

METODOLOGIA DE PROJETO DE FREIO DE ROLO PARA APLICAÇÃO EM MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO

Maurício Tripicchio dos Santos, mauriciot.santos@outlook.com¹

Pedro César de Oliveira Paulino, cesar.opaulino@gmail.com¹

Vanessa Seriacopi, vanessa.seriacopi@maua.br²

Adalto de Farias, adalto.farias@maua.br²

Ed Cláudio Bordinassi, ecb@maua.br²

Sérgio Luis Rabelo de Almeida, prof.sergio@mackenzie.br¹

¹Universidade Presbiteriana Mackenzie, Rua da Consolação, 930 - Consolação, São Paulo – SP - 01302-907

²Instituto Mauá de Tecnologia, Praça Mauá 1, São Caetano do Sul – SP – 09580-900

Resumo. *Freios são componentes essenciais de máquinas de elevação e transporte, como guinchos e guindastes, pois garantem a segurança e o bom ciclo de operação do equipamento. Dentre as diversas concepções de freios mecânicos, este trabalho teve como objetivo estabelecer uma metodologia de projeto preliminar de freios de rolos para aplicações de média carga em guinchos como alternativa de melhor desempenho, maior durabilidade e menores custos em relação aos freios a disco tradicionais. A metodologia adotada focou basicamente no dimensionamento dos elementos rolantes estabelecendo as tensões de resistência à fadiga mecânica a partir de uma lista de requisitos de desempenho. A partir do cálculo do projeto, foram verificados os materiais mais adequados para fabricação do freio de rolo, bem como o tratamento térmico e superficial que esses materiais devem receber. O projeto foi desenvolvido utilizando o software SolidWorks® e testes de campo preliminares foram realizados com um protótipo funcional, desenvolvido com uma empresa parceira. Verificou-se que o freio de rolo de contato atendeu as solicitações do equipamento mostrando-se satisfatório. Assim, estabeleceu-se uma melhoria na competitividade em termos de qualidade e custo em relação à solução atual.*

Palavras Chave: *freio de rolo, fadiga, metodologia de projeto mecânico*

1. INTRODUÇÃO

Os freios são componentes essenciais para equipamentos de elevação e transporte, pois, garantem segurança e bom ciclo operacional. Dentre os diversos princípios envolvidos, os freios de atrito são os mais comuns. Tais dispositivos operam de modo que haja um componente fixo em uma estrutura, portanto possui velocidade angular nula, e haja outro componente rotativo. Quando o sistema de freio é acionado, duas ou mais superfícies são pressionadas uma contra a outra por meio de uma força normal, gerando uma força de atrito que, por sua vez, gera um torque capaz de reduzir gradativamente a velocidade angular até se tornar nula. Os freios acionados por superfícies de atrito são divididos principalmente em três tipos: freio a disco, freio a tambor e freios cônicos (GRADELA, 2013). Este tipo de sistema de frenagem é caro pois, é composto de várias peças fabricadas e também requer manutenção regularmente.

A pesquisa atual em tecnologia de frenagem está focada no desenvolvimento de Sistemas ABS e estratégias de controle específicas para aplicações em veículos. Minh Vu *et al* (2016) desenvolveram um laboratório real de sistema antibloqueio de frenagem (ABS) para veículo e realizaram experimentos reais para verificar a capacidade deste ABS em evitar que a roda do veículo seja travada durante a frenagem. Dois controladores de PID e lógica fuzzy foram testados para análise e comparação. Outro trabalho de Lee *et al* (2014) projetou um algoritmo de controle de frenagem autônomo baseado na distância de parada prevista. Este sistema foi validado em testes de veículos autônomos e demonstrou que o veículo em questão pode evitar a colisão de forma eficaz.

Não existem muitas literaturas sobre o sistema de frenagem aplicado em máquinas de elevação, por exemplo, como foi feito por Che *et al* (2015) que propuseram um método de frenagem de emergência que suprime com sucesso a oscilação da carga útil durante o processo de frenagem em ponte rolante. Além disso, Xu *et al* (2019) propuseram um freio multidisco que monitora a pressão positiva do freio em tempo real e possui uma determinada função de diagnóstico de falha do freio e desenvolveu um protótipo funcional para aplicação em talha de mina. Em relação aos freios de rolos (ou embreagens unidirecionais) Dutt *et al* (2019) compararam os valores analíticos de tensão de contato com os valores de FEA e estudaram como os parâmetros mais eficazes podem influenciar a funcionalidade da embreagem. Além disso, a

otimização foi feita no sentido de variar esses parâmetros mantendo-se na faixa de desenho geométrico que resulta e também melhorando a vida útil e a capacidade de transmissão de torque da embreagem de rolos. Nenhuma aplicação prática foi realizada.

Este trabalho discute uma metodologia de projeto analítico para um conceito alternativo, mais simples e econômico de freio que é o dispositivo de frenagem de rolos. Um exemplo de dimensionamento é desenvolvido com dados reais de um guincho comercial de média carga e é realizada uma análise de custo comparando freios multidisco e freios de rolos.

2. METODOLOGIA

A metodologia proposta do projeto de freios é apresentada na figura 1. Uma breve discussão e suposições foram feitas a seguir.

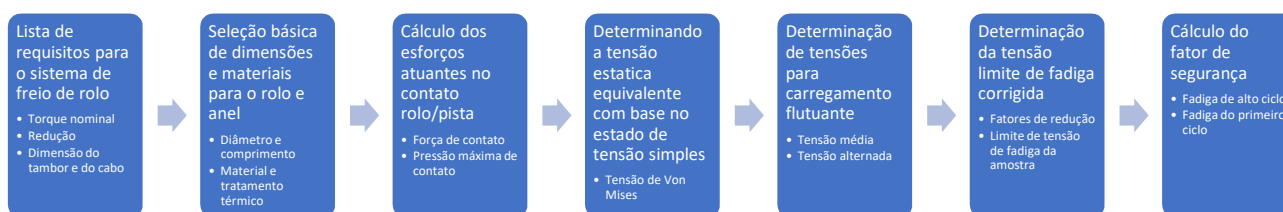


Figura 1. Fluxograma de metodologia de design. (fonte: autoria própria)

O primeiro passo na metodologia é definir os requisitos básicos que o sistema de freio deve atender. Isso inclui o torque nominal, a relação de transmissão e as dimensões do tambor e do cabo. A próxima fase é estimar o diâmetro e comprimento do rolo, bem como o material/tratamento das peças principais. A terceira etapa é o cálculo dos esforços no contato entre rolo e pista, seguido da determinação da tensão de Von Mises. Nesse ponto, também é possível determinar as tensões médias e alternadas e estimar a resistência à fadiga corrigida. A última etapa é calcular o fator de segurança para as condições de alto ciclo e primeiro ciclo.

2.1 Conceito e Operação

O freio de rolo consiste em um ou mais rolos, dois ou mais cubos e uma camisa, ou pista de rolagem externa.

O freio de dois cubos é o mais utilizado e, portanto, é o que vem sendo estudado. Este freio foi adaptado a partir da ideia do mancal anti-recuo mais comum, que é composto por um cubo central, roletes e uma pista de rolagem externa e seu funcionamento é o seguinte: conforme mostrado na figura 2, o cubo central possui entalhes em seu diâmetro, que acomodam os rolos. A pista externa é semelhante a um rolamento de rolos comum, cilíndrico e sem entalhe.

As ranhuras são feitas em forma de cunha e, ao rodar no sentido anti-horário, conforme mostrado na figura 2, acomode os roletes no lado mais largo da cunha, empurrando-os. Quando a rotação é reversa, o rolete não é arrastado pelo entalhe e, portanto, se acomoda no lado mais estreito da cunha, sendo empurrado contra a pista externa e, finalmente, travando e impedindo a rotação.



Figura 2. Partes do rolamento anti-retorno (fonte: Vídeo TecTor no Youtube, Abril 2018)

Na aplicação de guinchos, é necessário que o motor gire nos dois sentidos, sem frear, por isso foram feitas algumas alterações no mancal anti-retorno para conseguir essa afirmação.



Figura 3. Freio de rolo de atrito. (fonte: autoria própria)

No exemplo representado pela Figura 3, há dois pares de cubos. O par 1, dado pelos cubos A e C que são chamados de par motor e o par 2 pelos cubos B e D que são chamados de par movido.

Quando o conjunto trabalha com a rotação proveniente do par de motores, tanto no sentido horário quanto no anti-horário, os roletes acomodam e giram livremente nas ranhuras do Cubo C. Quando a rotação vem do par movido (que significa a carga), pela liberdade que permite algum movimento angular do par movido em relação ao par motor, o cubo movido empurra o rolete para fora fazendo com que ele entre em contato com a pista externa e assim quebrando o sistema.

2.2 Revisão do Projeto

A seguinte formulação foi desenvolvida de acordo com (Norton, 2004) considerando que o principal mecanismo de falha seria a compressão e fadiga mecânica do rolo do freio.

O torque no freio pode ser calculado pelo produto da carga útil pelo raio do tambor mais cabo, porém pela configuração de montagem do guincho o torque gerado pela carga passa pela redução antes de atingir o freio, reduzindo a carga conforme a redução do redutor como mostrado na Eq. (1).

$$T = \frac{Q}{i} * \frac{d_{carr} + d_{cab}}{2} \quad (1)$$

Onde: T = torque máximo de projeto [N.mm], Q = carga útil [N], d_{carr} = diâmetro do tambor [mm], d_{cab} = diâmetro de cabo de aço [mm] e i = relação de transmissão.

A força aplicada na região de contato, considerada retangular, é definida pelo equilíbrio entre o torque de ruptura de projeto e o torque de atrito no rolo Eq. (2). A Figura 4 mostra a geometria e os parâmetros da região de contato.

$$F = \frac{T}{\mu \cdot n \cdot d_r} \quad (2)$$

onde: F = força de contato atuante [N], T = torque máximo de projeto [N.m], n = número de rolos, d_r = diâmetro do rolo [m], μ = coeficiente de atrito.

A pressão máxima gerada na pista dos roletes de contato ocorre no centro da superfície de contato, conforme mostrado na Figura 4. (Zem *et al*, 2014) e pode ser avaliada pela Eq. (3).

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot a \cdot L} \quad (3)$$

Onde: $P_{m\acute{a}x}$ = pressão máxima gerada [MPa], a = metade da largura da área de contato [m], L = largura de contato entre os rolos e cubo [m].

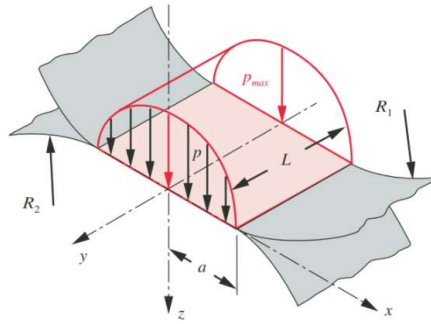


Figura 4. **Distribuição de pressão nas superfícies de contato entre os cilindros** (fonte: NORTON, 2004)

A metade da largura da área de contato entre os cilindros (a) depende dos materiais em contato e da geometria. Ela é definida a partir da Eq. (4).

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{m_1 + m_2}{B} \cdot \frac{F}{L}} \quad (4)$$

onde: m_i = constante do material {Eq. (5)}, B = constant geométrica {Eq.(6)}.

$$m_i = \frac{1 - \nu_i^2}{E_i} \quad (5)$$

Onde: E_i = módulo de elasticidade do material i [Pa], ν_i = coeficiente de poisson do material i . O índice i igual a 1 significa rolo e igual a 2 significa anel externo.

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (6)$$

Onde: R_i = raio de curvature do componente i [m], O índice i igual a 1 significa rolo e igual a 2 significa anel externo.

A pressão na região de contato cria um estado triplo de tensões no material, onde as três tensões aplicadas são de compressão e máxima na superfície de contato, que diminuem rapidamente à medida que se afastam do ponto de contato em qualquer eixo. No caso de contato entre cilindros, o estado de tensões ao longo dos eixos x , y e z são definidos pela Eq. (7), Eq. (8) (Norton, 2004).

$$\sigma_x = \sigma_z = -p_{\text{máx}} \quad (7)$$

$$\sigma_y = -2 \cdot \nu \cdot p_{\text{máx}} \quad (8)$$

Considerando o estado de tensão plana, é possível determinar a tensão de Von Mises, conforme a Eq. (9).

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (9)$$

O regime de trabalho do equipamento deveria sofrer cargas cíclicas que ocorrem a cada ciclo de içamento, que varia de carga total do equipamento e carga zero, quando o freio não é acionado. A abordagem utilizada para obter o fator de segurança pelo limite de fadiga foi baseada no critério elíptico ASME, pois este é um modelo baseado nas tensões média e alternada e possui boa representação dos dados experimentais. O cálculo do fator de segurança à fadiga é dado pela Eq. (10) (Budynas & Nisbett, 2016).

$$F_{sf} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2}} \quad (10)$$

Onde: σ_a = tensão normal nominal alternada [MPa], σ_m = tensão normal nominal média [MPa], S_y = tensão de escoamento do material [MPa] e S_e = resistência à fadiga corrigida [MPa].

O cálculo do limite corrigido de fadiga foi feito usando a resistência à tração do material e os fatores de redução conforme a Eq. (11). (Budynas & Nisbett, 2016).

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e \quad (11)$$

Onde: S_{ut} = limite de resistência à tração [MPa], S_y = tensão de escoamento [MPa], S_e = resistência à fadiga corrigida [MPa], S'_e = resistência à fadiga não corrigida (=700 MPa for $S_{ut} \geq 1400$ MPa), K_a = fator de superfície, K_b = fator de tamanho, K_c = fator de carregamento, K_d = fator de temperatura, K_e = fator de confiabilidade e K_f = fator de vários efeitos.

2.3 Requisitos de Projeto

O equipamento selecionado para o projeto do freio é o guincho TGI 5000, que tem a seguinte ficha técnica:

- Redução: 55.2375: 1
- Diâmetro do tambor: 273 mm
- Diâmetro do cabo de aço: 12.7 mm
- Carga útil: 50,000 N na primeira camada de cabos
- Rotação do motor (n): 600 rpm

A montagem do equipamento é feita da seguinte forma: motor, freio, redução e tambor, respectivamente.

Como primeiro trilho, foram utilizados rolos construídos em SAE 52100, diâmetro: 8 -10 mm e comprimento: 50 mm e anel externo diâmetro interno 63 mm construído em SAE 4140. A tabela 1 contém as propriedades mecânicas típicas desses materiais.

Tabela 1. **Propriedades dos materiais para o rolo e anéis** (Fonte: (ASM International, 1991) e (GGD Metals, 2017)).

Propriedades dos Materiais	SAE 52100	SAE 4140
Tensão de tração final, MPa	1720	650 - 880
Tensão de escoamento, MPa	1570	350 - 550
Dureza	495 HB	Up to 66 HRC
Módulo de Elasticidade, GPa	190 - 210	190 - 210
Coefficiente de Poisson	0.27 - 0.30	0.27 - 0.30

O aço SAE 4140 deve ser temperado e revenido a 300°C por 48 minutos para atingir uma tensão de escoamento de 1500 MPa e dureza de 50 HRC. A tensão de escoamento foi considerada de 1500 MPa por ser uma tensão média atingida no revenimento deste material (PENHA, 2010). Também, para a fabricação dos rolos, foi utilizada a norma industrial SAE 52100. Para o cálculo posterior, foi utilizada a tensão de escoamento igual da pista externa e do cubo, fixada em 1500 MPa e a tensão de tração final em 1700 MPa.

3. RESULTADOS

3.1 Estudo de Caso

Foi desenvolvida uma planilha contendo o cálculo da variável de projeto como entrada de dados e o coeficiente de segurança como saída. A tabela 2 mostra os resultados obtidos para a configuração geométrica de 3 rolos.

Tabela 2. **Resultados do Projeto (Carga Útil – 50000 N)** (autoria própria)

Parâmetros	Conf. 1 Diâmetro do rolo – 8 mm, comprimento – 50 mm	Conf. 2 Diâmetro do rolo – 10 mm, comprimento – 50 mm	Conf. 3 Diâmetro do rolo – 8 mm, comprimento – 62,5 mm
Torque do freio, N.m	129.305	129.305	129.305
Força de contato, kN ($\mu = 0,907$)	5.942	4.754	5.942
m_i (ambos os aços), Pa ⁻¹	$5.135 \cdot 10^{-12}$	$5.135 \cdot 10^{-12}$	$5.135 \cdot 10^{-12}$
B, m ⁻¹	140.873	115.873	140.873
a, m	$7.427 \cdot 10^{-5}$	$7.325 \cdot 10^{-5}$	$6.643 \cdot 10^{-5}$
Pressão máxima, MPa	$1.019 \cdot 10^3$	826.37	911.166
Tensão atuante no eixo x, MPa	$-1.019 \cdot 10^3$	-826.37	-911.166
Tensão atuante no eixo y, MPa	-570.48	-462.767	-510.253
Tensão de Von Mises, MPa	884.347	717.373	790.984
Resistência à fadiga corrigida, MPa (Considerando 90% de confiabilidade e superfície retificada)	448.104	448.104	448.104
Fator de Segurança de fadiga	0.971	1.197	1.086
Fator de Segurança do primeiro ciclo (escoamento)	1.696	2.097	1.896

A primeira escolha levou a um fator de segurança inferior a 1, o que pode significar uma vida útil do ciclo de freio inferior a 10^6 . Também pode ser visto que o diâmetro do rolo tem uma influência maior no fator de segurança geral à fadiga ou mesmo na segurança do primeiro ciclo fator quando comparado ao seu comprimento.

3.2 Avaliação de custo

Para comparar os custos de produção do freio de rolos e dos freios multidisco comuns, foram considerados todos os custos de fabricação das peças fabricadas, bem como das peças padrão como rolamentos, parafusos ou arruelas. Desde a compra do material até a montagem do produto final, os custos foram divididos entre custos de material e custos de usinagem.

Do custo total de produção de cada um dos freios, ou seja, da soma dos custos de material e usinagem dos respectivos freios conforme tabela 3, pode-se observar que a produção do freio de rolos representa 20,57% do custo de produção do freio multidisco.

Tabela 3. **Tabela de custos comparativa entre freio de rolo e multidisco** (autoria própria)

Tipo de custo	Tipo de freio – Carga útil 50000 N	
	Freio de rolo	Freio multidisco
Materiais, R\$	84.61	976.60
Usinagem e montagem, R\$	200.75	410.37
Custo total, R\$	285.36	1386.98

4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Conforme proposto inicialmente, este trabalho apresentou uma metodologia de projeto preliminar para sistemas de frenagem de rolos aplicados em máquinas de elevação.

O sistema de freio multidisco ainda é um sistema amplamente difundido na área, seu funcionamento é relativamente simples e aparentemente de baixo custo. O sistema de freio de rolo, por outro lado, exige uma visão mais técnica do profissional nos procedimentos de dimensionamento, mas é igualmente eficaz.

O caso de dimensionamento, embora preliminar, pode levar a uma configuração geométrica e de material composta por fator de segurança adequado e vida útil do ciclo de freio superior a 10^6 . Observa-se que o diâmetro do rolo tem maior influência no fator de segurança geral à fadiga ou mesmo no primeiro fator de segurança do ciclo em relação ao seu comprimento.

A partir dos materiais selecionados, critérios de resistência e processos de fabricação utilizados no dimensionamento do freio de roletes comprovou-se que é uma excelente alternativa para projetos de máquinas de elevação, pois é equivalente em termos de resistência e muito mais vantajoso em termos de custo que o freio multidisco, apresentando uma redução de custo de quase 80%.

5. REFERÊNCIAS

- ASM International. (1990). ASM Handbook (10 ed., Vol. 1). Materials Park, Ohio, United States of America: ASM International.
- ASM International. (1991). ASM (10 ed., Vol. 4). Materials Park, Ohio, USA: ASM International.
- Beer, F. P., & Johnston, E. R. (2011). Resistência dos Materiais (5 ed., Vol. 1). Connecticut: Pearson.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2016). Elementos de máquinas de Shigley (10 Edição ed.). Porto Alegre: AMGH Editora Ltda.
- Chen, H.; Fang, Y. ; Sun, N. A payload swing suppression guaranteed emergency braking method for overhead crane systems, Journal of vibration and control, October 2018, Vol.24(20), pp.4651-4660
- Diulgheroglo, P. A. (22 de 03 de 2011). Fundamentos de Freios e seus Componentes. Fundamentos de Freios e seus Componentes. São Paulo, São Paulo, Brasil: SAE Brasil.
- Dutt, K. A.; Soni, S. B.; Patel, D. V. Hertzian Contact Stress Analysis in Roller Power Transmission One-Way Clutch by using Finite Element Analysis, Advanced Engineering Optimization Through Intelligent Techniques, July, 2019, pp 621-630
- GGD Metals. (2017). ggdmetals. Acesso em 8 de Novembro de 2017, disponível em ggdmetals: <http://www.ggdmetals.com.br/produto/>
- Gradela, F. B. (15 de 07 de 2013). Identificação das falhas utilizando FMEA no sistema de freios de carros de competição on-road. São Carlos, São Paulo.
- José, J. (2015). <https://www.dm.com.br/opiniao/2015/07/origem-e-historia-da-roda-parte-i.html>. Acesso em 06 de 11 de 2017, disponível em DM OPINIÃO: <https://www.dm.com.br/opiniao/2015/07/origem-e-historia-da-roda-parte-i.html>
- Juvinall, R. C., & Marshek, K. M. (2016). Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora.
- Lee, D. ; Kim, S. ; Kim, C. ; Huh, K. Development of an autonomous braking system using the predicted stopping distance, International Journal of Automotive Technology, 2014, Vol.15(2), pp.341-346
- Luz, G. (2017). Acesso em 8 de Novembro de 2017, disponível em [http://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/Minh-VU-T.-Oamen-G.-Vassiljeva-K.-Teder-L.-Development-of-Anti-lock-Braking-System-\(ABS\)-for-Vehicles-Braking-Open-Engineering-\(Warsaw\)-01-November-2016-Vol.6\(1\)](http://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/Minh-VU-T.-Oamen-G.-Vassiljeva-K.-Teder-L.-Development-of-Anti-lock-Braking-System-(ABS)-for-Vehicles-Braking-Open-Engineering-(Warsaw)-01-November-2016-Vol.6(1))
- Niemann, G. (1971). Elementos de Máquinas (1 ed., Vol. 1). Munich, Alemanha: Blucher.
- Norton, R. L. (2004). Projeto de Máquinas. Massachusetts: Bookman.
- Penha, R. N. (2010). Modelagem do processo de revenimento por redes neurais. São Carlos, São Paulo, Brasil.
- Santiago, E. (2013). <https://www.infoescola.com/cultura/roda/>. Acesso em 06 de 11 de 2017, disponível em INFO ESCOLA: <https://www.infoescola.com/cultura/roda/>
- Tec tor Industria e Comércio de equipamento Ltda (1986). Tec Tor. Acesso em 01 de novembro de 2017, disponível em <http://www.tector.com.br/produto/contra-recuos>. TORQ GEAR. (Março de 2018). São Paulo, São Paulo, Brasil.
- Xu, G. ; Song, D. ; Zhang, D. ; Zhang, X. A novel mechanical design of disc brakes for fault diagnosis and monitoring positive braking pressure in mine hoist, Advances in Mechanical Engineering, Apr 2019, Vol.11(4)
- Zem, C., Quintana, G. D., Zanetti, P. V., & Torso, R. V. (2014). Análise técnica das alterações de material e tratamento térmico do anel externo de um contra-recuo. Itatiba, São Paulo, Brasil.

6. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso incluído neste artigo.

ROLLER BRAKE DESIGN METHODOLOGY FOR APPLICATION IN LIFTING MACHINES

Maurício Tripicchio dos Santos, mauriciot.santos@outlook.com¹

Pedro César de Oliveira Paulino, cesar.opaulino@gmail.com¹

Vanessa Seriacopi, vanessa.seriacopi@maua.br²

Adalto de Farias, adalto.farias@maua.br²

Ed Cláudio Bordinassi, ecb@maua.br²

Sérgio Luis Rabelo de Almeida, prof.sergio@mackenzie.br¹

¹Universidade Presbiteriana Mackenzie, Rua da Consolação, 930 - Consolação, São Paulo – SP - 01302-907

²Instituto Mauá de Tecnologia, Praça Mauá 1, São Caetano do Sul – SP – 09580-900

Abstract. *Brakes are essential machine components in lifting and transportation machine design, such as winches and cranes, since they ensure safety and the proper operating cycle of the equipment. Among the wide range of mechanical brake conceptions, this work aimed to establish a preliminary design methodology for roller brakes for medium load applications in winches as an alternative of better performance, greater durability and lower costs compared to traditional disc brakes. The adopted methodology basically focused on the dimensioning of the rolling elements establishing the stresses of mechanical fatigue resistance from a list of performance requirements. From the design calculation, the most suitable materials for manufacturing of the contact roller brake were verified, as well as the thermal and superficial treatment that these materials should receive. The project was developed using SolidWorks® software and preliminary field tests were conducted with a functional prototype, developed with a partner company. It was found that the contact roller brake met the requirement for a specific equipment showing itself to be satisfactory. Thus, an improvement in competitiveness was established in terms of quality and cost when compared to the current solution.*

Keywords: *roller brakes, fatigue, mechanical design methodology*