



ESTUDO DA OTIMIZAÇÃO DE CAVALETES MÓVEIS UTILIZADOS NA LINHA DE PRODUÇÃO DE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS

Felipe Fernandes¹

Daniel Fritzen²

José Luiz Salvador³

Resumo: O presente trabalho propôs a otimização dos cavaletes móveis atuais utilizados no processo de fabricação de implementos rodoviários, que são superdimensionados, não padronizados e de difícil movimentação, requerendo muitas vezes o auxílio de ponte rolante ou empilhadeiras. Como consequência da forma de trabalho atual, o intervalo, tempo entre o final do processo até o início do outro processo, torna-se perceptível e ocioso para os profissionais do setor, mostrando-se um processo ineficiente, pois, objetivamente resulta em três impactos negativos: mão de obra ociosa, processo de fabricação moroso, e por conta de ambos os impactos, custo de fabricação mais oneroso do que o necessário. Através de uma estrutura nova projetada, calculada por método analítico e simulada pelo *software Solidworks®*, trouxe uma redução de massa de 80%, e também a padronização das dimensões. A identificação do coeficiente de resistência ao rolamento, auxiliou no dimensionamento da roda e diminuição da força de movimentação. Foi realizado um teste de força de tração em campo, onde alguns cavaletes de massas distintas foram puxados para determinação da força máxima de movimentação. Adicionalmente foi realizada a avaliação dos rolamentos, que atualmente em alguns casos são trocados de forma prematura.

Palavras-chave: Cavaletes Móveis. Otimização. Padronização.

1 INTRODUÇÃO

Atualmente as indústrias de todos os países estão passando por várias mudanças em desenvolvimento e otimização de seus processos, com isso vem a necessidade da fabricação de um produto inovador com alta qualidade, atado a um preço competitivo de mercado. Na indústria de implementos rodoviários não é diferente, segundo a ANFIR (Associação Nacional de Fabricantes de Implementos Rodoviários), no ano de 2013, período de janeiro a dezembro, o mercado nacional chegou a emplacar aproximadamente 177,9 mil implementos, sendo um número recorde, incluindo produtos como basculante, carga seca, graneleiro, carrega tudo, tanque, porta container, entre outros. Esta produtividade em alta escala deve ser atendida pelas empresas brasileiras, e

¹ Graduando em Engenharia Mecânica, UNISATC. E-mail: felipe.fernandes_@hotmail.com

² Professor UNISATC. E-mail: daniel.fritzen@satc.edu.br

³ Professor UNISATC. E-mail: jl.salvador@hotmail.com



o prazo de entrega de um implemento ao cliente passa a ser vital para que uma empresa se mantenha competitiva, pois o atraso leva-o a insatisfação por incapacidade de utiliza-lo para fazer transporte de cargas e gerar seu lucro. Atualmente, os implementos fabricados na empresa Librelato S.A. Implementos Rodoviários, com grande tamanho e massa, são movimentados por cavaletes móveis atrelados a trilhos no piso da fábrica, passando por todos os setores necessários. Em decorrência da produtividade em grande escala de empresas deste segmento, é nítida a necessidade de alcançar um processo mais enxuto possível, evitando contratempos, retrabalhos, atrasos de entrega, ou qualquer outra situação que possa afetar no tempo de fabricação do produto e seu lucro final, e direcionando a empresa para uma posição mais competitiva no mercado.

O objetivo deste trabalho está em realizar um estudo da otimização de cavaletes móveis da linha produtiva de implementos rodoviários, utilizados durante a sua fabricação, com foco na padronização dos mesmos, redução de peso atado a segurança de movimentação, cálculo da força necessária de movimentação, e especificação dos rolamentos adequados para sustentar as cargas previstas. Por fim, com a utilização de todas essas melhorias, deseja-se reduzir o tempo de ociosidade dos profissionais em cada posto de trabalho, ocasionado pela incapacidade de movimentar os implementos manualmente, e assim, minimizando o *lead time* do implemento, impactando positivamente nos custos envolvidos.

2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

Para a obtenção dos resultados foi necessário o estudo de algumas áreas essenciais da mecânica, que fundamentaram esta pesquisa e levaram aos resultados finais esperados. Na área de Resistência dos Materiais, que através dos cálculos analíticos e simulações computacionais auxiliado a ferramentas CAD e CAE, projetou-se a estrutura física adequada do cavalete, com foco na padronização de geometria, atado a redução de massa e mantido a segurança, em virtude da seleção do material adequado em relação ao custo, disponibilidade e resistência. Adicionalmente, o estudo da força de movimentação e resistência ao rolamento, que é possível determinar as forças envolvidas durante o atrito proporcionado pela carga movimentada entre os trilhos e as rodas, e Elementos de Máquinas que auxiliam na correta especificação de rolamentos e rodízios adequados para a aplicação.



2.1 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS ESTRUTURAIS

A determinação dos esforços atuantes na estrutura decorrente da movimentação é a chave necessária para dar início aos estudos e desenvolver a melhor solução a este problema. A resistência dos materiais estuda as relações de esforços externos aplicados a um corpo e as reações internas provenientes da força e intensidade aplicada, através da deformação do mesmo (Hibbeler, 2017).

A identificação desses esforços atuantes durante o trabalho, assim como as direções e intensidade que são impostas as cargas, é de suma importância ao selecionar o material adequado para a aplicação, também para definir a melhor geometria de montagem aplicável no projeto para diminuição de massa sem comprometer a segurança. Deve-se levar em consideração a condição de serviço do produto que nos determina os esforços no qual ele será submetido e também a sua deterioração, que afeta as propriedades dos materiais durante um período de tempo curto ou longo de utilização em serviço (Callister, 2000).

Dentre a diversidade de materiais, os mais utilizados em aplicações onde se exigem propriedades mecânicas como resistência mecânica, resistência a tração e resistência ao desgaste, como também uma boa durabilidade, os metais são materiais que atingem as propriedades solicitadas por um projeto. A Tabela 1 apresenta alguns tipos de materiais utilizados na empresa e algumas das propriedades mais comuns de muitos projetos.

Tabela 1 - Valores típicos de propriedades mecânicas de materiais.

Material	Limite de Escoamento [MPa]	Limite de Resistência a Tração [MPa]	Alongamento [%]
Aço A-36	250	400-550	20-23
Aço 1060	400	485-620	10
Aço Hardox 400	700-950	1000-1200	10
Aço Domex 700 MC	700	750-950	22

Fonte: do Autor (2019).

Os materiais citados são atualmente encontrados na empresa onde os cavaletes móveis se encontram, as propriedades foram retiradas dos catálogos utilizados pela engenharia e normas, assim facilitando a escolha do mais adequado para a aplicação.



Segundo Hibbeler (2017), a tensão de um corpo está totalmente relacionada pela carga aplicada em relação a área do corpo sujeito a tensão, podendo ser de compressão ou tração, é calculada através da Equação 1:

$$\sigma = \frac{P}{A} [Pa] \quad (1)$$

Onde:

σ = Tensão normal média em qualquer ponto na área da seção transversal [Pa]

A = Área da seção transversal [m²]

P = Força normal [N]

A tensão de cisalhamento é calculada através da Equação 2:

$$\tau_{m\u00e9dia} = \frac{V}{A} [Pa] \quad (2)$$

Onde:

$\tau_{m\u00e9dia}$ = Tensão de cisalhamento média na seção [Pa]

V = Força de cisalhamento interna resultante na seção determinada [N]

A = Área na seção [m²]

Outro fator interessante que não pode passar despercebido é o fator de segurança de um projeto. O mesmo é responsável por uma faixa de segurança, é a razão entre a tensão de ruptura com a tensão admissível, visto na Equação 3:

$$FS = \frac{\sigma_{rup}}{\sigma_{adm}} [-] \quad (3)$$

Onde:

σ_{rup} = Tensão de ruptura do material [Pa]

σ_{adm} = Tensão admissível do material [Pa]

FS = Fator de segurança [-]



Com a mesma importância os esforços de flambagem devem ser considerados no projeto, pois, é o fenômeno físico que pode ocorrer pela compressão dos corpos, calculado pela Equação 4:

$$P_{cr} = \frac{(\pi^2 \times E \times I)}{(K \times L)^2} [N] \quad (4)$$

Onde:

P_{cr} = Carga crítica na coluna imediatamente no início da flambagem. [N]

E = Módulo de elasticidade. [MPa]

I = Menor momento de inércia para área da seção transversal da coluna. [m⁴]

L = Comprimento da coluna. [m]

K = Fator de comprimento efetivo [-]

O valor de (K) é definido pelo método de engaste das colunas, é um valor tabelado, exemplo de uma extremidade engastada e outra livre, sendo igual a 2. O módulo de elasticidade é obtido através da literatura ou fornecedores, do aço, o autor cita 200 GPa (Hibbeler, 2017).

2.2 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

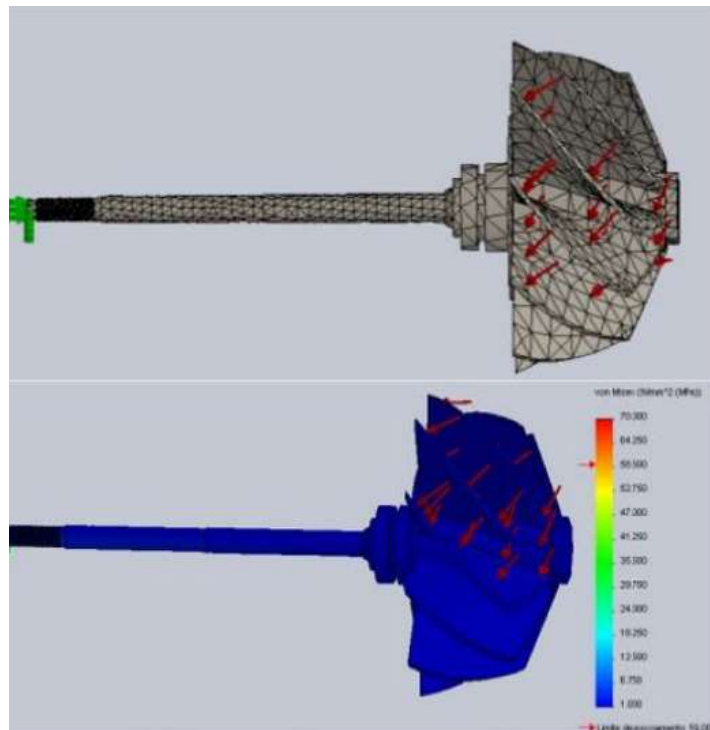
A partir da década de 1960 ficou marcada a entrada das plataformas de auxílio para desenvolvimento e análise de novos projetos, como foi o exemplo da Agência Norte-Americana Espacial (NASA), com a ida do homem até a Lua, ficou registrado a importância desses métodos de validação de projetos, com redução de tempo e custos de desenvolvimento de projetos, utilizando-se a plataforma CAD (*Computer Aided Design – Projeto Auxiliado por computador*) e a plataforma CAE (*Computer Aided Engineering – Engenharia Assistida por Computador*), responsáveis por criação gráfica e modelagem de elementos estruturais diretamente por um computador, e simulações através do método de elementos finitos, que trazem resultados precisos com mais rapidez (Fialho, 2008).

O método por elementos finitos parte da simulação do comportamento de uma estrutura previamente projetada sob determinados esforços, com a utilização do modelo computacional composto de vários elementos. A solução de um sistema de equações algébricas, demonstra o comportamento da estrutura, porém apenas a utilização deste

método não garante totalmente a assertividade nos resultados, sendo necessário outro método, possibilitando a comparação dos resultados (Soriano, 2009).

Existem alguns *softwares* atualmente que são muito utilizados para desenvolvimento destas simulações, como é o caso do *Ansys®* e o *Abaqus®*, específicos para esta finalidade, como também o *Solidworks®* que tem sua especificidade voltada para o CAD com recursos CAE auxiliares. Para o caso estudado o *Solidworks®* atende ao método de projeto e simulação, sendo um *software* de fácil acesso e utilização, encontrado no laboratório da Faculdade SATC. Exemplo de uma aplicação do *software* (Figura 1).

Figura 1- Análise de torção de um rotor de uma turbina.



Fonte: (Piazzese, 2014).

O *software Solidworks®* é um programa CAD que permite modelagem em 3D do projeto da estrutura e alteração em cada etapa do processo de simulação. A ferramenta *simulation* utiliza o método de elementos finitos, estabelecendo equações que controlam o comportamento de cada elemento com interação a outros elementos criando equações baseadas desses parâmetros para resultados mais coerentes (Piazzese, 2014).

2.3 FORÇA DE ATRITO NA MOVIMENTAÇÃO



O atrito geralmente é um problema encontrado em dinâmica, e é sempre uma resistência a direção do movimento, “A resistência é considerada com uma única força que recebe o nome de força de atrito ou simplesmente atrito” (Resnick, 2016, p. 256).

O atrito deve ser levado em consideração nos cálculos, pois o mesmo afeta diretamente na força resultante aplicada para movimentação de uma carga, e é a força que deve ser superada para que o corpo entre em movimento, conforme Equação 5:

$$F_{at} = \mu \times N \text{ [N]} \quad (5)$$

Onde:

F_{at} = Força de atrito [N]

μ = Coeficiente de atrito [-]

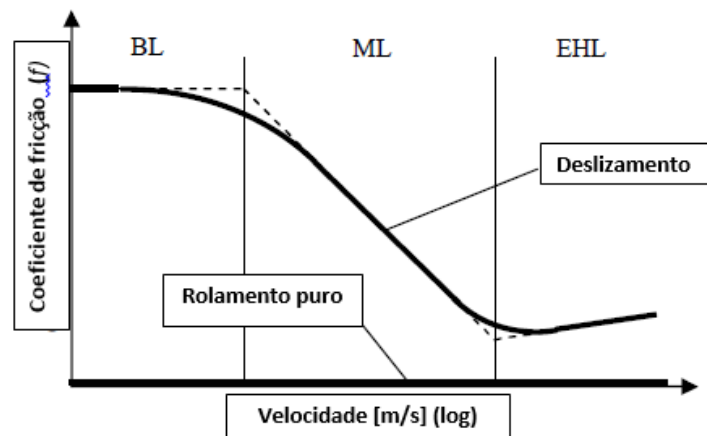
N = Força normal [N]

Esta movimentação existente pode ser classificada em dois tipos distintos, o movimento com restrição e sem restrição.

O movimento sem restrição, que faz com que o corpo se movimente livre de contatos mecânicos através da força externa que é aplicada, como é o exemplo de um campo elétron atravessando um campo carregado. A segunda, seria o movimento com restrição, onde a partícula sofre resistência durante o movimento do seu trajeto, neste segundo caso o autor cita um exemplo de uma bola de hóquei deslizando no plano horizontal de uma superfície de gelo, e também de um trem em movimento ao longo de um trilho com um cursor deslizando ao longo de um eixo fixo, ambos são afetados por forças externas, como é o caso do cursor que limita as direções da força e movimento, e também como a força de atrito atuante da bola de hóquei (Kraige, 2009).

Existem métodos de diminuição de atrito, como o caso do uso de lubrificação, mas isso deve ser estudado de acordo com a aplicação, viabilidade e necessidade. O diagrama de Stribeck é utilizado em casos onde há atrito com uso de lubrificação, incluindo-se no tipo de movimentação com restrição. O método traz suporte para o entendimento da influência da velocidade sob um regime com atrito lubrificado, a Figura 2 demonstra o atrito de roda-trilho ocasionado pela movimentação de um trem (Popovici, 2010).

Figura 2: Curva de Stribeck generalizada.



Fonte: (Popovici, 2010).

A curva gerada pelo método de Stribeck, mostra claramente as fases de transição correlacionadas ao atrito da roda-trilho em movimento, sob deslizamento e sob rolamento. Sobre deslizamento seu atrito é máximo exatamente no início do deslocamento do corpo, isso acontece no regime BL (*Boundary Lubrification – Lubrificação de Borda*), após atingir uma velocidade mais elevada entra no regime ML (*Mixed Lubrification – Lubrificação Mista*), assim decrescendo o atrito rapidamente e chegando até o regime EHL (*Elasto Hydrodynamic Lubrification – Lubrificação Elastohidrodinâmica*), onde atinge o atrito mínimo em movimento e passa aumentar em pequenas proporções com aumento da velocidade, enquanto que sob a condição de rolamento dos corpos, o atrito permanece constante e próximo de zero (Popovici, 2010).

Quando se deseja sair da condição de deslizamento ou arrasto, a utilização de conjuntos de elementos de máquinas passa a ser essencial, como eixos, rodízios e rolamentos. Logo, a carga passa a ser movimentada pela condição de rolamento. Para que essa condição possa acontecer, a força aplicada para a movimentação deve superar a resistência de rolamento, que provém do mecanismo selecionado, como materiais e lubrificação do mesmo. Para o cálculo do coeficiente de resistência ao rolamento (C_{rr}), utiliza-se a força total aplicada ou força de resistência ao rolamento (F_{rr}) para tirar a carga da inércia, dividida com peso total movimentado ou força normal (F_z), (Andersen, 2005). Como apresentado na Equação 6:

$$C_{rr} = \frac{F_{rr}}{F_z} [-] \quad (6)$$

Onde:



C_{rr} = Coeficiente de resistência ao rolamento [-]

F_{rr} = Força aplicada [N]

F_z = Força normal [N]

Este método é muito eficaz para obtenção da força necessária e movimentação da carga. Todavia, se faz necessário outras informações, como o raio da roda que tem influência direta no valor do (C_{rr}). Também deve-se considerar o tipo de material selecionado, pois quando um material sofre uma carga, uma deformação na geometria ocorre, de modo a produzir uma distância de contato diferente, que é diferente de material para material (Equação 7), (Hibbeler, 2013).

$$F_{rr} = \frac{(F_z \times a)}{r} \quad (7)$$

Onde:

a = Distância de contato [mm]

r = Raio da roda [mm]

O valor da distância de contato (a) é citado dois exemplos, sendo de 0,5 mm para uma roda de aço médio que rola sobre o trilho, e de 0,1 mm para rolamentos de esferas de aço endurecido sobre aço. O autor afirma que são valores difíceis de determinar, porem são de grande utilidade para aproximação da força de movimentação (Hibbeler, 2013).

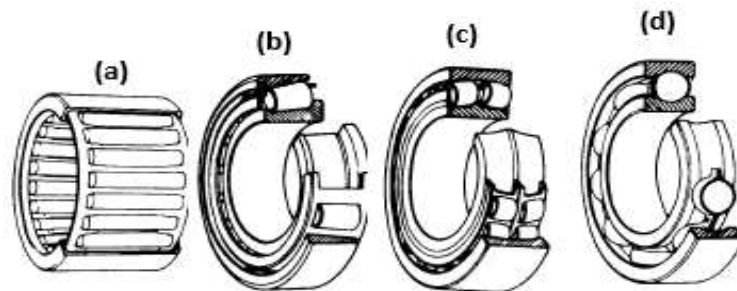
2.4 ROLAMENTOS

Rolamentos são elementos de máquinas muito utilizados na área da mecânica regidos por normas internacionais, a qual existe uma padronização de dimensões para cada série e tipo do produto. Em geral, eles podem ser encontrados em redutores, rodas e eixos, correias transportadoras, motores, entre muitas outras máquinas e ramos de aplicação. Cada tipo de rolamento é feito para determinada aplicação, para que possa se obter um alto desempenho, durabilidade e segurança. SKF (2018) que é referência mundial na fabricação de rolamentos desde 1907, constata que há uma série de fatores que interferem na seleção do rolamento como carregamento axial e radial por exemplo.

A compreensão dos fenômenos físicos propostos sob este componente enquanto estático ou durante o comportamento dinâmico, são de suma importância. A NSK (2013) frisa a importância do tipo de carregamento proposto a aplicação do conjunto de rolamentos, sua velocidade de rotação, e atrito desenvolvido durante operação.

Existe uma grande diversidade de rolamentos de acordo com cada aplicação, mas os mais comuns encontrados são os rolamentos fixo de uma carreira de esferas ou duas carreiras, rolamentos e rolos cilíndricos, rolos cônicos, rolos agulha e auto compensadores (Figura 3).

Figura 3 - Tipos de Rolamentos, (a) Rolos agulha, (b) Rolos Cônicos, (c) Auto compensadores de rolos, (d) Fixos de uma carreira de esfera.



Fonte: Catálogo NSK (2013).

Ao se comparar dois rolamentos de mesma série e dimensões, rolamentos de rolos tem uma capacidade de carga muito mais elevada, e também vantagens onde se encontram cargas de choque, comparando aos rolamentos de esferas que suporta carregamento radial moderado, e são recomendados a serem utilizados nesse tipo de aplicação para melhor desempenho (Melconian, 2008).

Para determinação do carregamento sob o rolamento utiliza-se a seguinte Equação 8:

$$C_0 = f_s \times P_0 \quad (8)$$

Onde:

C_0 = Capacidade de carga estática [kN]

f_s = Fator de esforços estáticos [-]

P_0 = Carga estática equivalente [kN]



A carga estática equivalente é definida pela Equação 9 mostrada a seguir:

$$P_0 = (X_0 \times F_r) + (Y_0 \times F_a) \text{ [kN]} \quad (9)$$

X_0 = Fator radial [-]

F_r = Força radial [kN]

Y_0 = Fator axial [-]

F_a = Força axial [kN]

Segundo Melconian (2008), o fator de esforços estáticos é definido pela aplicação a que os rolamentos são designados. É um fator de segurança que faz aproximação da carga mais próxima da realidade, em decorrência das deformações plásticas excessivas nos pontos de contato, esses valores são destacados a seguir como:

$1,5 \leq F_s \leq 2,5$ – para exigências elevadas.

$1,0 \leq F_s \leq 1,5$ – para exigências normais.

$0,7 \leq F_s \leq 1,0$ – para exigências reduzidas.

Não menos importante o cálculo da vida útil do rolamento selecionado deve constar no estudo, essencial para uma base de cálculos de custos e tempo de troca, calculado pela Equação 10:

$$L_{na} = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h \text{ [h]} \quad (10)$$

Onde:

L_{na} = Duração até a fadiga [h]

a_1 = Fator de probabilidade [-]

a_2 = Fator de matéria prima [-]

a_3 = Fator de condições de serviço [-]

L_h = Vida nominal do rolamento [h]

O fator de probabilidade de falha (a_1) é estimado através da Tabela 2. O fator de matéria prima (a_2) para aços de alta qualidade é considerado 1. O fator de condições

de serviço (a_3) e a vida nominal do rolamento (L_h) dependem de dados obtidos por diagramas e tabelas presentes na literatura (Melconian, 2008).

Tabela 2 - Fator de propriedade de falha.

Probabilidade de Falha [%]	10	5	4	3	2	1
Duração [-]	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Fator (a_1) [-]	1,00	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Fonte: Melconian (2008).

3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A metodologia utilizada no trabalho, teve como objetivo, a identificação do coeficiente de atrito do rolamento, que pode ser utilizado para calcular os esforços de movimentação e diâmetro da roda. Projeto e simulação numérica via *Solidworks®* junto ao método de cálculo analítico, para selecionar a estrutura adequada a aplicação, e avaliação do rolamento atual e seleção do rolamento apropriado.

3.1 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO

Para identificação do coeficiente de resistência foi inicialmente utilizado uma balança de mão, com capacidade para 300 N (Figura 4).

Figura 4 - Foto da balança de mão utilizada no ensaio preliminar.

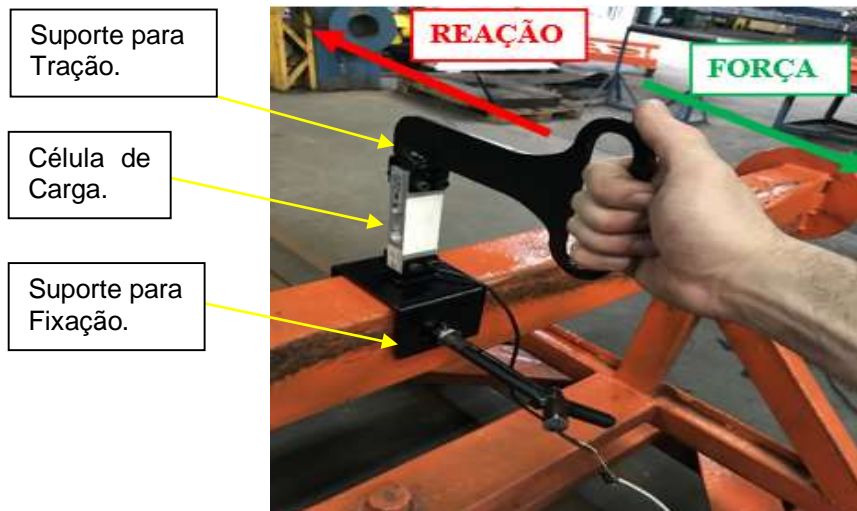


Fonte: do Autor (2019).

A balança de mão foi utilizada para identificar a carga máxima aproximada, necessária para movimentar o cavalete, e assim validar a utilização segura da célula de carga vista na Figura 5, pois, seu limite é 300 N.

Para realização do ensaio mencionado acima, foi necessário fabricação de um suporte para a fixação da célula de carga no cavalete, considerando a metodologia de realização do ensaio de força por tração (Figura 5). A seta verde simboliza a direção da força de tração que é aplicada, e a seta vermelha a reação sobre o cavalete e trilhos, onde é engastado o suporte da célula de carga.

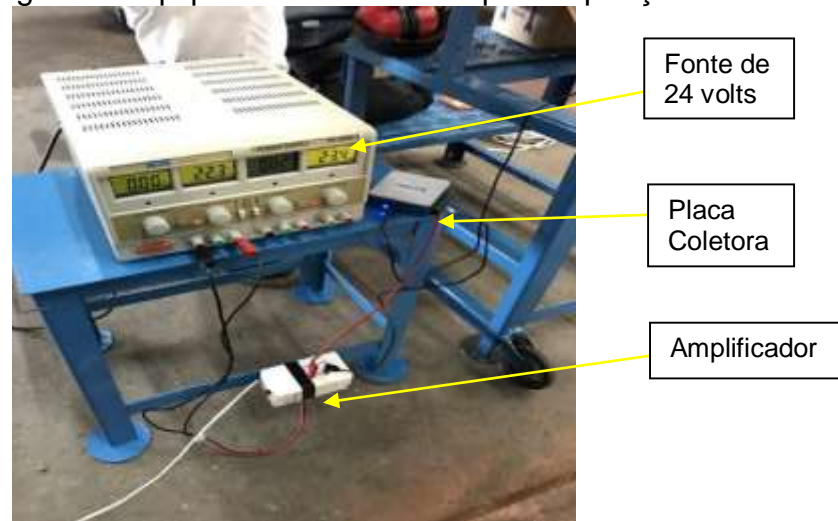
Figura 5 - Método de aplicação de força no ensaio.



Fonte: do Autor (2019).

Para a realização deste ensaio foi utilizado uma célula de carga da marca ICEL, modelo PS-5000, responsável pela detecção do sinal em milivolts (mV) quando a força era aplicada, este sinal era recebido por um amplificador da marca Dexter, que transformava o sinal para Volts (V) e mandava para placa de coleta de dados da marca National, modelo 6002. O sinal foi recebido por um computador que utilizava o *software LabView®* como fonte de coleta. Este convertia os resultados em arquivo compatível com *Excel*. Os dados recebidos trazem informações de força em função do tempo que facilmente podem ser transferidos para *Excel*, assim, gerando gráficos que facilitavam a identificação da força máxima aplicada para tirar o cavalete do repouso. A Figura 6 mostra os equipamentos utilizados.

Figura 6- Equipamentos utilizados para aquisição de sinal do ensaio.



Fonte: do Autor (2019).

Todos equipamentos de aquisição de sinal citados foram emprestados pelo laboratório LAVITRI (Laboratório de Vibrações e Tribologia) da Faculdade SATC.

3.2 DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA METÁLICA NOVA

A nova estrutura do cavalete móvel foi desenvolvida no *software Solidworks®*, onde quatro estruturas de diferentes formatos foram propostas, considerando o aço ASTM A-36, em forma de tubos retangulares com cantos arredondados, raio de 5 mm, dimensões 40x70 mm e 80x80 mm, com espessura de 5mm. Adicionalmente, chapas de diversas dimensões e espessuras também foram consideradas nos novos modelos de cavaletes. A opção do uso destes materiais se deu em função de atenderem as solicitações do projeto, de menor custo e disponibilidade na empresa.

A simulação dos esforços foi realizada por meio da ferramenta de análise estática do *software Solidworks®*. Os resultados obtidos pelo software mostraram a melhor alternativa de projeto dentre as opções analisadas, considerando os valores da tensão máxima e fator de segurança com os resultados da simulação.

O esforço é a reação da massa do implemento com a força gravitacional sob o cavalete, neste caso, como existem diversos tipos de implementos fabricados, por conseguinte, com massas distintas, optou-se pela capacidade de carga da ponte rolante de 5.000 kg, que seria o caso extremo da aplicação sobre os cavaletes. Atualmente, a ponte rolante é usada para movimentar os implementos por toda linha de produção quando necessário.

Para cálculo analítico dos principais elementos do cavalete selecionado, dentre os simulados, considerou-se como uma estrutura metálica com conexões de uma treliça, embora este não seja como tal, mas o modelo apresenta-se a favor da segurança. Foi utilizado o método dos nós, onde a estrutura considerada estando em equilíbrio os nós também estarão, como consequente deste método, é possível calcular os esforços da estrutura em cada ponto onde se encontra a junção dos componentes (Hibbeler, 2017).

Foi desenvolvido um fluxograma para melhor entendimento das etapas propostas (Figura 7).

Figura 7 - Fluxograma para validação da estrutura.



Fonte: do Autor (2019).

Na sequência, conforme visto na Figura 7, todos os resultados da simulação computacional do cavalete selecionado e dos cálculos analíticos de resistência dos materiais realizados são comparados, e o modelo final da estrutura é definido em função da geometria que obteve os melhores resultados de tensão, massa, e fator de segurança.

3.3 MÉTODO DE IDENTIFICAÇÃO DOS ROLAMENTOS

Os cavaletes usados atualmente utilizam rolamentos da marca NSK, série 6204 ZZ (Figura 8). Desta forma, como ponto de partida, desenvolveram-se os cálculos para a análise do modelo de rolamento atual, no intuito de verificar se o mesmo estava adequado para o projeto. A partir destes dados, foi especificado o rolamento a ser usado no novo modelo de cavalete, com auxílio dos catálogos de fornecedores.

Figura 8 - Rolamento de esferas atual utilizado.



Fonte: do Autor (2019).

A carga radial aplicada no rolamento leva em consideração a capacidade da ponte rolante utilizada na linha produtiva, que tem sua capacidade para 5.000 kg, ou seja, o implemento é movido por 2 cavaletes, onde, cada cavalete utiliza 4 conjuntos de rodízios, logo, a carga máxima sobre cada rolamento é de 625 kg. A velocidade de movimentação dos cavaletes é muito baixa e por uma curta distância, de um posto de trabalho ao outro. Os esforços sob os rodízios são a maior parte do tempo estático.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 ENSAIO DE FORÇA DE MOVIMENTAÇÃO

Realizou-se o teste de tração em campo, onde se teve a condição real de utilização desses equipamentos sobre trilhos. Selecionou-se um cavalete superdimensionado para o teste preliminar, com massa de 320 kg, afim de se ter pior condição. Este teste foi executado três vezes, tirando o cavalete móvel do repouso, e posteriormente parando o cavalete novamente. Identificou-se dentre as três tentativas a carga máxima de 108 N, vista na Figura 9. Desta forma, foi validado a utilização da célula de carga com capacidade de 300 N para resultados mais precisos.

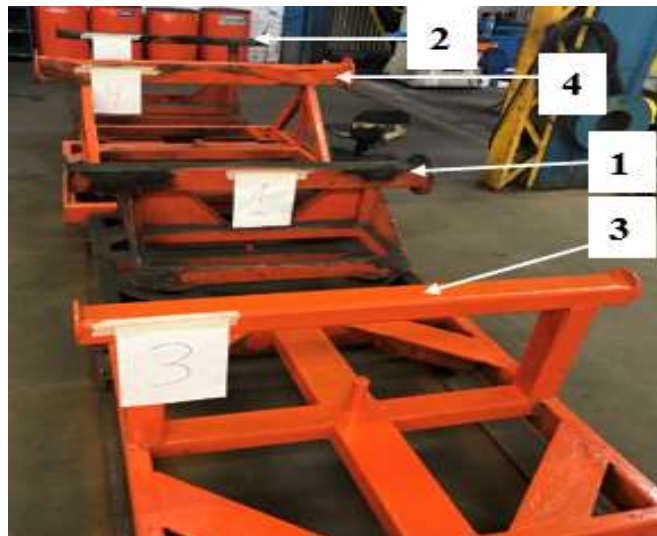
Figura 9 - Ensaio preliminar marcando 108 N no teste.



Fonte: do Autor (2019).

Após a realização do teste preliminar, foram selecionados 4 cavaletes com dimensões, geometrias e massas diferentes para a realização dos testes com a célula de carga. O Cavelete 1 possui 229,6 kg, o Cavelete 2 possui 243,3 kg, o cavalete possui 209,2 kg, e por fim, o Cavelete 4 possui 316,6 kg (Figura 10).

Figura 10 - Cavaletes móveis utilizados no ensaio.

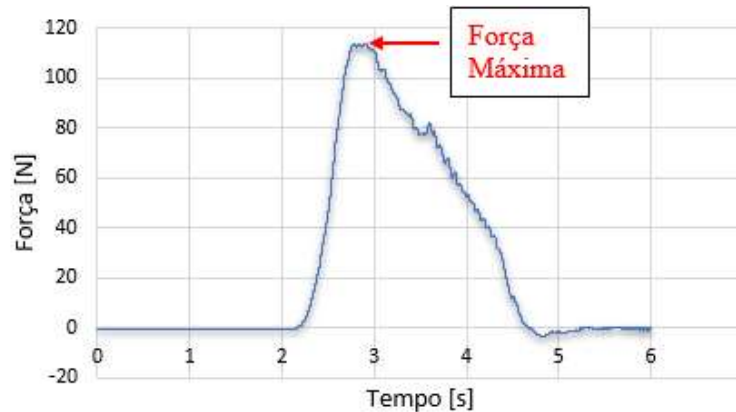


Fonte: do Autor (2019).

Em cada cavalete foram realizados três ensaios iguais, no intuito de gerar dados confiáveis e suficientes para interpretação e cálculos.

A partir dos dados fornecidos, através do *software LabView®*, que fornece dados de força em relação ao tempo, foram gerados gráficos de cada ensaio no *Excel*, como apresentado no gráfico da Figura 11, identificou-se a força máxima aplicada no Cavalete 4 como exemplo.

Figura 11 - Gráfico demonstrativo da força máxima identificada.



Fonte: do Autor (2019).

O ensaio retratado no gráfico da Figura 11 apresenta a força máxima detectada em 112N. Cada ensaio realizado gerou um gráfico do mesmo aspecto, após os três ensaios realizados por cavalete, calculou-se o valor médio das forças medidas, assim como o desvio padrão. Na Tabela 3, foram utilizadas as Equações (6) e (7), vistas na literatura acima para cálculo de coeficiente de resistência ao rolamento (C_{rr}) a distância de contato (a).

Tabela 3 - Resultados calculados com os dados obtidos pelo experimento.

Cavaletes	$a_{máx}$ [mm]	$a_{méd}$ [mm]	C_{rr} máx.[-]	C_{rr} méd.[-]	Força méd. [N]	Força máx. [N]	Desvio Padrão [%]	Massa [kg]
Cavalete 1	0,5494	0,5244	0,0122	0,0117	105,0	110,0	3,9	229,6
Cavalete 2	0,4949	0,4369	0,0110	0,0097	92,7	105,0	9,9	243,3
Cavalete 3	0,7126	0,4934	0,0158	0,0110	83,7	95,0	9,8	209,2
Cavalete 4	0,4166	0,3803	0,0093	0,0085	105,0	112,0	8,0	316,6

Fonte: do Autor (2019).

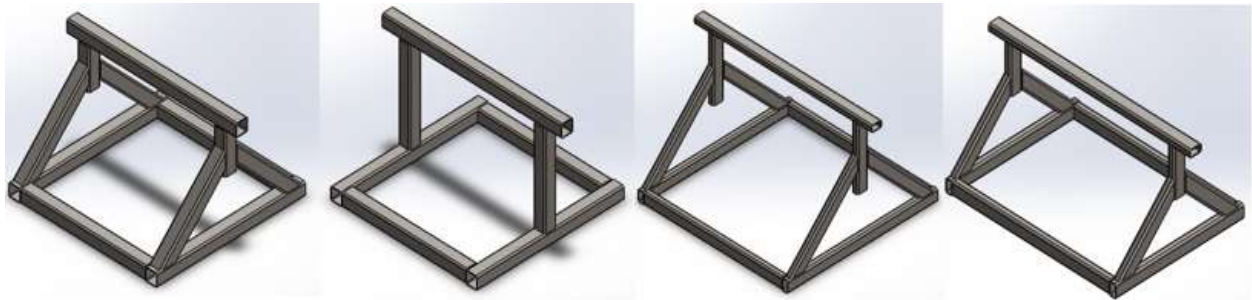
Por meio dos dados da Tabela 3 foi calculado facilmente o valor do (C_{rr}) médio, próximo de 0,010, e a distância de contato média (a) entre a roda e trilho, aproximadamente 0,459 mm. O valor encontrado na literatura é de 0,500 mm para uma roda de aço médio que rola sobre o trilho.

Com o resultado do valor de (C_{rr}) e (a) calculado, pode-se identificar a força necessária para movimentação de um implemento utilizando as Equações (6) e (7), e também diminuir este esforço com o aumento do raio da roda do conjunto de rodizio.

4.2 ANÁLISE ESTÁTICA

Foram projetadas quatro estruturas novas de cavaletes, utilizando os materiais disponíveis na empresa, conforme citados na metodologia, (Figura 12).

Figura 12 - Cavaletes novos projetados utilizando o *software Solidworks®*.



Fonte: do Autor (2019).

1)

2)

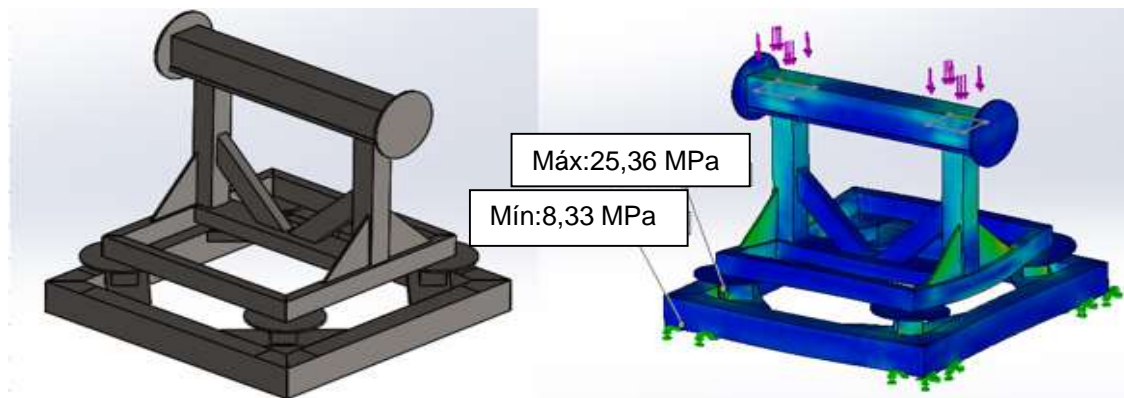
3)

4)

Para montagem dos Cavaletes 1 e 2 foram utilizados tubos retangulares de aço ASTM A-36, perfil de 80x80, com 5 mm de espessura. No Cavalete 1 os esforços foram posicionados em cima do apoio. Como ponto fixo destes cavaletes móveis, considerou-se a área do conjunto do rodízio. O Cavalete 2, os esforços foram posicionado no centro, ponto médio entre os rodízios, o Cavalete 3 foi utilizado o mesmo método de montagem de Cavalete 1, porém, com tubos retangulares de dimensões 70x40 e 5 mm de espessura, e o Cavalete 4 foi utilizado o mesmo material que o 3, mas com sua altura e comprimento reduzidos até o limite de utilização.

Simularam-se os esforços das quatro estruturas, incluindo também o projeto de um cavalete antigo que é utilizado atualmente, nomeado como Cavalete 5 (Figura 13).

Figura 13 – Desenho do Cavalete 5 a esquerda, e a direita o resultado da simulação



Fonte: do Autor (2019).



A simulação traz uma deformação ampliada de 1.000 vezes da situação real, usada para melhor compreensão e análise dos pontos críticos. No caso do Cavalete 5 apresentou tensão máxima de 25,36 MPa em um reforço que é soldado entre a base do cavalete.

Após a simulação de todos os cavaletes, desenvolveu-se a Tabela 4 para melhor compreensão dos resultados. Ao lado de cada informação de tensão, deformação, fator de segurança e massa, foi calculado a redução percentual em relação ao Cavalete 5.

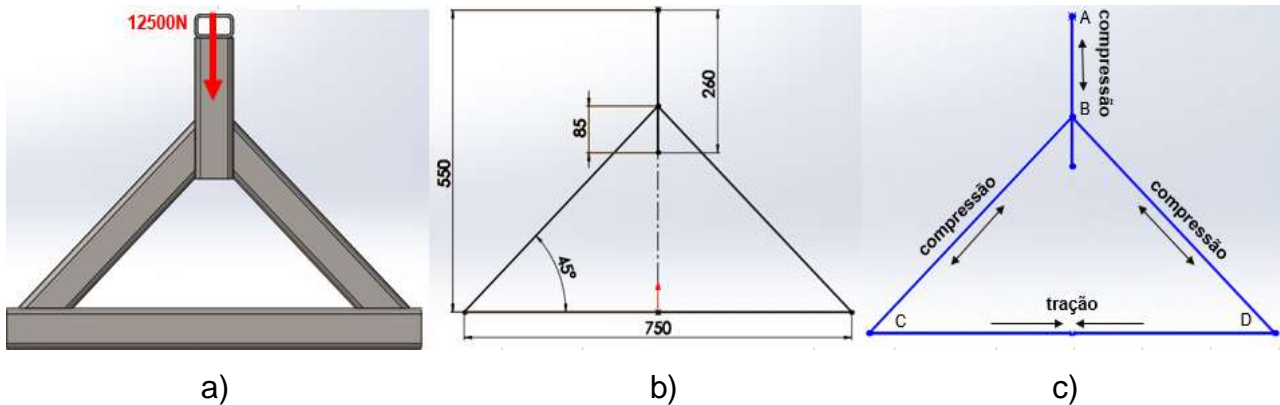
Tabela 4 - Tabela comparativa de resultados obtidos na simulação.

Cavalete [Nº]	Deformação Máx. [mm]	Dif. [%]	Tensão Máx. [MPa]	Dif. [%]	F.S. [-]	Dif. [%]	Massa [kg]	Dif. [%]
1	0,035	64	8,70	66	28	609	76,29	73
2	0,278	-184	43,75	-73	5,8	126	61,31	78
3	0,055	44	13,36	47	19	413	53,43	81
4	0,042	57	13,36	47	19	413	42,51	85
8	0,098	100	25,36	100	4,6	100	282,24	100

Fonte: do Autor (2019).

Com a análise dos resultados vistos na Tabela 4, observaram-se variações de massa, diferença de tensões máximas, fator de segurança, e deformações máximas entre os projetos. O Cavalete 4 apresentou uma redução muito significativa de 85% da sua massa em relação ao Cavalete 5, e fator de segurança de 19, mais elevado que o cavalete atual. O Cavalete 1 demonstra um bom desempenho em relação ao fator de segurança, mas tem um aumento de 79,6 % de sua massa quando comparando ao Cavalete 4. Desta forma, optou-se pelo cavalete de menor massa (Figura 14).

Figura 14 – Estrutura do Cavalete 4. a) Carga aplicada, b) Dimensões, c) Esforços.



Fonte: do Autor (2019).

Após os resultados das simulações, utilizou-se o método de cálculo analítico para compará-los. A Figura 14 demonstra a carga máxima que é aplicada de 12.500 N em cada apoio, os pontos C e D são as regiões fixas ao conjunto de rodízio, e o ponto A é o centro do tubo retangular superior, contato com o cavalete e a massa do implemento. Os pontos exibidos são centroides da junção das colunas, medidas do centro da seção.

Utilizaram-se as Equações (1), (3), (4), para cálculo da tensão, fator de segurança, e esforços de flambagem respectivamente. A Tabela 5 apresenta os valores obtidos pelos cálculos.

Tabela 5 - Resultados obtidos por método de cálculo analítico do Cavalete 4.

Colunas	Esforço [-]	Força [N]	σ [MPa]	F.S. [-]	P_{cr} [kN]	F.S. [-]	Inércia [m ⁴]	Área [m ²]
AB	Compressão	12.500	12,50	20	3780	302	$2,3482 \cdot 10^{-7}$	0,001
BC	Compressão	8840	8,84	28	412	47	$2,3482 \cdot 10^{-7}$	0,001
BD	Compressão	8840	8,84	28	412	47	$2,3482 \cdot 10^{-7}$	0,001
CD	Tração	6250	6,25	40	-	-	$2,3482 \cdot 10^{-7}$	0,001

Fonte: do Autor (2019).

Todas as colunas tem sua medida base do tubo retangular de 40 mm e altura de 70mm. Consideraram-se os pontos das colunas, um engastado e outro livre. O pior caso está nas colunas diagonais em 45°, que tem seu maior comprimento, e força de 8.840 N aplicada. Calculou-se com o menor momento de inércia da seção, obtido pelo *software Solidworks®*. Obteve-se um coeficiente de segurança elevado de 47, logo, a estrutura não corre risco de flambagem.

A tensão máxima da estrutura resultou-se em 12,50 MPa, muito próxima da mesma obtida na simulação de 13,36 MPa, aprovando a utilização da estrutura do Cavalete 4 com um fator de segurança estrutural de 20 vezes, e uma massa de 42,51 kg.

4.2.1 Análise do conjunto rodízio

Analisou-se o conjunto de rodízios utilizado atualmente, o mesmo é utilizado desde o início da fabricação dos cavaletes móveis até atualmente, todas as partes da montagem são fabricadas na própria empresa com aço ASTM A-36 nos reforços, o pino e roda são feitos de Aço 1060 (Figura 15).

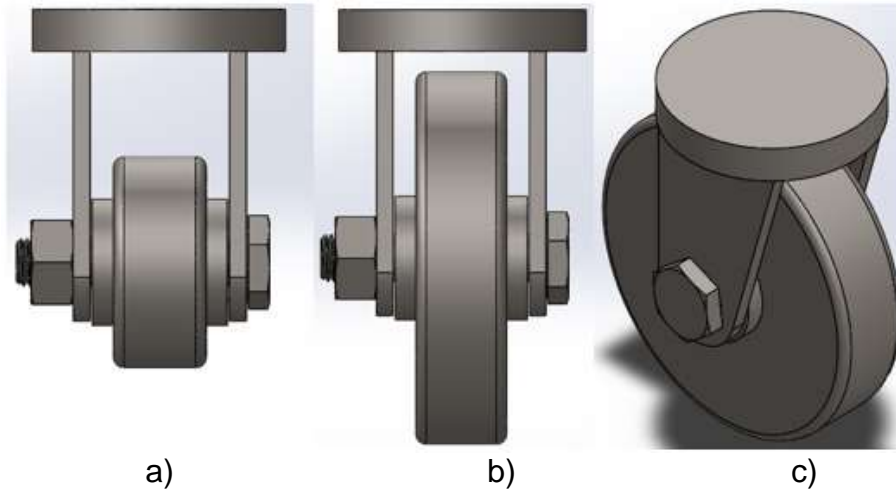
Figura 15 - Conjunto de rodízio utilizado atualmente.



Fonte: do Autor (2019).

O foco do trabalho está na otimização do cavalete, melhorando os pontos que ocasionam mais dificuldades. O presente conjunto de rodízio nunca apresentou problemas na sua aplicação, como consequência, a única parte que sofreu alterações do conjunto foi o diâmetro da roda, com objetivo de diminuição da força de movimentação. Aumentou-se o diâmetro até próximo do limite do conjunto, sem necessidade de alteração dos componentes, aumentando de 90 mm para 150 mm (Figura 16).

Figura 16 – Conjunto rodízio utilizado. a) Diâmetro de 90mm, b) Diâmetro de 150mm, c) Vista isométrica do conjunto rodízio.



Fonte: do Autor (2019).

Analisou-se o pino de Aço 1060 que está diretamente em contato com a roda, a área de contato não sofreu alterações, e a carga aplicada é a mesma sob todo conjunto rodízio. Foram calculados os esforços cortantes através da Equação (2), a tensão de cisalhamento resultante para o pino de 20 mm foi 9,76 MPa, validando o pino com coeficiente de segurança de quase 41 vezes.

4.3 SELEÇÃO DE ROLAMENTOS

Conforme catálogo NSK (2013), o rolamento usado atualmente é da especificação 6204 ZZ, blindado com 1 carreira de esferas. Possui o diâmetro interno de 20 mm, diâmetro externo de 47 mm, largura de 14 mm, e capacidade da carga estática de 6,6 kN.

A carga necessária que os rolamentos devem suportar foi calculada pelas Equações (8) e (9). Utilizou-se o fator de esforços estáticos para condições normais, selecionando o valor médio entre os limites, igual a 1,25. A carga máxima sob um conjunto de rodízio é de 6,1 kN, multiplicado pelo fator de esforços estáticos, equivale aproximadamente a 7,7 kN.

O resultado da carga aplicada desclassifica o rolamento de esferas atualmente utilizado, pela diferença da capacidade de carga superior a 1,1 kN, de modo que quando sujeito a aplicações de cargas elevadas, corre o risco de ser danificado prematuramente. O mesmo pode ser trocado por rolamentos de rolos que suportam cargas mais elevadas que o rolamento de esferas, quando comparado com mesmas dimensões (Melconian, 2008).



Neste caso, segundo SKF (2018), a troca do modelo de rolamento atual, por rolamento de rolos, amplia a capacidade de carga estática de 6,6 kN para 22 kN, sem alteração de dimensões.

Considerando a opção de manter o rolamento de esferas, se faz necessário uma nova especificação, em virtude da carga estática a ser atendida. Como alternativa, conforme o catálogo da NSK rolamentos, o rolamento de esferas da designação 6304 ZZ possui capacidade de carga estática de 7,9 kN, porém seu diâmetro externo aumenta para 52 mm, a largura para 15 mm, e o diâmetro interno permanece 20 mm. Nesta condição são necessárias pequenas alterações das dimensões de acoplamento com o rodízio.

A vida útil dos rolamentos (L_{na}) foi calculada pela Equação (10), foram feitas considerações dos coeficientes de acordo com a literatura. Para a determinação do fator das condições de serviço (a_3), considerou-se a rotação de 100 rpm, e a graxa utilizada da marca SKF LGHB 2, com excelente capacidade de carga básica, sua viscosidade é de 425 mm²/s a uma temperatura de 40°C. Estes foram dados de entrada nos diagramas da literatura. Segundo os catálogos de fornecedores, considerou-se o fator de probabilidade de falha (a_1) igual a 0,9. Os resultados são vistos na Tabela 6.

Tabela 6 - Valores utilizados para cálculo de vida útil.

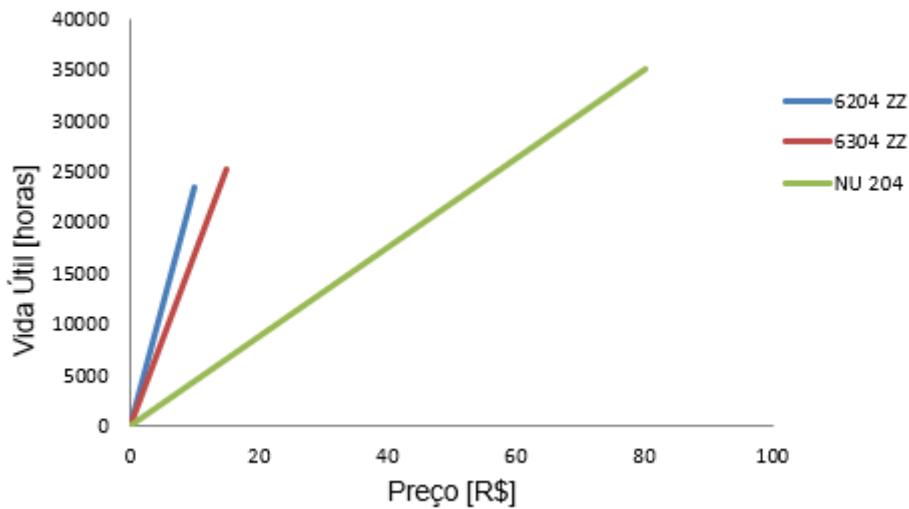
Rolamentos	a_1 [-]	a_2 [-]	a_3 [-]	f_L [-]	L_h [h]	L_{na} [h]
Esferas (novo)	0,9	1	1,3	3,5	20.000	25.200
Esferas (antigo)	0,9	1	1,3	3,5	20.000	23.400
Rolos	0,9	1	1,4	3,5	30.000	35.100

Fonte: do Autor (2019)

Os valores de (f_L) são constantes tabelados, atado a cada aplicação, utilizado para identificar o valor de (L_h) neste caso foi arbitrado o mesmo coeficiente utilizado para ferrovias, que operam sob a mesma condição deste estudo. Os resultados identificaram que o rolamento de esferas novo tem um pequeno incremento de vida útil de 8%, e de rolos apresenta maior vida útil de 35.100 horas, durabilidade de quase 150% quando comparado ao antigo.

Para selecionar o rolamento adequado dentre os pesquisados foi feito um levantamento de preços, comparando-os com a vida útil (Figura 17).

Figura 17 – Gráfico comparativo de preço e vida útil dos rolamentos.



Fonte: do Autor (2019).

O rolamento de rolos proposto apresentou ótimo desempenho em relação a capacidade de carga e vida útil, no entanto, o mesmo tem um valor muito elevado, de oitenta reais por componente, ou seja, 8 vezes a mais que o atual. O rolamento de esferas proposto da especificação 6304 ZZ atende a aplicação solicitada, seu preço tem um pequeno aumento de cinco reais por rolamento. Optou-se pelo rolamento de esferas novo, devido a uma relação de custo benefício.

CONCLUSÃO

Os resultados da simulação coincidiram com o método de cálculo analítico, validando assim, uma estrutura padronizada com 85% de redução de massa, interligado a um coeficiente de segurança de 19 vezes. A estrutura não corre o risco de flambagem, as colunas apresentaram ótimos coeficientes de segurança. A estrutura é de fácil fabricação, pois utiliza os materiais disponíveis atualmente na empresa.

Os testes de tração para identificação do coeficiente de resistência ao rolamento realizado nos cavaletes móveis trouxeram ótimos resultados. Com o coeficiente encontrado da distância de contato (a) de 0,459 mm, é possível calcular a força necessária para movimentar o implemento na linha produtiva com as equações contidas na literatura, adicionalmente, dimensionar corretamente o raio da roda do conjunto de rodízio para redução da força. O projeto proposto, sugeriu o aumento da roda atual de 90 mm para 150 mm, sem necessidade de alteração dos componentes do rodízio.

A análise dos cálculos da capacidade de carga do atual rolamento de esferas



mostrou que mesmo não estava apto para a aplicação. O presente trabalho analisou a substituição por rolamentos de rolos ou de esferas de uma especificação superior. Os rolamentos de rolos apresentam melhor desempenho e capacidade de carga, além de ser encontrados nas mesmas dimensões que o atual, porém seu preço é muito elevado, chegando a 800% em relação ao atual. Optou-se pelo rolamento de esferas da classe 6304 ZZ atendendo a solicitação. Este rolamento tem um incremento do preço de apenas 50% em relação ao atual, aumentando em 8% sua vida útil, complementarmente, não corre risco de ser danificado por capacidade de carga ultrapassada.

REFERÊNCIAS

ANFIR (Associação Nacional de Fabricantes de Implementos Rodoviaros), Disponível em: <<https://www.anfir.org.br/apoio.php?pagina=1#>>. Acesso em: 19/08/2018.

Andersen, Grinderslev Lasse, *Rolling Resistance Modelling From Functional Data Analysis to Asset Management System*, 2005. Ph. D. Thesis, Roskilde University, Department of Science, System na Models, IMFUFA, Denmark.

CATÁLOGO da fabricante NSK Brasil Rolamentos, 2013, disponível em: <[http://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK\(1\).pdf](http://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK(1).pdf)>. Acesso dia: 17/04/2019.

CATÁLOGO da fabricante SKF Rolamentos, 2018, disponível: <<https://www.skf.com/binary/77-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>>. Acesso dia: 17/04/2019.

Callister, Willian Jr. D. Callister Jr., 2000, “Ciência e Engenharia dos Materiais uma Introdução”. LTC – Livros Técnicos e Científicos, Editora S.A., 5º Edição, Rio de Janeiro.

Fialho, Ariveldo Bustamante, COSMOS: Plataforma CAE do Solidworks 2008 / Ariveldo Bustamante Fialho, 1º ed., São Paulo: Érica, 2008.

Halliday, David. Resnick, Robert. Walker, Jearl. 2016, “Fundamentos de Física e Mecânica”. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 10º Edição, Rio de Janeiro.

Hibbeler, R.C., 2017, “Estática: Mecânica para Engenharia”, tradução Daniel Vieira. Pearson Education do Brasil, 14º Edição, São Paulo.



Hibbeler, R.C. 2013, “*Engineering Mechanics, Statics*”. Pearson Pentice Hall, Pearson Education, Inc. 13^o Edição, Upper Saddle River, New Jersey 07458.

Meriam J. L. Kraige L. G., 2009, “*Mecânica para engenharia volume 2: Dinâmica*”. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 6^o Edição, Rio de Janeiro.

Melconian, Sarkis, 2008. “*Elementos de Máquinas*”. 9^o Edição revisada - São Paulo: Editora Érica, 2008.

Piazzze, Marco Aurélio Martin, 2014, “*Análise e validação do projeto de uma barra de carga após falha utilizando método por elementos finitos*”, Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, Brasil.

Popovici, Radu Ionut, *Friction in Rails-Wheels contacts*. 2010, Ph.D. Thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands.

Soriano, H. L., 2009, “*Elementos finitos: formulação e aplicação na estática e dinâmica das estruturas*”. 1^a Edição, Rio de Janeiro: Ciência Moderna, 432 p.

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos ao tempo de orientação concedido pelo Professor Doutor Daniel Fritzen e do Professor Mestre José Luiz Salvador, e pela disponibilidade dos equipamentos e *softwares* cedidos pela Faculdade SATC.