



Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta
(Organizadores)

Impactos das Tecnologias na Engenharia Mecânica

Atena
Editora

Ano 2019

Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta
(Organizadores)

Impactos das Tecnologias na Engenharia Mecânica

Atena Editora
2019

2019 by Atena Editora

Copyright © da Atena Editora

Editora Chefe: Profª Drª Antonella Carvalho de Oliveira

Diagramação e Edição de Arte: Lorena Prestes e Geraldo Alves

Revisão: Os autores

Conselho Editorial

Prof. Dr. Alan Mario Zuffo – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Álvaro Augusto de Borba Barreto – Universidade Federal de Pelotas
Prof. Dr. Antonio Carlos Frasson – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Antonio Isidro-Filho – Universidade de Brasília
Profª Drª Cristina Gaio – Universidade de Lisboa
Prof. Dr. Constantino Ribeiro de Oliveira Junior – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Daiane Garabeli Trojan – Universidade Norte do Paraná
Prof. Dr. Darllan Collins da Cunha e Silva – Universidade Estadual Paulista
Profª Drª Deusilene Souza Vieira Dall’Acqua – Universidade Federal de Rondônia
Prof. Dr. Eloi Rufato Junior – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Fábio Steiner – Universidade Estadual de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Gianfábio Pimentel Franco – Universidade Federal de Santa Maria
Prof. Dr. Gilmei Fleck – Universidade Estadual do Oeste do Paraná
Profª Drª Girlene Santos de Souza – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Profª Drª Ivone Goulart Lopes – Istituto Internazionele delle Figlie de Maria Ausiliatrice
Profª Drª Juliane Sant’Ana Bento – Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Prof. Dr. Julio Candido de Meirelles Junior – Universidade Federal Fluminense
Prof. Dr. Jorge González Aguilera – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Profª Drª Lina Maria Gonçalves – Universidade Federal do Tocantins
Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Profª Drª Paola Andressa Scortegagna – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Raissa Rachel Salustriano da Silva Matos – Universidade Federal do Maranhão
Prof. Dr. Ronilson Freitas de Souza – Universidade do Estado do Pará
Prof. Dr. Takeshy Tachizawa – Faculdade de Campo Limpo Paulista
Prof. Dr. Urandi João Rodrigues Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Prof. Dr. Valdemar Antonio Paffaro Junior – Universidade Federal de Alfenas
Profª Drª Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande
Profª Drª Vanessa Lima Gonçalves – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Prof. Dr. Willian Douglas Guilherme – Universidade Federal do Tocantins

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) (eDOC BRASIL, Belo Horizonte/MG)

I34 Impactos das tecnologias na engenharia mecânica [recurso eletrônico] / Organizadores Henrique Ajuz Holzmann, João Dallamuta. – Ponta Grossa (PR): Atena Editora, 2019. – (Impactos das Tecnologias na Engenharia Mecânica; v. 1)

Formato: PDF

Requisitos de sistema: Adobe Acrobat Reader

Modo de acesso: World Wide Web

ISBN 978-85-7247-246-3

DOI 10.22533/at.ed.463190504

1. Automação industrial. 2. Engenharia mecânica – Pesquisa – Brasil. 3. Produtividade industrial. 4. Tecnologia. I. Holzmann, Henrique Ajuz. II. Dallamuta, João. III. Série.

CDD 670.427

Elaborado por Maurício Amormino Júnior – CRB6/2422

O conteúdo dos artigos e seus dados em sua forma, correção e confiabilidade são de responsabilidade exclusiva dos autores.

2019

Permitido o download da obra e o compartilhamento desde que sejam atribuídos créditos aos autores, mas sem a possibilidade de alterá-la de nenhuma forma ou utilizá-la para fins comerciais.

www.atenaeditora.com.br

APRESENTAÇÃO

A Engenharia Mecânica pode ser definida como o ramo da engenharia que aplica os princípios de física e ciência dos materiais para a concepção, análise, fabricação e manutenção de sistemas mecânicos

Nos dias atuais a busca pela redução de custos, aliado a qualidade final dos produtos é um marco na sobrevivência das empresas. Nesta obra é conciliada duas atividades essenciais a um engenheiro mecânico: Projetos e Simulação.

É possível observar que na última década, a área de projetos e simulação vem ganhando amplo destaque, pois através de simulações pode-se otimizar os projetos realizados, reduzindo o tempo de execução, a utilização de materiais e os custos finais.

Dessa forma, são apresentados trabalhos teóricos e resultados práticos de diferentes formas de aplicação e abordagens nos projetos dentro da grande área das engenharias.

Trabalhos envolvendo simulações numéricas, tiveram um grande avanço devido a inserção de novos softwares dedicados a áreas específicas, auxiliando o projetista em suas funções. Sabe-los utilizar de uma maneira eficaz e eficiente é um dos desafios dos novos engenheiros.

Neste livro são apresentados vários trabalhos, alguns com resultados práticos, sobre simulações em vários campos da engenharia industrial, elementos de maquinas e projetos de bancadas práticas.

Um compendio de temas e abordagens que constituem a base de conhecimento de profissionais que se dedicam a projetar e fabricar sistemas mecânicos e industriais.

Boa leitura

Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA PARA ENSAIOS VIBRATÓRIOS EM DISPOSITIVOS VEICULARES	
<i>Pedro Henrique Barbosa Araujo</i> <i>Evandro Leonardo Silva Teixeira</i> <i>Maria Alzira de Araújo Nunes</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4631905041	
CAPÍTULO 2	18
DESENVOLVIMENTO DE UM MECANISMO PARA REABILITAÇÃO DO JOELHO UTILIZANDO EVOLUÇÃO DIFERENCIAL	
<i>Lucas Antônio Oliveira Rodrigues</i> <i>Rogério Sales Gonçalves</i> <i>João Carlos Mendes Carvalho</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4631905042	
CAPÍTULO 3	29
DESENVOLVIMENTO DE BENEFICIADORA DE FUSO ROTATIVO	
<i>Fábio Gatamorta</i> <i>Danilo Brasil Sampaio</i> <i>Jebson Gouveia Gomes</i> <i>Marco Antônio Pereira Vendrame</i> <i>Gabriel Novelli</i> <i>Atílio Eduardo Reggiani</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4631905043	
CAPÍTULO 4	38
MINI EXTRUSORA DIDÁTICA DE POLÍMEROS UTILIZADOS EM IMPRESSORAS 3D	
<i>Marcelo Santos Damas</i> <i>Tiago Zaquia Pereira</i> <i>Ueliton Cleiton Oliveira</i> <i>Sérgio Mateus Brandão</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4631905044	
CAPÍTULO 5	53
ANÁLISE PRELIMINAR PARA PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE QUEIMADOR ATMOSFÉRICO PARA FORNO DE FORJAMENTO APLICADO À CUTELARIA	
<i>Luís Fernando Marzola da Cunha</i> <i>Danilo dos Santos Oliveira</i> <i>José Henrique de Oliveira</i> <i>Rhander Viana</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4631905045	
CAPÍTULO 6	67
DESENVOLVIMENTO DE UM MARTELETE ELETROMECAÂNICO DESTINADO AO FORJAMENTO DE FACAS ARTESANAIS	
<i>Cassiano Arruda</i> <i>André Garcia Cunha Filho</i>	

CAPÍTULO 7 80

PROPOSTA DE OTIMIZAÇÃO DE ESCANEAMENTO 3D A LASER: ESTUDO DE CORES DA SUPERFÍCIE

Bruno Barbieri
Vinicius Segalla
Marcio Catapan
Maria Lúcia Okimoto
Isabella Sierra

DOI 10.22533/at.ed.4631905047

CAPÍTULO 8 91

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE FREIOS PARA UM MINI BAJA DA COMPETIÇÃO BAJA SAE BRASIL

Silas Fernandes Caze
Lucas de Sousa Camelo
Victor Gomes de Oliveira
Bruno de Oliveira Carvalho

DOI 10.22533/at.ed.4631905048

CAPÍTULO 9 96

ANÁLISE EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE AMORTECEDORES TIPO STOCKBRIDGE

Marcos José Mannala
Marlon Elias Marchi
Marcio Tonetti

DOI 10.22533/at.ed.4631905049

CAPÍTULO 10 103

MEDIÇÃO DE DISTÂNCIA DA LÂMINA DE FASE EM CHAVE SECCIONADORA UTILIZANDO SENSOR DE ULTRASSOM

Carlos Henrique da Silva
Felipe Martins Silva
Fernando Luiz Alhem dos Santos
Jardson da Silva David
Juliana Lopes Cardoso
Milton Zanotti Junior

DOI 10.22533/at.ed.46319050410

CAPÍTULO 11 114

CÁLCULO DE LINHA DE VIDA UTILIZANDO MÉTODO DE SULOWSKI

Walter dos Santos Sousa
Caroline Moura da Silva
Érika Cristina de Melo Lopes
Gilton Carlos de Andrade Furtado
Lana Ritiele Lopes da Silva
Michele da Costa Baía

DOI 10.22533/at.ed.46319050411

CAPÍTULO 12	127
CÁLCULO DOS TEMPOS DE PENETRAÇÃO E DESVIO DE CALOR DO MODELO X23	
<i>Luís Henrique da Silva Ignacio</i>	
<i>Fernando Costa Malheiros</i>	
<i>Alisson Augusto Azevedo Figueiredo</i>	
<i>Henrique Coelho Fernandes</i>	
<i>Gilmar Guimarães</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050412	
CAPÍTULO 13	135
TEMPO DE MISTURA EM TANQUES COM IMPULSORES MECÂNICOS EQUIPADOS COM CHICANA PADRÃO E MODIFICADA	
<i>Murilo Antunes Alves Lucindo</i>	
<i>Breno Dantas Santos</i>	
<i>Juliana Sanches da Silva</i>	
<i>Marcos Bruno Santana</i>	
<i>Deovaldo de Moraes Júnior</i>	
<i>Vitor da Silva Rosa</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050413	
CAPÍTULO 14	147
A SEGURANÇA DE VOO A PARTIR DA MANUTENÇÃO E OS RISCOS GERADOS PELOS FATORES HUMANOS	
<i>Daniel Alves Ferreira Lemes</i>	
<i>Kennedy Carlos Tolentino Trindade</i>	
<i>Anna Paula Bechepeche</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050414	
CAPÍTULO 15	169
VANTAGENS DA MANUTENÇÃO PREDITIVA PARA UNIDADES DE ARMAZENAMENTO E TRANSPORTE DE DERIVADOS DE PETRÓLEO	
<i>Luriane Pamplona dos Santos Barbosa</i>	
<i>Rodrigo de Cássio Vieira da Silva</i>	
<i>Thiago Eymar da Silva Oliveira</i>	
<i>Arielly Assunção Pereira</i>	
<i>Roger Barros da Cruz</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050415	
CAPÍTULO 16	185
MEDIÇÃO DO TEOR DE UMIDADE EM ÓLEO LUBRIFICANTE DE TURBINAS	
<i>Isabella Fenner Rondon</i>	
<i>Josivaldo Godoy da Silva</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050416	
CAPÍTULO 17	196
ESTUDO SOBRE GESTÃO DE LUBRIFICAÇÃO PARA ALTO DESEMPENHO DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS	
<i>Fernanda do Carmo Silvério Vanzo</i>	
<i>Vicente Severino Neto</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050417	

CAPÍTULO 18	209
APLICAÇÃO DE TÉCNICA PARA AUMENTO DO TEMPO MÉDIO ENTRE FALHAS EM VENTILADORES INDUSTRIAIS	
<i>Fernanda do Carmo Silvério Vanzo</i> <i>Edmar Antônio Onofre</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050418	
CAPÍTULO 19	221
ANÁLISE E CORREÇÃO DE FALHAS EM UM EIXO DO MONTANTE	
<i>José Airton Neiva Alves da Silva Brasil</i> <i>Victor Gabriel Pereira Valverde</i> <i>Luís Felipe Furtado Pontes</i> <i>Guilherme Guimarães Sousa e Silva</i> <i>Lucas Silva Soares</i> <i>Marcos Erike Silva Santos</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050419	
CAPÍTULO 20	236
ANÁLISE DE COMPORTAMENTO DE FALHAS DE UM ROTOR DINÂMICO UTILIZANDO SISTEMA IMUNOLÓGICO ARTIFICIAL	
<i>Estevão Fuzaro de Almeida</i> <i>Luiz Gustavo Pereira Roéfero</i> <i>Fábio Roberto Chavarette</i> <i>Roberto Outa</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050420	
CAPÍTULO 21	245
DESAFIOS DA IMPLEMENTAÇÃO DO PROGRAMA BAJA SAE E DO GERENCIAMENTO DA EQUIPE NO CENTRO UNIVERSITÁRIO UNIFANOR	
<i>Wictor Gomes De Oliveira</i> <i>João Paulo Correia Teixeira</i> <i>Vitor Fernandes Mendes Martins</i> <i>Tulio Rosine Martins De Souza</i> <i>Bruno De Oliveira Carvalho</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050421	
SOBRE OS ORGANIZADORES	247

CÁLCULO DE LINHA DE VIDA UTILIZANDO MÉTODO DE SULOWSKI

Walter dos Santos Sousa

Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica
Tucuruí – Pará

Caroline Moura da Silva

Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica
Tucuruí – Pará

Érika Cristina de Melo Lopes

Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica
Tucuruí – Pará

Gilton Carlos de Andrade Furtado

Eletronorte
Tucuruí – Pará

Lana Ritiele Lopes da Silva

Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica
Tucuruí – Pará

Michele da Costa Baía

Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica
Tucuruí – Pará

RESUMO: Os grandes números de acidentes de trabalho expressam o risco ao se desenvolver atividades de maneira inadequada. Por este motivo é necessário à implantação de alguns roteiros a se obedecer para minimizar todos os riscos existentes. Para as atividades realizadas

em altura, a Norma Regulamentadora 35 delimita as prevenções necessárias para a execução do trabalho, ao definir as responsabilidades de empregadores e trabalhadores para resguardar e manter a saúde e integridade física de todos os envolvidos no processo. Sendo assim, utiliza-se em alguns casos, a linha de vida (linha de ancoragem) em conjunto com o cinto de segurança para salvaguarda a vida dos trabalhadores quando submetidos a fatores de riscos, como quedas. O presente artigo tem como objetivo apresentar as etapas necessárias para o dimensionamento da linha de vida utilizada em um caminhão do tipo munck, tendo como base normas regulamentadoras e as equações matemáticas de Sulowski. Bem como, demonstrar os resultados obtidos após a realização dos cálculos.

PALAVRAS-CHAVE: Linha de vida, Quedas, Equipamentos de proteção individual.

ABSTRACT: Large numbers of occupational accidents express the risk by improperly carrying out activities. For activities carried out at a time, Regulatory Norm 35 delimits the necessary preventions for the execution of the work, in defining the responsibilities of employers and workers to safeguard and maintain the health and physical integrity of all those involved in the process. Therefore, the lifeline (anchoring line) is used in some cases in conjunction with the

seat belt to safeguard workers' lives when subjected to risk factors such as falls. The present article aims to present the necessary steps for the dimensioning of the lifeline used in a truck of the munck type, based on regulatory norms and the mathematical equations of Sulowski. As well, demonstrate the results obtained after performing the calculations.

KEYWORDS: Lifeline, Regulatory Norm 35, Personal protective equipment.

1 | INTRODUÇÃO

Acidente de trabalho é toda lesão corporal ou perturbação da capacidade funcional que, no exercício do trabalho, ou por motivo dele, resulta de causa externa, súbita, imprevista ou fortuita, que cause a morte ou a incapacidade permanente ou temporária para o trabalhador.

O ministério do trabalho estabelece algumas normas para eliminar, neutralizar ou sinalizar os riscos que os trabalhadores são expostos em seu ambiente de trabalho.

A NR 35 discute sobre as prevenções necessárias para evitar acidentes ocasionados por trabalho em altura, definindo as responsabilidades do empregador e do trabalhador. Através da legislação a norma determina, que a empregador, deve assegurar todas as medidas de proteção necessárias para salvaguardar a integridade física e a saúde dos trabalhadores. Estabelece os requisitos mínimos de proteção, envolvendo o planejamento, a organização e a execução, de forma a garantir a segurança e a saúde dos trabalhadores envolvidos direta e indiretamente com esta atividade.

Segundo o INBEP (Instituto Brasileiro de Educação Profissional), o EPI (Equipamento de Proteção Individual) é definido pela NR-06 do Ministério do Trabalho e Emprego (MTE) como sendo: “todo dispositivo ou produto, de uso individual utilizado pelo trabalhador, destinado à proteção de riscos suscetíveis de ameaçar a segurança e a saúde no trabalho”. Esses são responsáveis pela proteção e integridade do indivíduo com o intuito também de minimizar os riscos ambientais do ambiente de trabalho e promover a saúde, bem-estar e evitar os acidentes e doenças ocupacionais. O sistema de retenção de queda (linha de vida, cinto de segurança e trava- quedas/talabartes) não evita a queda, mas a interrompe depois de iniciada. Esse sistema tem como principais características controlar as forças, energias e deslocamentos produzidos pela queda.

Para o sistema de retenção de quedas, são necessários equipamentos de proteção individual, entre eles está o cinturão de segurança. O cinturão deve ser do tipo paraquedista e equipado de dispositivo para conexão em sistema de ancoragem (linha de vida, entre outros) estabelecido na análise de risco, podendo ser duplo, dependendo da atividade a ser realizada, conforme NBR 15836. Em todo o período de exposição ao risco de queda, o trabalhador deve permanecer conectado ao sistema de ancoragem. Os cinturões de segurança devem possuir um dispositivo de ligação que prenda os elementos de união. Para isso são utilizados dispositivos trava- quedas e/ou

talabartes, os mais utilizados são os trava-quedas guiado e retrátil. A utilização desse equipamento é indicada para trabalhadores encarregados de atividades realizadas em alturas. Este funciona com o travamento imediato, quando ocorre a queda o dispositivo já impede a sua continuação.

O talabarte usado em sistemas de retenção de quedas deve atender a NBR 15834. Em sistemas de posicionamento ou de restrição de movimentação, deve atender a NBR 15835. Em ambas as normas, seu comprimento é limitado a dois metros.

O talabarte é a extensão do cinto de segurança, através dele ocorre a ligação do cinto de segurança com a linha de vida. A Linha de Vida deve possuir cálculo e projeto bem definidos, determinando a situação, montagem e instalação.

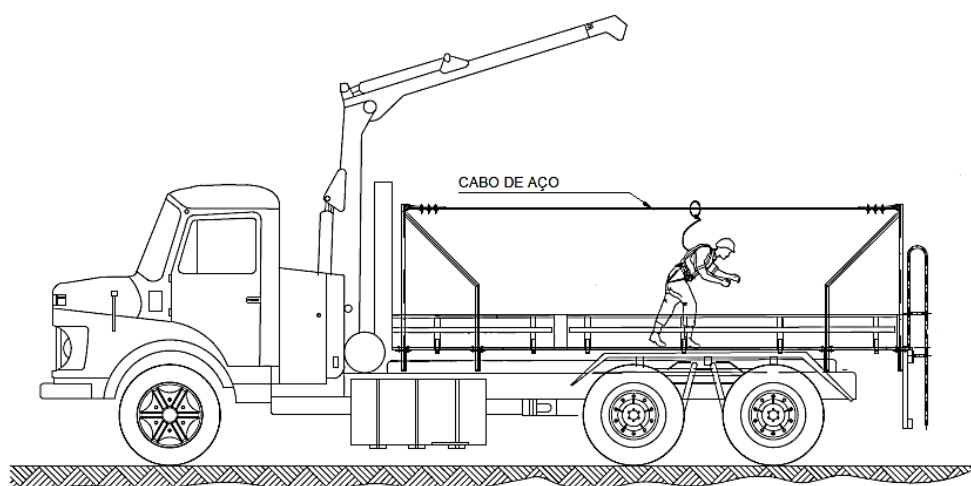


Figura 1: Linha de vida em um caminhão

Fonte: Cortesia da UHE Tucuruí (2018).

2 | METODOLOGIA

1º Passo: Determinação da força de reação horizontal do cabo de aço.

As forças de reação na ancoragem dependem do ângulo que o cabo fará com uma linha imaginária horizontal, a força horizontal será sempre maior que a força na vertical. O Esforço na linha vai depender do peso do trabalhador e de sua altura de queda em relação a linha de vida.

A energia da queda será absorvida pelo cabo de aço, gerando um impacto sobre o mesmo. Sendo assim, o cabo de aço, o cinto de segurança, absorvedor de energia e o talabarte sujeitam-se a uma deformação elástica.

O pesquisador Sulowski (1991) levando em consideração todos estes pontos, apresenta uma solução matemática Eq. 1 para estas questões, apresentando uma fórmula determinada de modo experimental para o cálculo da força máxima de impacto, combinando trabalhos de pesquisa teóricos e dados experimentais.

$$F = 9,8 \times m + 4,5 \times \sqrt{k \times f \times m} \times \frac{a \times b \times s}{c} \quad (1)$$

Onde:

F = Força de Impacto em Newtons (N);

m = massa do trabalhador e roupas + massa das ferramentas + massa dos EPIs (kg);

k = Módulo da corda (N)

f = Fator de queda H/L;

H = Altura de queda livre (m);

L = Comprimento do Talabarte (m);

a = Fator de redução do trava-quedas;

b = Fator de redução do Cinto de Segurança (1);

s = Fator de redução do absorvedor de queda (80% a 70% redução);

c = Fator de Conversão corpo rígido/ manequim.

2º Passo: Cálculo da energia da queda.

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) publicou a NBR 14629/2010, relativa ao equipamento de proteção individual contra queda de altura – absorvedor de energia. A norma estipula em teste dinâmico de queda, com a utilização de uma massa rígida de 100 kg, ao ser parada por um sistema de segurança, não pode gerar sobre o corpo do trabalhador uma força maior que 6 kN (aproximadamente 600 kgf), o que nos oferece uma margem de segurança de no mínimo cinquenta por cento e a distância total de parada H_t deve ser $H_t < (2L1 + 1,75 \text{ m})$, sendo L1 o comprimento total do absorvedor de energia, incluindo o talabarte.

3º Passo: Comprimento L do talabarte. O talabarte utilizado tem comprimento de 1, 10 metros.

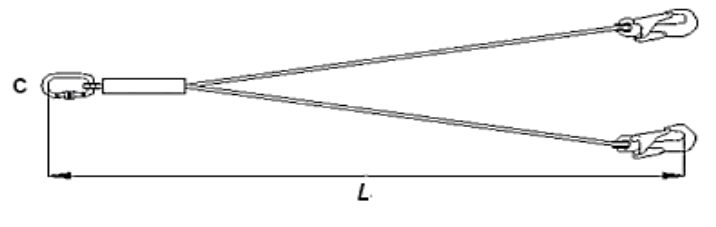


Figura 2: Talabarte.

Fonte: Barbosa (2017).

4º Passo: Fator de queda (H/L)

O fator de queda (f) representa o grau de gravidade proporcional de uma queda. Trata-se da relação entre a altura de queda livre (H) e o comprimento da corda disponível (L) para repartir a força choque da queda. Calcula-se a partir da seguinte

Eq. 2, sendo:

H= 1,55 m (metragem arranjada a partir do caminhão *Munck*);

L = 1,10 m (comprimento do talabarte).

$$f = \frac{H}{L} = \frac{1,55}{1,10} = 1,4 \quad (2)$$

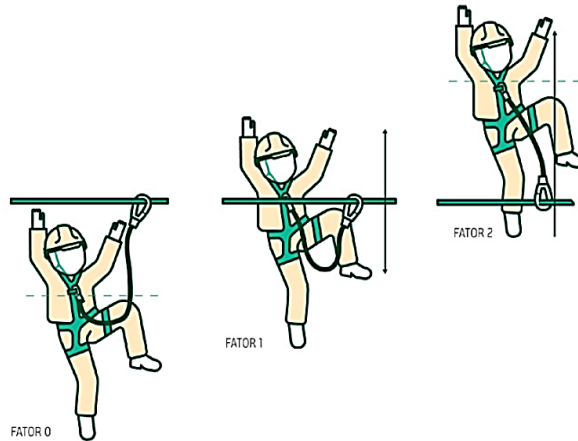


Figura 3: Fator de queda.

Fonte: Modificado de *Sampaio e Simon (2017)*.

A NR 35.5.3.4 – Estabelece que é obrigatório o uso de absorvedor de energia nas seguintes situações:

1. Quando o fator de queda for maior que 1;
2. Quando o comprimento do talabarte for maior que 0,9m.

5° Passo: Módulo de corda (k)

O módulo de corda do talabarte adotado no sistema de captura de queda deve ser conhecido e estabelecido em função do tipo de material de fabricação do mesmo. O módulo de corda será obtido pela metodologia de Sulowski (1991), Fig. 4.

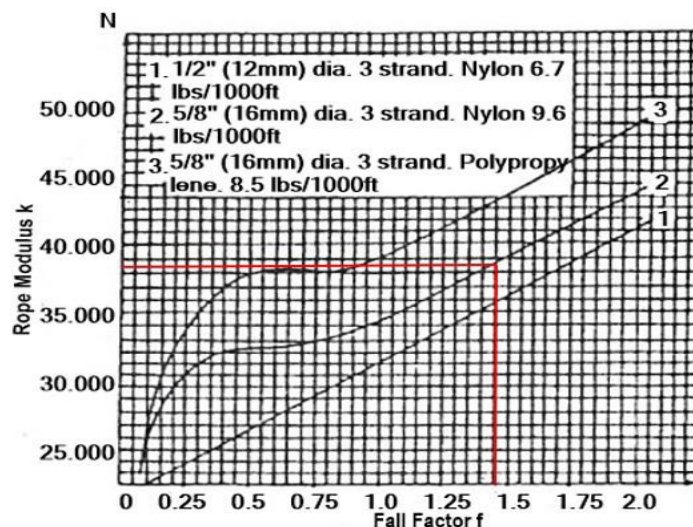


Figura 4: Módulo de corda.

Dado $f = 1,4$ e a condição '2' equivalente ao tipo de corda escolhida - corda de Nylon 16 mm, temos $k = 38.500$.

6° Passo: Fator de redução da trava quedas (a)

O fator de redução do trava-queda " a " é obtido por testes práticos ou via fabricante. O fator de redução na força máxima de captura do elemento em queda (ou impacto) pelo uso do trava-quedas é o resultado da dissipação da energia de queda pela fricção entre o trava-quedas e o cabo de aço.

Na Tabela 1 são apresentados os valores do fator " a " para três tipos básicos de trava-quedas, obtidos experimentalmente.

Tipo de Trava-queda	a variação	a recomendado*
Tipo inercial, linha de vida com cabo de aço	0,5 a 0,7	0,7
Tipo inercial, linha de vida sintética	0,75 a 0,9	0,9
Tipo de Fricção	0,5 a 0,75	0,7
Alavanca mecânica	0,9 a 1,0	1,0

Tabela 1: Fator de redução do trava-queda.

Fonte: Modificado de Sulowski (1991)

O fator de redução de trava-queda utilizado foi 0,7 (Tipo inercial, linha de vida com cabo de aço).

7° Passo: Fator de redução do cinto de segurança (b)

O cinto de segurança tipo paraquedista, devido à propriedade elástica do material de fabricação, tem a capacidade de reduzir a força máxima de impacto cujo fator de redução " b " é obtido na Tabela 2. O valor selecionado foi de $b = 0,8$.

Tipo de cinto	a variação	a recomendado*
Abdominal	0,8 a 0,9	0,9
Paraquedista	0,5 a 0,8	0,8
Outro tipo	N/A	1,0

Tabela 2: Fator de redução do cinto de segurança.

Fonte: Modificado de Sulowski (1991).

8° Passo: Fator de redução do absorvedor de energia (s)

O absorvedor de energia é um dispositivo que acoplado ao cinto de segurança tem a função de dissipar a energia produzida em uma queda e diminuir a força exercida sobre o corpo do trabalhador quando ele é amparado pela linha de vida. Os

absorvedores de energia mais comuns são aqueles que se constituem de uma fita de poliamida ou poliéster dobrada e costurada.

O absorvedor começa a abrir com uma força geralmente entre 200 kgf e 300 kgf, as costuras se rompem e a fita se alonga conforme é desdobrada. Durante esse processo, e num espaço muito curto de tempo o trabalhador é desacelerado gradativamente, evitando uma parada brusca com elevada desaceleração. A Tabela 03 apresenta os valores do fator de redução para tipos diferentes de absorvedores de energia, sendo que para o tipo de absorvedor utilizado $s=0,6$ (Costura que rasga).

Tipo de absorvedor de energia	a variação	b recomendado*
Costura que rasga (Rose)	0,2 a 0,6	0,6
Tecido sintético que rasga (Zorba)	0,3 a 0,7	0,7
Tecido de rasgar com costura metálica (zorba)	0,2 a 0,6	0,6
Sem absorvedor	N/A	1,0

Tabela 3: Fatores de redução de absorvedores.

Fonte: Modificado de Sulowski (1991).

9º Passo: Fator de Conversão corpo rígido/ manequim (c)

Outro item da Equação de Sulowski é o fator relativo ao peso rígido em relação ao manequim articulado, obtido através $H=1,55\text{m}$ e utilizando condição 3 da Fig.6. Portanto, $c=1,9$.

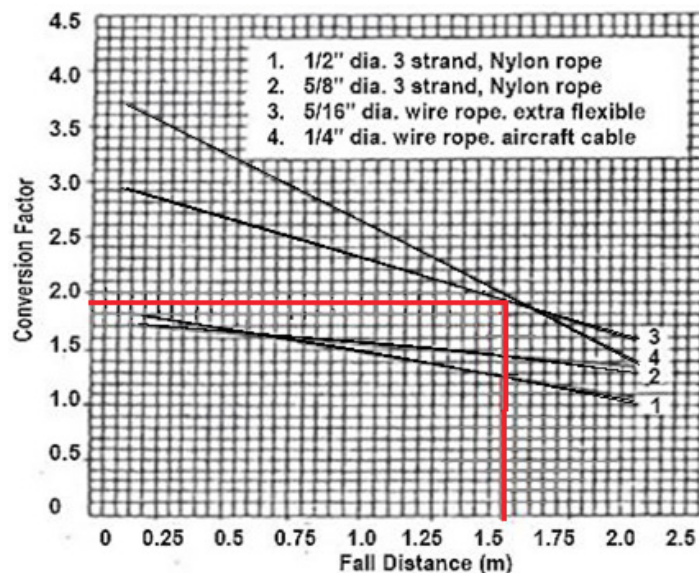


Figura 5: Fator de conversão de "c" em função da distância de queda.

Fonte: Modificado Sulowski (1991).

Assumir $c = 1$ quando um cinto de segurança abdominal é empregado ou quando a distância de queda "H" exceder 2 metros.

10º Passo: Cálculo da Força de Impacto.

Dados	
Módulo da corda (k)	38500
Fator de queda (f)	1,4
Massa do trabalhador + massa das ferramentas + massa dos EPIs (m)	100 kg
Fator de redução do trava-queda(a)	0,7
Fator de redução do cinto de segurança (b)	0,8
Fator de redução do absorvedor de queda (s)	0,6
Fator de Conversão corpo rígido/ manequim (c)	1,9

Tabela 4: Dados para o cálculo da força de impacto.

Fonte: Autoria própria.

$$F = 9,8 \times m + 4,5 \times \sqrt{k \times f \times m} \times \frac{a \times b \times s}{c}$$

$$F = 9,8 \times 100 + 4,5 \times \sqrt{38.500 \times 1,4 \times 100} \times \frac{0,7 \times 0,8 \times 0,6}{1,9}$$

$$F = 980 + 4,5 \times (2,321.64) \times (0,18) = 980 + 1.880,52 = 2860.52 \text{ KN}$$

$$F = 2860.52 \div 9.81 = 291,6 \text{ kgf}$$

11° Passo: Cálculo da linha de vida segundo Normas Regulamentadoras

O vão da linha que será projetado foi arredondado para um comprimento de 6 metros, então será utilizado um cabo de aço com comprimento em balanço de 6,06 metros.

Observação: Quando se está projetando uma linha de vida que tenha limites de zona livre de queda, quanto mais esticada tiver que ser a linha maior será a tensão na ancoragem.

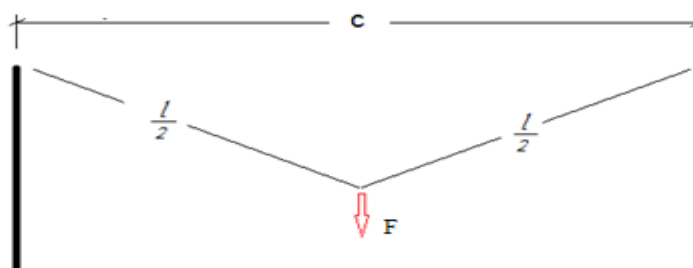


Figura 6: Comprimento da linha de vida.

Fonte: Modificado de Barbosa (2017).

Onde:

C = comprimento do vão;

L= comprimento do cabo;

y = flecha;

F= força peso.

Determinando esforços envolvidos, a linha no meio é seccionada, já que as reações e esforços serão iguais em ambos os lados:

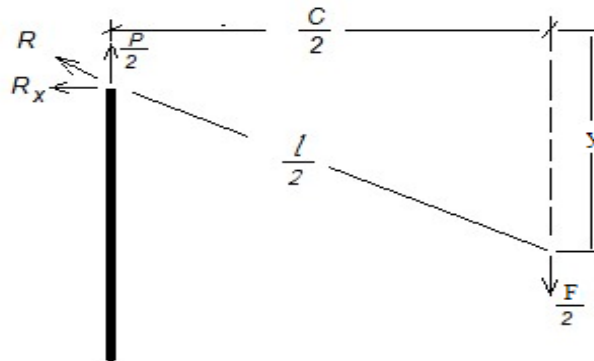


Figura 7: Seccionamento da linha de vida.

Fonte: Modificado de Barbosa (2017).

Então temos:

$$\sum Fy \rightarrow Ry - \frac{F}{2} = 0 \rightarrow Ry = \frac{F}{2} \quad (3)$$

$$\sum M \rightarrow -\frac{F}{2} - \frac{C}{2} + Rx \times y \rightarrow Rx = \frac{F \times C}{4 \times y} \quad (4)$$

Do triângulo retângulo:

$$\left(\frac{C}{2}\right)^2 + y^2 = \left(\frac{l}{2}\right)^2 \quad (5)$$

11º Passo: Determinação da flecha (y):

Comprimento do vão, C= 6 m

Comprimento do cabo em balanço, l = 6,06

$$y^2 = \left(\frac{l}{2}\right)^2 - \left(\frac{C}{2}\right)^2 = \sqrt{\left(\frac{6,06}{2}\right)^2 - \left(\frac{6}{2}\right)^2} = 0,425m \cong 425mm$$

12º Passo: Tensão de ruptura do cabo, considerando C = L.

$$R^2 = Rx^2 + \frac{F^2}{2} = \left(\frac{F \times C}{4 \times y}\right)^2 + \frac{F^2}{2} \quad (6)$$

$$R = \sqrt{\frac{F^2 \times C^2}{16y^2} + \frac{F^2}{4}} = \sqrt{\frac{F^2}{4y^2} \times \left(\frac{C^2}{4} + y^2\right)} = \frac{F}{2y} \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2} \quad (7)$$

$$R = \frac{F \times L}{4 \times y} \quad (8)$$

Utilizando a equação de Sulowski podemos concluir que o indivíduo foi capturado pela linha de vida com uma força sobre o cabo de aço de 291,6 *kgf* e considerando $F = P$ temos a tensão de ruptura igual a:


$$R = \frac{F \times l}{4 \times y} = \frac{291,6 \times 6,06}{4 \times 0,425} = 1039,5 \text{ kgf}$$

A NR 18 item 18.16.2.1 – Estabelece que os cabos de aços devem ter carga de ruptura equivalente a, no mínimo, 5 vezes a carga máxima de trabalho a que estiverem sujeitos e resistência à tração de seus fios de, no mínimo, 160 kgf/mm^2 . Portanto, a tensão de ruptura com o fator de segurança F_s do cabo de aço é:


$$F_s = 1039,5 \times 5 = 5.197,5 \text{ kgf}$$

Então o cabo de aço deve ter tensão de ruptura maior que 5197.5 *kgf*, atendendo a esta condição escolhe-se o cabo de aço conforme a Fig.9.

Cabo de aço classe 6x19 - alma de fibra



6x19 Seale
1+9+9



6x25 Filler
1+6+6+12

Diâmetro		Massa Aprox. (kg/m)	Carga de Ruptura Mínima (tf)	
mm	pol.		IPS	EIPS
3,2	1/8"	0,036	0,61	-
4,8	3/16"	0,082	1,37	-
6,4	1/4"	0,142	2,50	2,73
8,0	5/16"	0,230	3,90	4,30
9,5	3/8"	0,343	-	6,10
11,5	7/16"	0,479	-	8,30

Figura 8: Cabo de aço recomendado para o projeto

Fonte: CIMAF

Neste caso, o cabo de aço adequado conforme os cálculos é 6/19 *Seale* alma de fibra com diâmetro de 9,5 mm (3/8") e carga de ruptura de 6,10 tf. O fator de segurança encontrado é de 5,9. O que indica que o cabo de aço está de acordo com a NR 18.

12º Passo: Cálculo mecânico da base (tubos) e Diagrama de Corpo Livre dos tubos.

A Linha de Vida terá como base de apoio dois tubos que estarão a uma distância

de 6 metros um do outro. Para a seleção do tipo de tubo adequado utiliza-se cálculos de reações de forças e o diagrama indicando as forças.

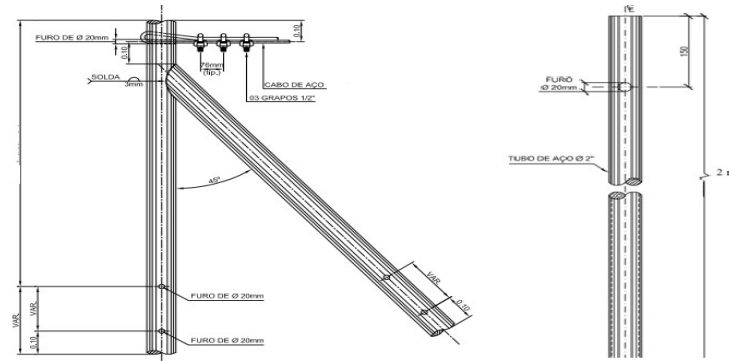


Figura 9: Exemplo de base (tubos).

Fonte: Cortesia da UHE Tucuruí (2018).

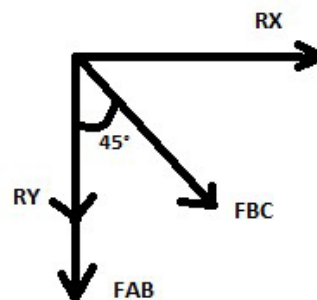


Figura 10: Diagrama de corpo livre dos tubos.

Fonte: Autoria própria.

Cálculo das forças de reação nos tubos:

$$R_x = \frac{F \times C}{4 \times y} = \frac{291,6 \times 6}{4 \times 0,425} = 1029,2 \text{ kgf} \quad (9)$$

$$R^2 = R_x^2 + R_y^2 \therefore R_y \cong 146 \text{ kgf} \quad (10)$$

$$\sum F_x = 0 \therefore R_x + F_{BCx} = 0 \therefore R_x + F_{BC} \cdot \cos 45^\circ = 0 \therefore F_{BC} = -1456 \text{ kgf} \quad (11)$$

$$\sum F_y = 0 \therefore -F_{AB} - F_{BC} \cdot \sin 45^\circ - R_y = 0 \therefore F_{AB} = 883,5 \quad (12)$$

Tensão admissível no cabo de aço (σ_{ADM}):

$$\sigma_{ADM} = \frac{\sigma_{ESC}}{F_S} \quad (13)$$

Tomando o aço 1020 como referência, têm-se uma tensão de escoamento média de $\sigma_{ESC} = 350 \text{ MPa}$. Considerando um fator de segurança $F_S = 5$, obtém-se $\sigma_{ADM} = 60 \text{ MPa}$.

Como hipótese simplificadora, considera-se que o tubo BC está sujeito à cargas apenas axiais. Logo, para determinação da menor área A_{BC} :

$$\sigma_{ADM} = \frac{F_{BC}}{A_{BC}} \therefore 60 \times 10^6 = \frac{1456 \times 9,81}{A_{BC}} \therefore A_{BC} = 0,00024m^2 \quad (14)$$

Conforme a NBR 5590, os tubos utilizados em aplicações mecânicas e usinagem possuem as características apresentadas na Figura 11. Para o projeto, selecionou-se tubos de diâmetro nominal de 60,3 mm. Assim, para determinação do diâmetro interno máximo, tem-se:

$$A_{BC} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_{MÁX}^2) \therefore d_{MÁX} = 0,058 m \therefore d_{MÁX} = 58 mm \quad (15)$$

De acordo com os valores obtidos nos cálculos, a partir da Figura 11, observa-se que o tubo com diâmetro interno de 52,48 mm, ou seja, com espessura de 3,91 mm, já estaria seguro para o projeto da estrutura da linha de vida.

NBR 5590 (ASTM A-53) / A106 A / API 5L B						
Norm. pol. (")	Diâmetro		Esp. Parede mm	Peso Kg/m	Denom. Conf. API 5L	Sched Nº
	Ext. mm	Int. mm				
2"	60,3	52,48	3,91	5,44	STD	40
		49,22	5,54	7,48	XS	80
		42,82	8,74	11,11	-	160
		38,16	11,07	13,44	XXS	-

Figura 11: Tubo de condução com e sem costura.

Fonte: AçoTubo.

3 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir dos dados obtidos das normas e dos cálculos, o melhor cabo para o projeto é o 6x19 *Seale* alma de fibra com diâmetro de 9,5 mm (3/8") e carga de ruptura de mínima 6,10 tf.

O fator de segurança calculado é de 5,9. O que indica que o cabo de aço está de acordo com a NR 18 item 18.16.2.1. Ao término foi feito o cálculo mecânico para saber a espessura interna e externa do tubo.

Vale destacar que um tubo de diâmetro interno de 52,48 mm e espessura de 3,91 mm já estaria seguro para o projeto estrutural da linha de vida. No entanto, um tubo mais espesso é mais recomendado para aplicações com soldagem. Diante disso, recomenda-se o tubo de diâmetro interno de 49,22 mm e espessura de 5,54 mm da Tabela 11.

4 | CONCLUSÃO

O estudo prévio dos riscos ao qual o trabalhador estará submetido na execução

de um serviço em altura é de fundamental importância para se desenvolver uma forma de manter a integridade do funcionário. Para atividades desenvolvidas nos caminhões do tipo *Munck*, as linhas de vida são uma estrutura de grande importância quando utilizados a outros EPI's como o talabarte e o cinto de segurança. Utilizando a metodologia de cálculo de Sulowski, a linha de vida foi dimensionada com um cabo de 3/8" de diâmetro e alma de fibra 6x19 *Seale*, com limite de ruptura de 6,10 toneladas força. Os tubos para a base de apoio recomendados são de diâmetro externo de 60,3 mm e espessura de 5,54 mm.

REFERÊNCIAS

Catálogo Grupo AçoTubo. São Paulo. Disponível em: <http://acotubo.com.br/wp-content/uploads/2016/08/ACO_005_Catalogos_Acotubo2016_OnLine_02_TubosAco.pdf>. Acesso em 25 Jul 2018.

Catálogo Manual Técnico de Cabos, CIMAF. São Paulo, agosto 2012. Disponível em: <<https://www.aecweb.com.br/cls/catalogos/aricabos/CatalogoCIMAF2014Completo.pdf>>. Acesso em 25 de Jul 2018.

Barbosa, J. “Dinâmica da queda - Impactos sobre o trabalhador e a linha de vida”. Disponível em: <<https://consultoriaengenharia.com.br/seguranca-ocupacional/dinamica-da-queda-trabalho-em-altura/>>. Acesso em 20 Jul 2018.

NR 35, 2014. “Norma Regulamentadora 35: Trabalho em Altura”. Disponível em: <<http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr35.htm>>. Acesso em 20 Jul 2018

Sampaio, J.C.A. e Simon, W.R., 2017, “Guia prático para cálculo de linha de vida e de restrição para a indústria de construção”. Serviço Social da Indústria. Disponível em: <https://cbic.org.br/wpcontent/uploads/2017/12/guia_pratico_para_calculo_de_linha_de_vida_e_restricao_para_industrin_da_construcao.pdf>. Acesso em 17 Jul 2018

Sulowski, A.C. Collective fall protection for construction workers. Informes de la construcción. Espanha, v 66, 9 p., 2014. Disponível em: <http://informesdelaconstruccion.revistas.csic.es/index.php/informesdelaconstruccion/article/viewfile/2991/3314>. Acesso em 17 Jul 2018

Tuuti, 2016. “Como funciona um talabarte de posicionamento”. Disponível em: <<https://www.epi-tuuti.com.br/blog/comofunciona-um-talabarte-de-posicionamento/>>. Acesso em 25 Jul 2018.

SOBRE OS ORGANIZADORES

Henrique Ajuz Holzmann - Professor assistente da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Graduação em Tecnologia em Fabricação Mecânica e Engenharia Mecânica pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Mestre em Engenharia de Produção pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Doutorando em Engenharia e Ciência dos Materiais pela Universidade Estadual de Ponta Grossa. Trabalha com os temas: Revestimentos resistentes a corrosão, Soldagem e Caracterização de revestimentos soldados.

João Dallamuta - Professor da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Engenheiro de Telecomunicações pela UFPR. Especialista em Inteligência de Mercado pela FAE Business School. Mestre em Engenharia pela UEL. Trabalha com os temas: Inteligência de Mercado, Sistemas Eletrônicos e Gestão Institucional.

Agência Brasileira do ISBN
ISBN 978-85-7247-246-3

