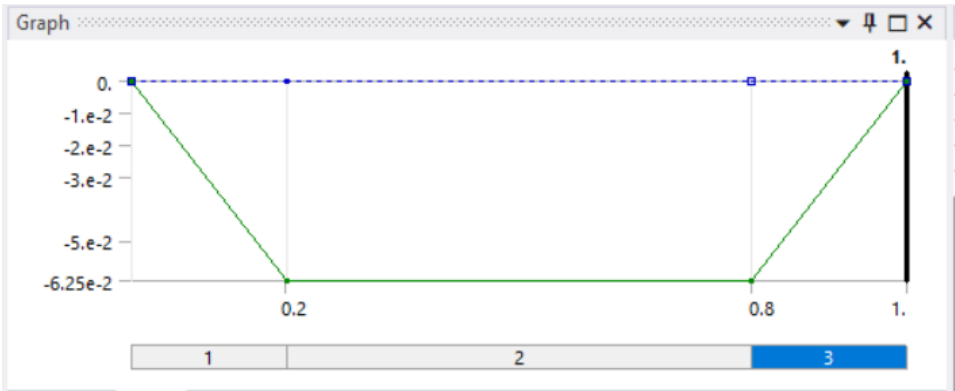


Figura 6.5: Configuração da aceleração em função do tempo [m/s² x s] (Fonte: ANSYS)

Após a aplicação do carregamento, a análise transiente é processada e os seus resultados podem ser coletados. A Tabela 6.3 ilustra as componentes da força de reação em uma das lingadas de içamento, enquanto que, na Figura 6.6 temos a lingada analisada na simulação.

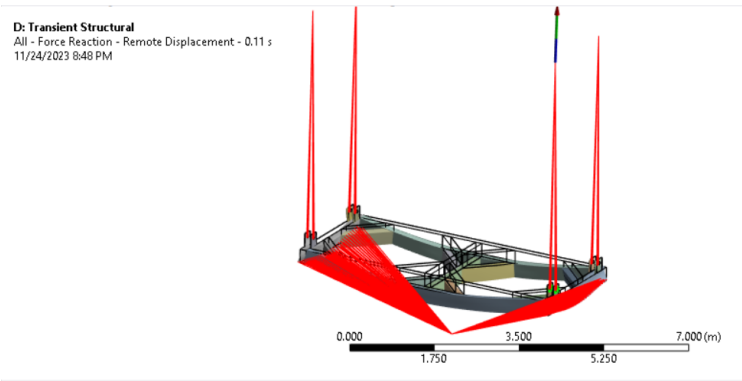


Figura 6.6: Lingada analisada na simulação transiente (Fonte: ANSYS)

Tabela 6.3: Força de reação em uma das lingadas - Análise Transiente (Fonte: Própria)

Time [s]	Force Reaction - (X) N	Force Reaction - (Y) N	Force Reaction - (Z) N	Force Reaction - (Total) N
1.e-002	1477.5	48777	736.75	48805
2.e-002	2274.4	61516	920.59	61565
3.e-002	2092.4	55727	828.25	55773
4.e-002	1899.3	55154	824.49	55192
5.e-002	1857.2	53847	803.8	53885
6.e-002	1853.9	53518	798.21	53556
7.e-002	1853.3	53181	792.12	53219
8.e-002	1853.1	53039	788.9	53077
9.e-002	1851.4	52927	785.96	52965
1.e-001	1848.4	52859	783.62	52897
0.11	1845.2	52806	781.41	52844
0.12	1842.5	52764	779.33	52802
0.13	1840.6	52728	777.28	52766
0.14	1839.3	52695	775.26	52733
0.15	1838.5	52664	773.25	52702
0.16	1838.	52634	771.25	52672
0.17	1837.5	52605	769.27	52642
0.18	1836.9	52576	767.31	52613
0.19	1836.3	52547	765.4	52585
0.2	1835.6	52519	763.53	52557
0.21	1835.4	52506	761.95	52544
Continua na próxima página				

Tabela 6.3 – continuação da página anterior

Time [s]	Force Reaction - (X) N	Force Reaction - (Y) N	Force Reaction - (Z) N	Force Reaction - (Total) N
0.22	1835.5	52499	760.51	52537
0.23	1835.5	52490	759.12	52528
0.24	1835.4	52482	757.82	52519
0.25	1835.4	52474	756.61	52511
0.26	1835.3	52466	755.52	52504
0.27	1835.3	52459	754.53	52497
0.28	1835.3	52454	753.67	52491
0.29	1835.2	52448	752.93	52486
0.3	1835.2	52444	752.32	52482
0.31	1835.2	52441	751.85	52479
0.32	1835.2	52439	751.51	52476
0.33	1835.2	52437	751.31	52475
0.34	1835.2	52437	751.25	52474
0.35	1835.2	52437	751.32	52475
0.36	1835.2	52439	751.52	52476
0.37	1835.2	52441	751.85	52479
0.38	1835.2	52444	752.3	52482
0.39	1835.2	52448	752.88	52486
0.4	1835.3	52453	753.57	52491
0.41	1835.3	52459	754.36	52496
0.42	1835.3	52465	755.26	52502
0.43	1835.4	52472	756.24	52509
0.44	1835.4	52479	757.31	52517
0.45	1835.5	52487	758.44	52525
0.46	1835.5	52495	759.64	52533
0.47	1835.6	52504	760.9	52542
0.48	1835.7	52513	762.19	52551
0.49	1835.7	52522	763.52	52560
0.5	1835.8	52532	764.86	52569
0.51	1835.8	52541	766.22	52579
0.52	1835.9	52550	767.57	52588
0.53	1836.	52560	768.92	52597
0.54	1836.	52569	770.24	52607
Continua na próxima página				

Tabela 6.3 – continuação da página anterior

Time [s]	Force Reaction - (X) N	Force Reaction - (Y) N	Force Reaction - (Z) N	Force Reaction - (Total) N
0.55	1836.1	52578	771.53	52616
0.56	1836.1	52587	772.78	52624
0.57	1836.2	52595	773.98	52633
0.58	1836.3	52603	775.11	52640
0.59	1836.3	52610	776.19	52648
0.6	1836.3	52617	777.18	52655
0.61	1836.4	52623	778.1	52661
0.62	1836.4	52629	778.92	52667
0.63	1836.5	52634	779.66	52672
0.64	1836.5	52639	780.3	52676
0.65	1836.5	52642	780.83	52680
0.66	1836.5	52645	781.27	52683
0.67	1836.5	52648	781.6	52685
0.68	1836.6	52649	781.82	52687
0.69	1836.6	52650	781.93	52688
0.7	1836.6	52650	781.94	52688
0.71	1836.6	52649	781.84	52687
0.72	1836.6	52648	781.64	52686
0.73	1836.5	52646	781.34	52683
0.74	1836.5	52643	780.94	52681
0.75	1836.5	52639	780.45	52677
0.76	1836.5	52635	779.88	52673
0.77	1836.4	52631	779.22	52669
0.78	1836.4	52626	778.49	52664
0.79	1836.4	52620	777.69	52658
0.8	1836.3	52614	776.83	52652
0.81	1836.7	52623	776.15	52661
0.82	1837.4	52636	775.48	52674
0.83	1838.1	52647	774.74	52685
0.84	1838.6	52657	773.98	52695
0.85	1839.2	52667	773.19	52705
0.86	1839.7	52677	772.38	52715
0.87	1840.3	52687	771.57	52724
Continua na próxima página				

Tabela 6.3 – continuação da página anterior

Time [s]	Force Reaction - (X) N	Force Reaction - (Y) N	Force Reaction - (Z) N	Force Reaction - (Total) N
0.88	1840.8	52696	770.76	52734
0.89	1841.3	52706	769.96	52744
0.9	1841.9	52716	769.19	52753
0.91	1842.4	52726	768.44	52763
0.92	1843.	52736	767.72	52774
0.93	1843.5	52746	767.05	52784
0.94	1844.1	52757	766.42	52795
0.95	1844.6	52768	765.85	52806
0.96	1845.2	52780	765.34	52818
0.97	1845.8	52792	764.9	52830
0.98	1846.3	52805	764.53	52842
0.99	1846.9	52818	764.23	52855
1.	1847.5	52831	764.	52869

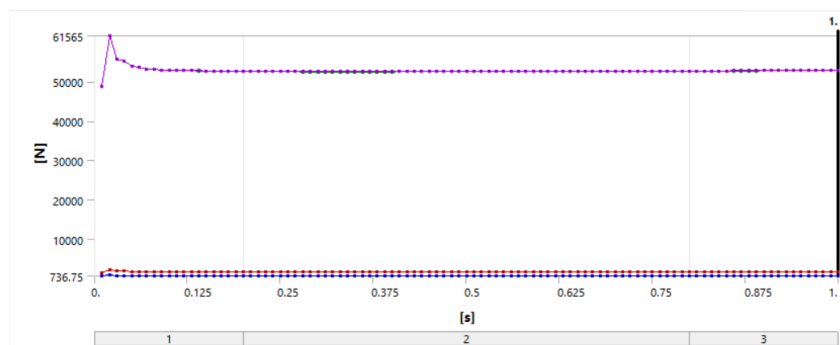


Figura 6.7: Gráfico da força de reação em uma das lingadas (Fonte: ANSYS)

A análise transiente no ANSYS fornece a resposta do sistema estrutural no domínio do tempo, apresentando-a de forma completa, tanto a fase transiente inicial como a fase permanente. É possível identificar as fases transientes e permanentes do sistema, onde se pode ver a estabilidade do mesmo após aproximadamente 0,12 s a partir da Figura 6.7.

Conforme discutido na seção 4.1, o valor de SHL é um componente essencial para o cálculo do Fator de Ampliação Dinâmica (FAD). Assim, torna-se imperativo realizar uma análise estática do modelo para obter este valor. Para garantir a consistência e a comparabilidade dos resultados, as mesmas condições de contorno utilizadas na análise dinâmica são aplicadas também

na análise estática. Os resultados obtidos por meio dessa análise estática são apresentados detalhadamente na Tabela 6.4.

Tabela 6.4: Força de reação em uma das lingadas - Análise Estática (Fonte: Própria)

Time [s]	Force Reaction - (X) N	Force Reaction - (Y) N	Force Reaction - (Z) N	Force Reaction - (Total) N
1.	1835.9	52556	768.46	52594

7

Análise dos Resultados

Neste capítulo, realizaremos uma análise comparativa entre os valores de FAD obtidos por meio das análises estática e dinâmica transiente, em contraste com aqueles determinados pela Tabela 4.1. Este estudo comparativo visa elucidar as diferenças e semelhanças nos resultados de FAD gerados por diferentes métodos de cálculo, proporcionando assim uma compreensão mais aprofundada das nuances e especificidades de cada abordagem.

O cálculo do FAD, conforme recomendado pela norma DNVGL-ST-001, é derivado da Eq. (4-1), onde o valor de SHL representa a carga detectada em cada lingada durante a análise estática. Para determinar o FAD por meio de simulação, emprega-se a Eq. (4-1), na qual DHL se refere à carga máxima observada na análise transiente. Este método de cálculo garante uma abordagem mais precisa e adaptada às condições reais de carga, proporcionando assim uma avaliação mais robusta e confiável da estrutura em questão.

As Figuras 7.1 e 7.2 apresentam para a simulação dinâmica analisada, os FAD's obtidos ao longo do período simulado.

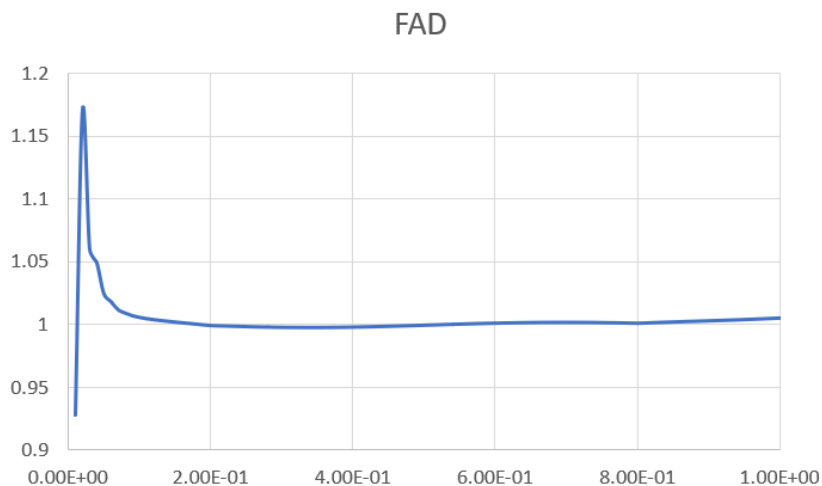


Figura 7.1: Curva de FAD - Contêiner 20 pés (Fonte: Própria)

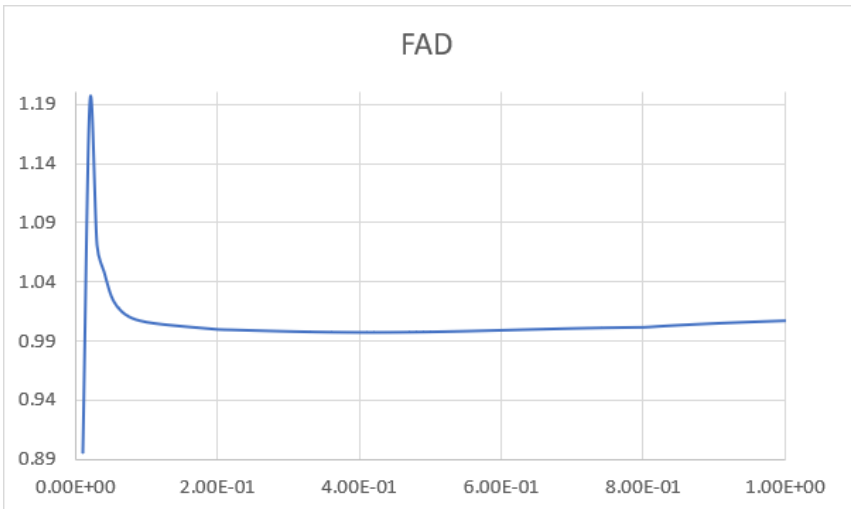


Figura 7.2: Curva de FAD - Contêiner 40 pés (Fonte: Própria)

Tabela 7.1: Comparativo dos FAD's (Fonte: Própria)

FAD		
Contêiner	Simulação	Norma
20 pés	1.1704848	1.28602
40 pés	1.192265	1.247159

A partir dos resultados apresentados na Tabela 7.1, podemos observar que: o FAD calculado por meio da simulação é 8.98% menor do que o valor estipulado pela norma DNGL-ST-001 para o contêiner de 20 pés. Enquanto para o contêiner de 40 pés temos uma redução de 4.40%. Essas variações sugerem que o FAD calculado por simulação é ligeiramente menor do que o recomendado pela norma.

8

Conclusões

De acordo com os resultados apresentados no capítulo 7, pode-se concluir que o valor recomendado por norma para a amplificação dinâmica da carga atuante no içamento está superestimado, quando comparado aos valores obtidos pela simulação.

Neste trabalho, que é focado nas operações de içamento de contêineres, propõe-se uma redução no valor do fator de amplificação dinâmica. Esse ajuste não só garante a segurança operacional, como também reduz custos advindos do uso do fator superestimado padrão. Cabe destacar que, na análise atual, foram consideradas apenas as acelerações durante o içamento, para estimar o FAD. Para uma avaliação mais precisa, sugere-se a incorporação das cargas geradas por vento e correntezas durante as simulações.

Referências Bibliográficas

- [1] SANTOS BRASIL. *Santos Brasil fecha a compra de novos portêineres e empilhadeiras para o Tecon Santos*. Portos e Navios, 23 ago. 2022. Disponível em: <https://www.portosenavios.com.br/noticias/portos-e-logistica/santos-brasil-fecha-a-compra-de-novos-porteineres-e-empilhadeiras-para-o-tecon-santos>. Acesso em: 20 out. 2023.
- [2] UNITED NATIONS CONFERENCE ON TRADE AND DEVELOPMENT (UNCTAD). *UNCTAD Annual Report 2019*. Genebra, 2019. Disponível em: https://unctad.org/system/files/official-document/rmt2019_en.pdf. Acesso em: 20 out. 2023.
- [3] JF Jones and BJ Patterson, *Oscillation damped movements of suspended payloads*, In: Proceedings of the IEEE international conference on robotics and automation, 1988.
- [4] ZN Masoud and AH Nayfeh, *Sway reduction on container cranes using delayed feedback controller*, Nonlinear Dyn, 2004;34:347–58.
- [5] W Lacarbonara, RR Soper, AH Nayfeh, and DT Mook, *A nonclassical vibration absorber for pendulation reduction*, J Vib Control, 2001;7:365–93.
- [6] BJ Ma, YC Fang, XE Liu, and PC Wang, *Modeling and simulation platform design for 3d overhead crane*, J Syst Simul, 2009;21:3798–803.
- [7] MP Cartmell, *On the need for control of nonlinear oscillations in machine systems*, Meccanica, 2003;38:185–212.
- [8] J Wu, *An analysis of the structural dynamics of a mobile gantry crane with application to automation of container management* [Ph.D. thesis]. University of Glasgow; 2000.
- [9] XR Qin, YH Liu, YY Liu, Q Zhang, and YT Sun, *FEM and experimental modal analysis of a large-scale quayside container crane*, Appl Mech Mater, 2013;387:216–20.
- [10] JH Kang and SJ Lee, *Experimental study of wind load on a container crane located in a uniform flow and atmospheric boundary layers*, Eng Struct, 2008;30:1913–21.

- [11] ARENA, A.; CASALOTTI, A.; LACARBONARA, W.; CARTMELL, M.P. *Dynamics of container cranes: three-dimensional modeling, full-scale experiments, and identification*. International Journal of Mechanical Sciences, v. 90, p. 200-214, 2015.
- [12] Luigi Solazzi, Giovanni Incerti e Candida Petrogalli. Estimation of the Dynamic Effect in the Lifting Operations of a Boom Crane. *Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Brescia*, 2014. Via Branze 38, 25123 Brescia, Italy. Email: {luigi.solazzi, giovanni.incerti, candida.petrogalli}@unibs.it. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/269227050_Estimation_Of_The_Dynamic_Effect_In_The_Lifting_Operations_Of_A_Boom_Crane.
- [13] TSS SUPPLY CHAIN. *Container Specifications*. Disponível em: <https://tssupplychain.com/container-specifications.php>. Acesso em: 20 out. 2023.
- [14] LIEBHERR. *Ship to Shore Container Cranes*. Disponível em: <https://www.liebherr.com/en/can/products/maritime-cranes/port-equipment/container-bridges/ship-to-shore-container-cranes.html>. Acesso em: 20 out. 2023.
- [15] TANDEMLOC. *N3100 Series*. Disponível em: <https://www.tandemloc.com/n3100-series>. Acesso em: 20 out. 2023.
- [16] CRANE BRASIL. *Pontos de Içamento para Cargas Offshore - Parte 1*. Disponível em: <https://cranebrasil.com.br/pontos-de-icamento-para-cargas-offshore-parte-1/>. Acesso em: 20 out. 2023.
- [17] RUD. *Manilhas*. Disponível em: <https://www.rud.com.br/produtos/movimentacao-amarracao-cargas/manilhas/>. Acesso em: 20 out. 2023.
- [18] ETS S.p.A. (n.d.). *Subsea Spreader Beams*. Retrieved from <https://www.ets-spa.com/en/products/subsea-spreader-beams/>
- [19] Tandemloc, Inc. (n.d.). *N3100SF Modular Autoloc*. Retrieved from <https://www.tandemloc.com/n3100sf-modular-autoloc>
- [20] CLOUGH, R. W.; PENZIEN, J. *Dynamics of Structures*. 3. ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 1993.
- [21] AVELINO, Alves. *Elementos Finitos na Análise Dinâmica*. 2. ed. [S.l.]: Editora Érica, 2008.

- [22] Prof. Remo Magalhães de Souza, M.Sc., Ph.D. Apostila de Elementos Finitos - NiCAE. Disponível em: <http://www.inf.ufes.br/~luciac/fem/livros-fem/ApostilaElementosFinitosNiCAE.pdf>. Acesso em: 20 out. 2023.
- [23] DNV GL. DNVGL-ST-N001, Marine operations and marine warranty. *Det Norske Veritas Germanischer Lloyd*, 2016.
- [24] GrabCAD. *GrabCAD: Design Community, CAD Library, 3D Printing Software*. Disponível em: <https://grabcad.com/library>. Acesso em: 20 out. 2023.
- [25] ANSYS, Inc. (2023). *ANSYS 23 R1* [Software]. Disponível em: <https://www.ansys.com/webinars/ansys-2023-r1-mechanical-update>.