

Estudo de projeto de barras estabilizadoras de suspensão ferroviárias com foco na união de eixo de torção e alavancas

Design study of railway suspension stabilizing bars focusing on the torsion axle and levers join

DOI:10.34117/bjdv9n5-066

Recebimento dos originais: 10/04/2023

Aceitação para publicação: 08/05/2023

Ricardo José Paulino

Pós-graduando em Projetos de Mecânica Industrial

Instituição: Faculdade SENAI São Paulo campus "Roberto Simonsen", Brás

Endereço: Av. Celso Garcia, 1907, bloco 24, São Paulo - SP, CEP: 03015-000

E-mail: rj paulino2012@gmail.com

Leandro Cardoso da Silva

Doutorando em Engenharia Mecânica

Instituição: Faculdade SENAI São Paulo campus "Roberto Simonsen", Brás

Endereço: Rua Monsenhor de Andrade, 298, Brás, São Paulo - SP, CEP: 03008-000

E-mail: leandro.cardoso@sp.senai.br

RESUMO

A montagem de alguns conjuntos de barras estabilizadoras aplicadas nos sistemas de suspensões secundárias em trens de passageiros, muitas vezes utilizam os conceitos de superfícies cilíndricas cônicas, também conhecidos como Cone Morse, a exemplo de algumas máquinas ferramentas na montagem de seus mandris. Essas conexões dependem principalmente do tipo de materiais a serem acoplados, bem como da rugosidade das superfícies, do ângulo de conicidade e da força aplicada na montagem. Todos estes fatores contribuem para que haja uma máxima área de contato entre os componentes acoplados. Quanto maior for essa área de contato, maior será a eficiência desta montagem e melhor será sua performance. Este estudo tem como foco a análise da influência das variações de ângulos das superfícies cônicas e das variações de rugosidades destas mesmas superfícies, em busca da máxima eficiência mecânica sob os esforços de torção que esses conjuntos são constantemente submetidos durante os comportamentos dinâmicos da suspensão, quando o trem se encontra em operação, sem que haja a desmontagem indesejada das barras estabilizadoras, comprometendo assim a segurança de todo o sistema.

Palavras-chave: barras estabilizadoras, suspensão ferroviária, barras de torção.

ABSTRACT

The assembly of some sets of stabilizer bars applied in the secondary suspension systems in passenger trains, often use the concepts of conical cylindrical surfaces, also known as Morse Cone, like some machine tools in the assembly of their chucks. These connections mainly depend on the type of materials to be joined, as well as the roughness of the surfaces, the taper angle and the force applied in the assembly. All these factors contribute so that there is a maximum area of contact between the coupled components. The larger this contact area, the greater the efficiency of this assembly and the better its performance. This study focuses on the analysis of the influence of angle variations of conical surfaces

and roughness variations of these same surfaces, using the construction of graphical models by the finite element method and computer simulations, in search of maximum mechanical efficiency under the torsional efforts that these sets are constantly submitted during the dynamic behavior of the suspension, when the train is in operation, without the undesired dismantling of the stabilizer bars, thus compromising the safety of the entire system.

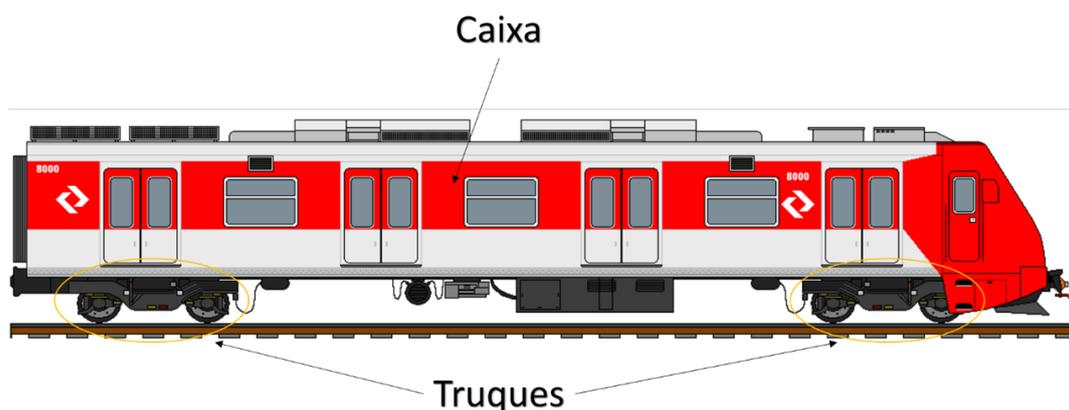
Keywords: stabilizer bars, railway suspension, torsion bars.

1 INTRODUÇÃO

A barra estabilizadora é um componente que faz parte da suspensão secundária de um carro ferroviário, para trens de transporte de passageiros. Mas antes, é preciso compreender, mesmo que de uma maneira geral, o conceito e os princípios de funcionamento dos sistemas de suspensão aqui abordados.

De uma forma geral, um carro ferroviário é composto pela caixa e por dois truques. A caixa é exatamente o ambiente onde deverão ser acomodados os passageiros, com bancos, sistemas de ar condicionado, armários elétricos, sistemas de comunicação e de extinção de incêndio, etc. Os dois truques, localizados sob a caixa, são compostos basicamente pelo sistema de motorização, transmissão, suspensões, eixos, rodas, sistemas de freio, etc., conforme ilustrado na figura 1.

Figura 1 - Ilustração de um carro ferroviário de um trem de passageiros (elaborado por Stippe, 2013)

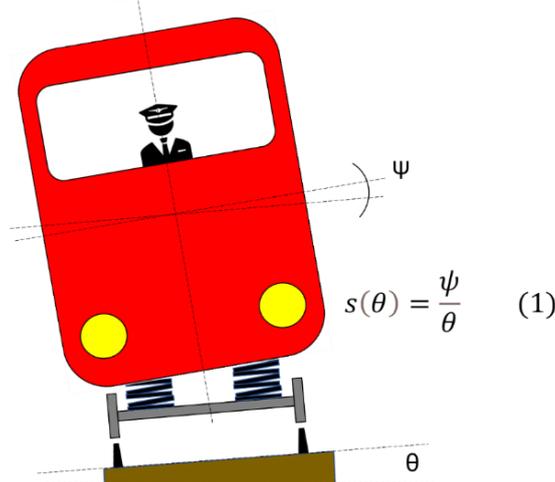


O sistema de suspensão global instalado em um truque, responsável por conferir estabilidade, segurança e conforto aos passageiros, é composto por dois tipos diferentes de subsistemas: as suspensões primária e secundária.

A suspensão primária, composta basicamente por amortecedores e molas, desempenha seu trabalho na atenuação de forças transmitidas pelas vibrações entre a via permanente (trilhos) e a estrutura do truque em si.

A suspensão secundária, por sua vez, composta também por molas, amortecedores e por barras estabilizadoras, tem a responsabilidade de garantir a performance dinâmica entre os truques e a caixa, principalmente nas curvas, durante o deslocamento do trem, onde surgem esforços definidos pela rolagem da caixa, pelo efeito da aceleração lateral não compensada ao rodar em curvas, e que são amplificados pelo efeito *souplesse* da caixa. O efeito *souplesse* é um fenômeno descrito pelo coeficiente proporcional entre o ângulo de inclinação da caixa em relação à via (ψ) e o ângulo de inclinação da via em relação ao piso (θ), ilustrado na figura 2.

Figura 2 - O efeito *souplesse* (autor)



Desta forma, podemos afirmar que a principal função da barra estabilizadora é reagir a esses esforços, buscando e mantendo o reequilíbrio e a estabilização da caixa durante o trajeto do trem em curvas, maximizando o conforto dos passageiros e a segurança do carro.

Particularmente, no projeto abaixo apresentado na figura 3, o conjunto barra estabilizadora, é composto por um eixo de torção, fabricado em aço liga, e por duas alavancas em aço carbono, montadas uma em cada extremidade do eixo, onde são acopladas bielas verticais que ligam o conjunto barra estabilizadora, montada no truque, com a caixa.

O aço liga usado na construção do eixo de torção é um tipo de “aço mola”, pois tem de cumprir com essa função elástica, corrigindo a inclinação da caixa nas curvas, sem que se deforme de forma permanente ou que se rompa.

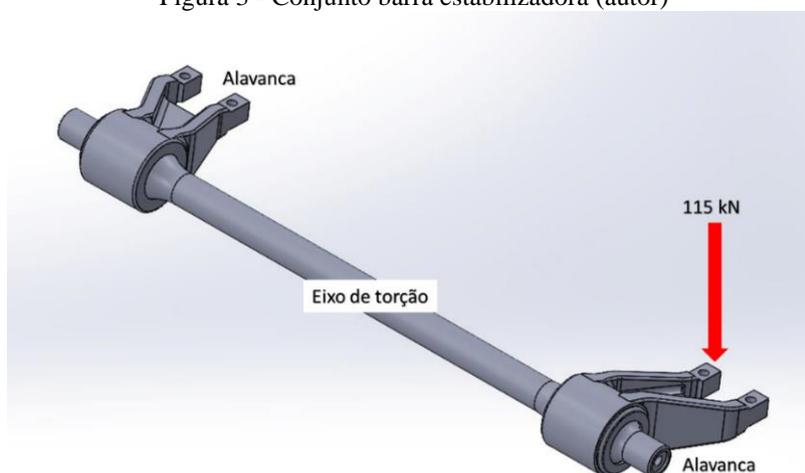
As alavancas, por sua vez, são mais rígidas, construídas em aço forjado, e são montadas nas extremidades do eixo de torção da barra sob pressão, utilizando-se o conceito da junção cônica, à exemplo de algumas máquinas ferramentas, nas aplicações de seus mandris e porta-ferramentas.

Neste tipo de montagem, alguns fatores envolvidos são de grande importância, tais como a pressão indicada para a montagem, a área de contato e as rugosidades das superfícies envolvidas, as quais irão definir o coeficiente de atrito entre os componentes.

Quaisquer irregularidades que possam comprometer a eficácia desta montagem poderão acarretar no desacople espontâneo de uma das alavancas, ou de ambas, fazendo com que a barra estabilizadora perca toda sua funcionalidade, colocando em risco o equilíbrio da caixa e a segurança da operação do trem. É de suma importância salientar que este não é um modo de falha comum. Nos meus dez anos de experiência na área de manutenção ferroviária, foram raríssimas as vezes em que nos deparamos com esse tipo de situação, e quando ocorreram, em nenhuma ocasião foi comprometida a operação do trem, ou seja, a falha invariavelmente fora detectada durante os trabalhos de inspeção, nas atividades de manutenções preventivas do trem, dentro das oficinas dos abrigos ferroviários.

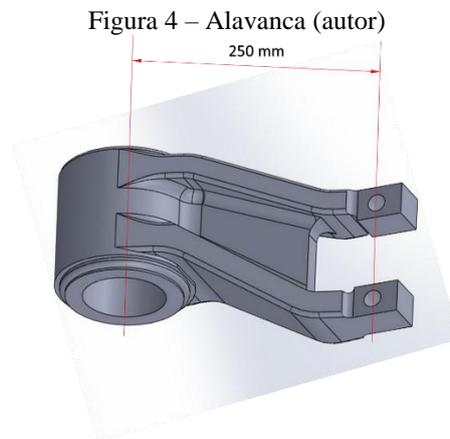
O objetivo deste estudo é fazer uma análise de alguns destes fatores envolvidos, observando os dados de projeto e simulando algumas ideias propostas de melhorias.

Figura 3 - Conjunto barra estabilizadora (autor)



2 ANÁLISE DO SISTEMA

O conjunto de barra estabilizadora, selecionado aqui como objeto do nosso estudo, e acima ilustrado na figura 3, foi projetado para suportar uma carga máxima de 115kN. Sabendo-se que a distância entre o ponto de aplicação desta força e o centro da barra é de 250mm, demonstrado na figura 4, temos aqui um torque máximo de 28.750Nm. Diante destes dados, vamos estudar de forma mais aprofundada, e também analítica, algumas das características físicas e de geometria, envolvidas na determinação dos esforços, bem como nas condições de montagem do conjunto.



2.1 O COEFICIENTE DE ATRITO

Segundo Melconian (2013), o cálculo do torque para junções por atrito, é recomendado pela equação abaixo:

$$Mt = 0,5 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot \mu \quad (2)$$

Onde:

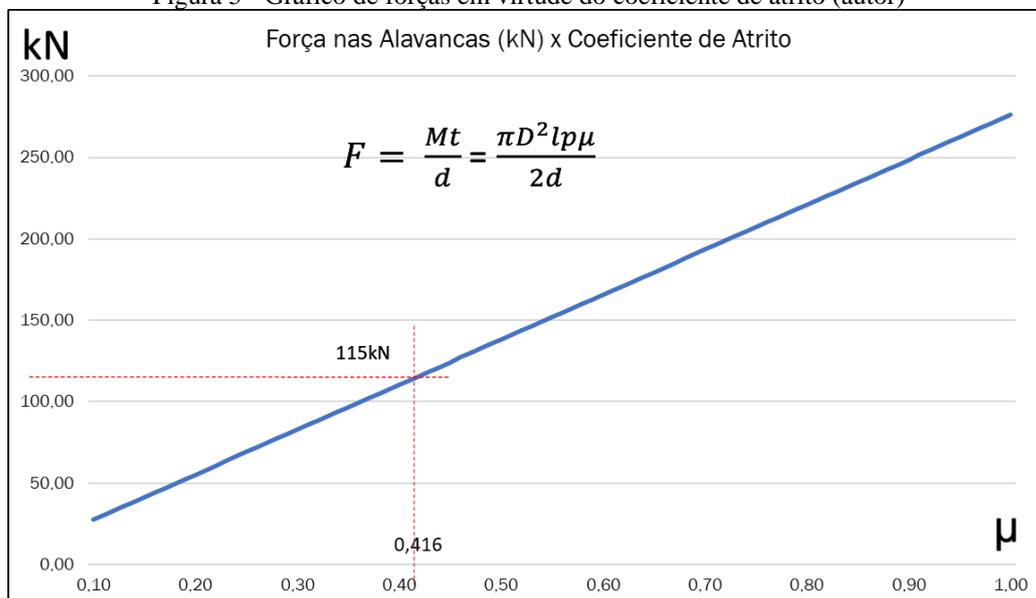
- ✓ Mt é o torque máximo de 28.750Nm
- ✓ d é o diâmetro médio do eixo de 78,82mm
- ✓ l é o comprimento do cubo de 118mm
- ✓ p é a pressão de contato (cubo-eixo) de 600 Bar = 60×10^6 N/m²
- ✓ μ é o coeficiente de atrito (adimensional) → incógnita
- ✓ π é a constante 3,1415...

Neste caso, é possível determinar, de forma teórica, ou pelo menos supor, o coeficiente de atrito do sistema, isolando a incógnita na equação (2), acima descrita.

$$\mu = \frac{Mt}{0,5\pi.d^2.l.p} = \frac{28750}{0,5.3,1416.0,07882^2.0,118.60 \times 10^6} = 0,416$$

É importante lembrar que não é possível determinar matematicamente o coeficiente de atrito a partir dos valores de rugosidade das superfícies envolvidas e dos materiais dos componentes a serem montados, porém é sabido que estes mesmos valores de rugosidade determinam, de forma direta, o coeficiente de atrito, cuja obtenção tem sido realizada sistematicamente de forma experimental. Mas a partir da equação recomendada por Melconian (2013), é possível construir um gráfico, ilustrado na figura 5, mostrando o impacto da variação do coeficiente de atrito na obtenção dos esforços suportados.

Figura 5 - Gráfico de forças em virtude do coeficiente de atrito (autor)



Num primeiro momento, podemos constatar que se buscarmos valores maiores para o coeficiente de atrito, através do aumento das rugosidades das superfícies de contato das alavancas e do eixo de torção, teremos capacidades superiores de esforços. No entanto, é importante salientar que o processo de montagem (à frio) deste conjunto de geometrias cônicas, envolve o uso de dois sistemas de bombeamento hidráulico: um com a aplicação de glicerina, que tem o objetivo de facilitar o posicionamento das alavancas, e outro composto por um pistão hidráulico que empurra as alavancas com uma pressão de aproximadamente 600 bar, acoplando assim o conjunto.

Ora, se aumentarmos os valores de rugosidade, também será necessário aumentar as pressões hidráulicas de montagem desta junção por atrito, o que poderia ser traduzido como estar trabalhando em condições mais severas, impondo maiores riscos para o

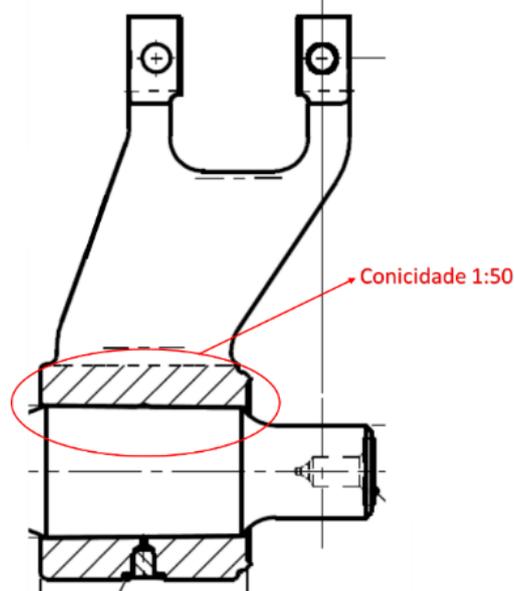
conjunto da barra estabilizadora, para os sistemas hidráulicos de bombeamento e principalmente para as pessoas envolvidas no processo de montagem destes conjuntos.

Também é importante observar que o aumento do coeficiente de atrito garantirá maior capacidade de suportar esforços além dos níveis projetados, no entanto, não podemos nos esquecer das limitações impostas pelos materiais do eixo de torção e das alavancas e suas características de resistências mecânicas.

2.2 O ÂNGULO DA ÁREA DE CONTATO

Outro aspecto que requer uma reflexão, também proposto por este estudo, é a avaliação da influência do ângulo da conicidade desta junção por atrito. Particularmente este projeto trabalha com uma conicidade de 1:50, ou seja, um ângulo de $1,146^\circ$, ilustrado na figura 6.

Figura 6 – Furo cônico da alavanca (autor)



Segundo Provenza (1990) e Silva et al (2023), existem alguns exemplos de aplicações de montagens de junção por atrito, do tipo Cone Morse, para fixação de mandris em máquinas ferramentas, cuja conicidade varia em torno de 1:20, assim como para acoplamentos de hélices, pistões, volantes, etc., aos eixos, a recomendação é de se usar uma inclinação de 1:15, ou seja, um ângulo de $3,82^\circ$. No entanto, não constatamos em nenhuma literatura o fato de o ângulo de inclinação influenciar no torque suportado pela junção.

Por outro lado, o cálculo da “força de retenção H (resistência contra a rotação e o deslocamento do cubo)” de acordo com Niemann (2006, p. 62), pode ser expresso da seguinte forma:

$$H = \pi \cdot d \cdot L \cdot p \cdot \mu \quad (3)$$

Isto significa que, nas duas equações aqui apresentadas, por diferentes autores, não há sequer qualquer menção a respeito do ângulo de inclinação dos componentes a serem montados. Porém, podemos concluir que a escolha do ângulo está relacionada com o grau de dificuldade de montar e desmontar o conjunto. Quanto menor o ângulo, maiores as dificuldades.

Por exemplo, ângulo igual à zero, ou seja, superfícies paralelas, com força de retenção H positiva, com módulos significativos, representam montagens com interferência forçada, executadas à quente ou à frio. São junções de operações delicadas de desmontagem, onde frequentemente danos nas superfícies de contato ocorrem, colocando em risco a reutilização de um ou outro componente.

Na introdução deste estudo, expomos nossa preocupação com eventuais ocorrências de desacople espontâneo de uma das alavancas da barra estabilizadora, durante a operação dos trens, comprometendo assim a funcionalidade do conjunto. Abordamos algumas análises acerca de dados de projeto, tais como conceitos usados na determinação da rugosidade das superfícies a serem montadas pelo recurso de junções por atrito, bem como na escolha do ângulo de inclinação das regiões cônicas.

Agora nossa abordagem dará um foco nos processos de fabricação, particularmente na usinagem destas regiões cônicas, principalmente nos furos das alavancas, os quais oferecem maior dificuldade de obtenção de bons resultados, comparados com a usinagem do diâmetro externo do eixo, até mesmo em virtude da complexidade da geometria das alavancas. É importante ressaltar que essas operações de usinagem nas partes cônicas precisam alcançar os valores de rugosidade abaixo descritos, conforme previsto em seus desenhos de projeto original:

- Diâmetro interno das alavancas rugosidade μ de 1,6
- Diâmetro externo do eixo rugosidade μ de 0,8

Eixos e alavancas são fabricados em série, em diferentes máquinas ferramentas, por diferentes fornecedores, até mesmo em diferentes países. É natural que mínimas variações dimensionais, admissíveis, ocorram. No entanto, dentro do conceito de curva

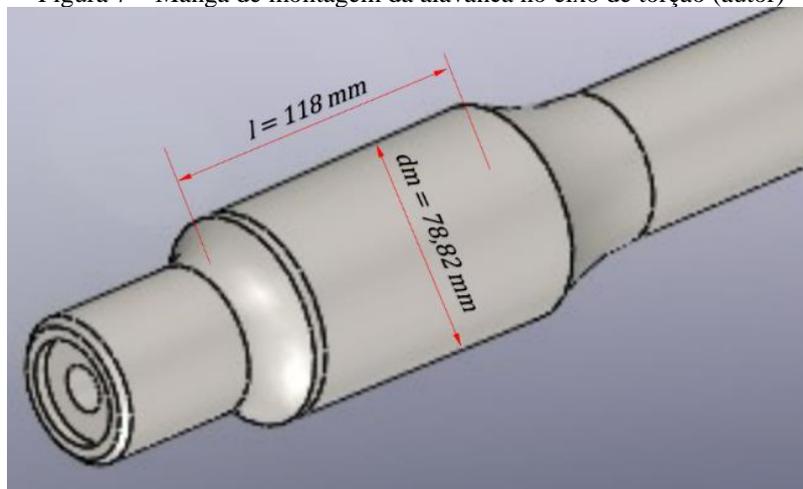
normal, aceito por muitos dos sistemas de gestão da qualidade em processos fabris, é possível que estas mínimas variações comprometam a busca da máxima área de contato entre alavancas e eixo, em suas montagens.

Para o cálculo da área de contato, neste projeto, podemos desprezar a diferença entre o maior e o menor diâmetro do conjunto, em virtude do pequeno ângulo de conicidade, de $1,146^\circ$, ou seja, utilizaremos o diâmetro médio - (dm) para este cálculo, conforme ilustrado na figura 7. Vamos usar a seguinte fórmula:

$$A = \pi \cdot dm \cdot l \quad (4)$$

$$A = 3,1416 \times 78,82 \times 118 = 29.219,27 \text{ mm}^2$$

Figura 7 – Manga de montagem da alavanca no eixo de torção (autor)



Vamos utilizar novamente a fórmula citada para o cálculo do torque, segundo Melconian (2013), para avaliação da influência da área de contato:

$$Mt = 0,5 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot \mu \quad (2)$$

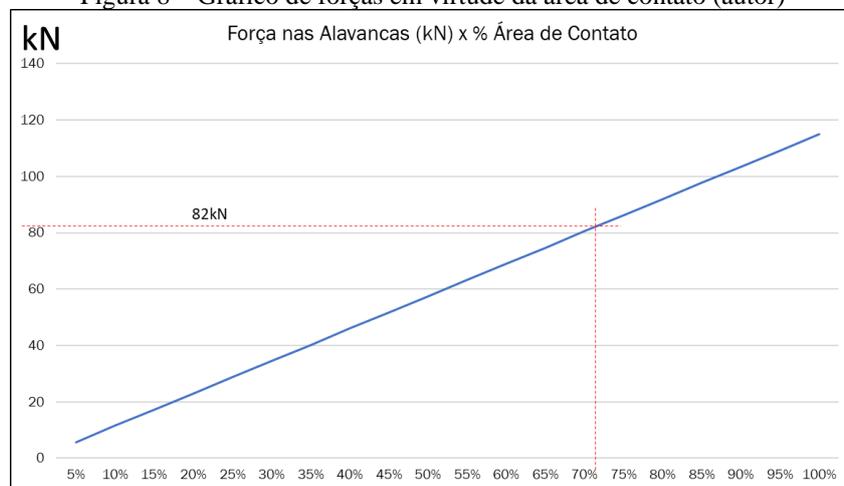
Se isolarmos os elementos que compõem a fórmula da área, vamos obter uma nova configuração para a mesma fórmula:

$$Mt = 0,5 \cdot d \cdot p \cdot \mu \cdot A \quad (5)$$

Desta forma, é possível a construção de um gráfico, descrito abaixo na figura 8, semelhante ao representado na figura 5, onde obtém-se uma nova curva dos esforços obtidos em função da porcentagem da área de contato entre alavanca e eixo, sabendo-se que 100% da área de contato corresponde à $29.219,27 \text{ mm}^2$, garantindo uma capacidade

de resistir esforços máximos de 115kN. Para este cálculo, vamos considerar o coeficiente de atrito μ igual a 0,416.

Figura 8 – Gráfico de forças em virtude da área de contato (autor)



Para que fosse possível levantar os esforços reais, um dos trens foi devidamente instrumentado com células de carga e posto em operação comercial. A coleta de dados teve a duração de quinze dias inteiros de operação, abrangendo todos os horários de pico, com demandas máximas e mínimas de passageiros, cumprindo todo o trecho da linha, ida e volta, submetendo o trem às condições reais de operação, incluindo todos os esforços nas transições das curvas existentes.

O esforço máximo registrado durante todo o teste foi de 69kN. Embora não tenha sido registrado, é esperado um esforço excepcional de 82kN, considerando condições extremamente severas, ou seja, transitar com velocidade máxima, nos trechos das mais críticas curvas, com todos os vagões completamente lotados. Por razões óbvias de segurança, tais condições de operação não são permitidas pelas operadoras de transporte ferroviário de passageiros em todo país. Válido lembrar que o esforço excepcional acima citado de 82kN, de acordo com o gráfico da figura 8, poderia ser obtido, ainda se houvesse, no mínimo, 71% da área de contato entre as alavancas e o eixo de torção.

3 METODOLOGIA – UMA PROPOSTA ALTERNATIVA

Diante de todas as questões apresentadas pela condição atual do sistema de montagem de alavancas e eixo de torção, ou seja, junções de atrito dentro do conceito de contatos cônicos e dos processos de usinagem envolvidos, a complexidade de montagem com o uso de bombas hidráulicas, o desafio de garantir o alinhamento das alavancas após

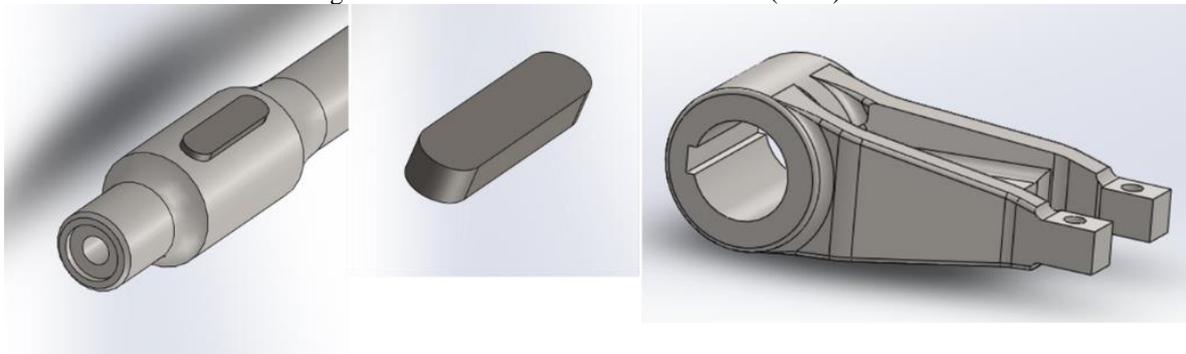
a montagem final do conjunto, e os riscos de desacople acidental do conjunto em operação comercial dos trens, mesmo que estes mesmos riscos sejam muito pequenos, ainda assim ousamos em buscar uma alternativa que pudesse reunir praticidade, simplicidade, baixo custo e uma performance comprovadamente eficaz.

Nosso desafio começou com uma das soluções mais consagradas e usadas na concepção de projetos mecânicos: a aplicação de uma chaveta plana embutida.

O primeiro passo do desenvolvimento de nossa proposta foi fixar a dimensão nominal dos diâmetros a serem acoplados em 80mm para a manga do eixo de torção e para os furos das alavancas esquerda e direita. O dimensionamento das duas chavetas planas obedeceu às especificações descritas nas normas DIN 6885 (tipo A) e ABNT NBR 6375B, para chavetas paralelas retangulares, bem como para o dimensionamento dos rasgos no eixo e nas alavancas, suas tolerâncias de ajuste e raios para atenuação dos cantos vivos.

Desta forma iremos obter uma chaveta retangular em aço AISI 1045 ~ 1050, com secção transversal de 22mm por 14mm, conforme ilustrado abaixo, na figura 9.

Figura 9 – Dimensionamento das chavetas (autor)



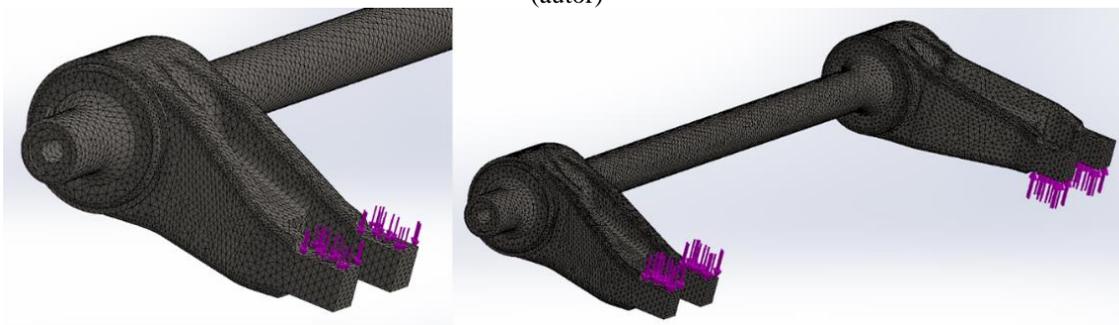
Em particular, na manga do eixo de diâmetro de 80mm e de 118mm de comprimento, dimensionamos o comprimento total da chaveta em 88mm, posicionando-o no centro da manga, deixando um espaço de 15mm de cada lado.

Toda a geometria e montagem do conjunto foram modeladas no ambiente do SolidWorks®, com o objetivo de realizar algumas simulações estáticas, de aplicação de força e torque, para que a solução proposta pudesse ter suas primeiras validações do ponto de vista de performance e desempenho.

As simulações foram realizadas pela análise dos Métodos de Elementos Finitos, onde a discretização do conjunto se deu por uma malha padrão, de elementos tetraédricos de segunda ordem, de 4 pontos jacobianos, de tamanho global de 7mm. Dentre algumas

das simulações realizadas, selecionamos a própria chaveta como ponto de engastamento e a aplicação de duas forças contrárias, uma em cada alavanca, de 57,5kN, no ponto de fixação da biela vertical, conforme ilustrado abaixo, na figura 10.

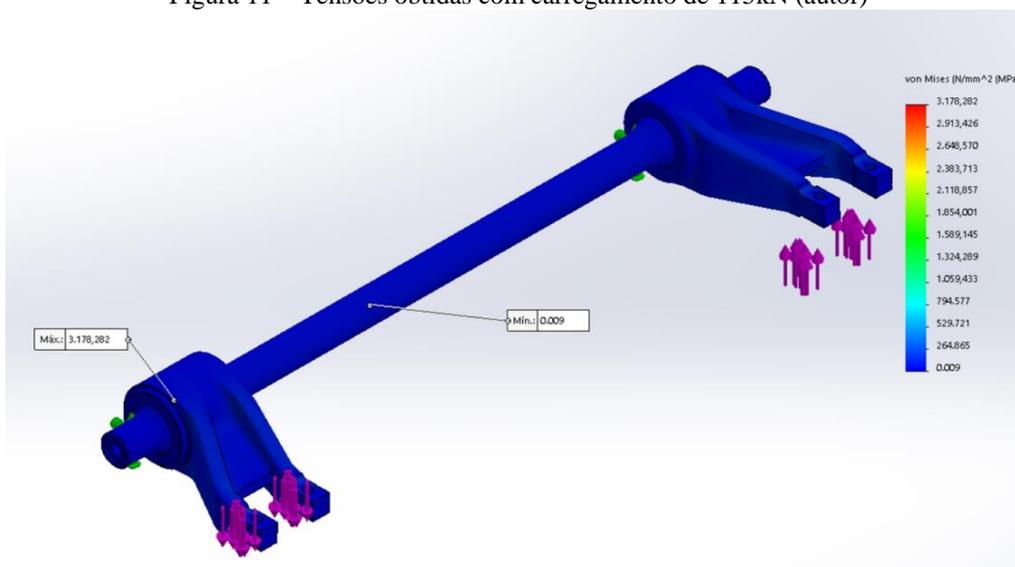
Figura 10 - Aplicação da malha no modelo em estudo para análise pelo Método dos Elementos Finitos (autor)



4 RESULTADOS - AVALIAÇÃO DA PROPOSTA APRESENTADA

Os resultados obtidos e ilustrado na figura 11, indicam tensões muito superiores, comparadas aos limites de escoamento dos materiais de todos os componentes envolvidos. Ou seja, tensões máximas, concentradas na região da chaveta, equivalentes à 3178MPa, comparadas aos limites de escoamento dos materiais das chavetas (530MPa), do eixo de torção (700MPa) e das alavancas (450MPa).

Figura 11 – Tensões obtidas com carregamento de 115kN (autor)



Um outro caminho para verificarmos a validação da proposta de chavetas planas, é através do cálculo analítico da tensão de cisalhamento. De acordo com Melconian

(2013), podemos efetuar este cálculo utilizando as fórmulas abaixo. Vide esquema na figura 12.

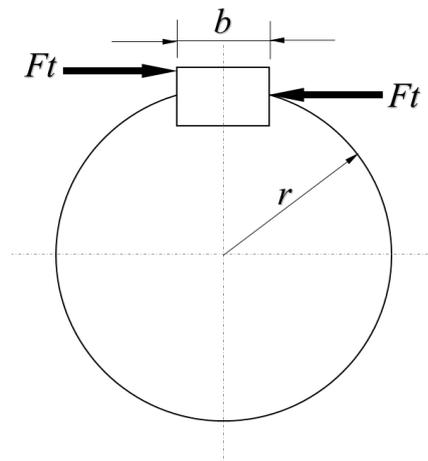
$$T = \frac{F_t}{b \cdot l} \quad (6)$$

$$F_t = \frac{M_t}{r} \quad (7)$$

Onde:

- ✓ T é a tensão de cisalhamento;
- ✓ F_t é a força tangencial;
- ✓ b é a largura da chaveta (22mm);
- ✓ l é comprimento da chaveta (88mm);
- ✓ M_t é o momento de torção (28750Nm) – já calculado anteriormente;
- ✓ r é o raio do eixo (40mm).

Figura 12 - Esquema para o cálculo da tensão de cisalhamento (autor)



Desta forma,

$$F_t = \frac{M_t}{r} = \frac{28750}{0,04} = 718750N$$

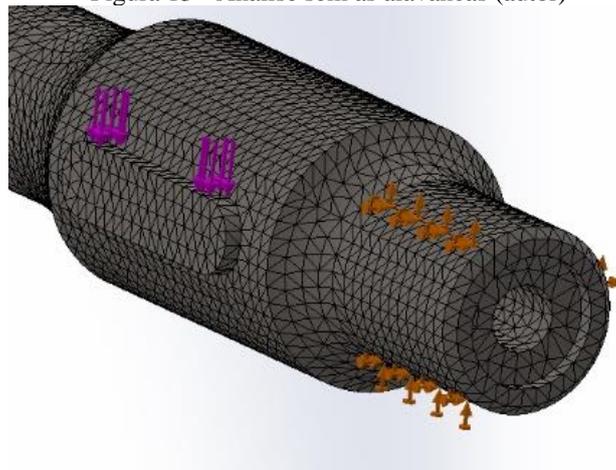
Logo,

$$T = \frac{718750}{22 \times 88} = 371 \frac{N}{mm^2} = 371MPa$$

O cálculo nos deu um resultado de tensão de cisalhamento nas chavetas de 371MPa, quando a tensão de cisalhamento admissível para o aço AISI 1050 é de 60MPa.

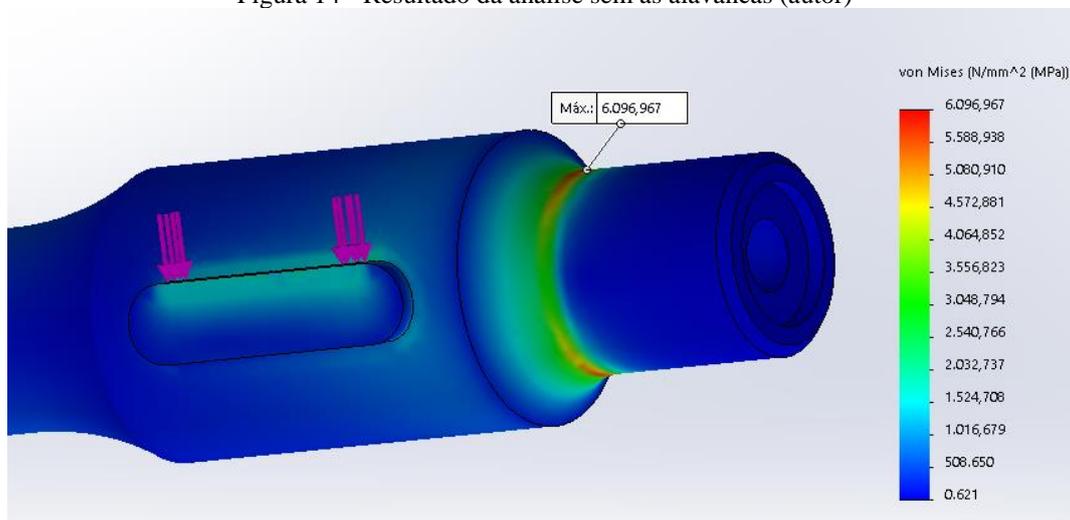
O desenvolvimento do cálculo acima também possibilitou identificar o módulo das forças atuantes diretamente nas chavetas planas, calculado em 718750N. Desta forma, com este valor, elaboramos uma nova simulação e análise pelo Método de Elementos Finitos, excluindo-se as duas alavancas do modelo, aplicando as forças diretamente nas chavetas, utilizando-se uma malha padrão, de elementos tetraédricos de segunda ordem, de 4 pontos jacobianos, de tamanho global de 5mm, conforme demonstrado na figura 13.

Figura 13 - Análise sem as alavancas (autor)



Os resultados obtidos confirmaram as tensões nas chavetas em aproximadamente 3000MPa, e ainda apontaram um ponto de fragilidade, indicado pela região de tensão máxima na ordem de 6000Mpa, provavelmente pelo fato de concentrarmos toda a força na chaveta, desprezando a possibilidade de distribuir essas cargas por toda a área útil, conforme demonstrado na figura 14.

Figura 14 - Resultado da análise sem as alavancas (autor)



Por esta nova ótica, percebemos a grande importância da área de contato para que haja eficácia da união. Segundo Niemann (2006) e Linemberg et al (2023), a transmissão da força tangencial (U), pelas faces laterais das chavetas dependem também da pressão específica de contato (p), conforme expressão abaixo:

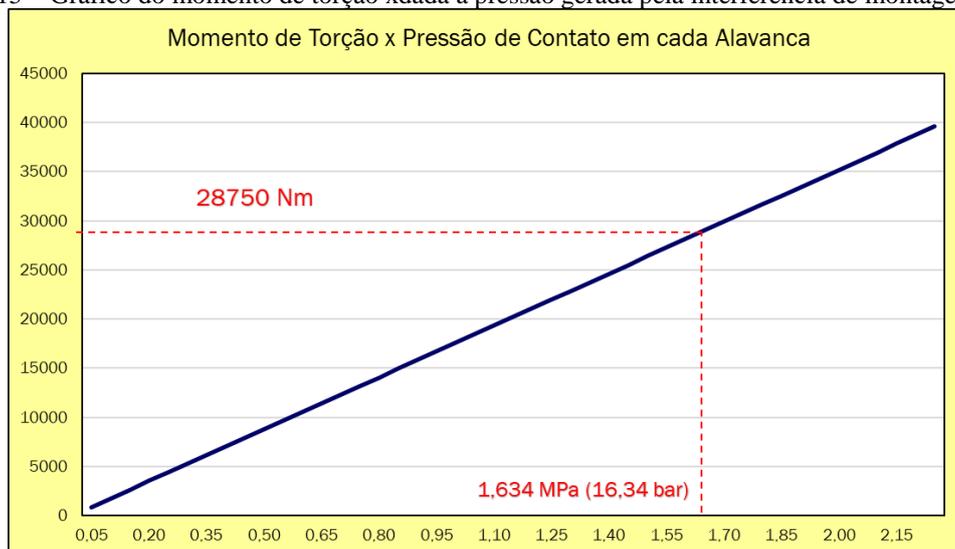
$$U = \frac{2Mt}{d} = p \cdot (h - t) \cdot L \cdot i \quad (8)$$

Onde:

- ✓ U é a força tangencial (718750N);
- ✓ Mt é o momento de torção (28750Nm) – já calculado anteriormente;
- ✓ d é o diâmetro do eixo (80mm).
- ✓ p é a pressão específica de contato – a ser calculado
- ✓ h é a altura da chaveta (14mm)
- ✓ t é a profundidade de ranhura (9mm)
- ✓ i número de ranhuras (1 rasgo);
- ✓ L é comprimento útil (88mm);

Ou seja, o cálculo da pressão específica de contato, para viabilizar o uso de chavetas planas, nos mostra que, ainda assim, deverá haver uma interferência na montagem das alavancas no eixo de torção. O gráfico da figura 15, gerado a partir da fórmula acima, nos mostra que, para um momento de torção de 28750Nm, é necessária uma pressão específica de contato de, no mínimo 1,634MPa ou 16,34bar.

Figura 15 – Gráfico do momento de torção x dada a pressão gerada pela interferência de montagem (autor)



5 CONCLUSÃO

Ficou evidente que a ideia de se substituir o sistema de acople com junções cônicas de atrito por um sistema com chavetas planas embutidas, mesmo que bem dimensionadas, ou até mesmo fabricadas em materiais mais nobres, não é de forma alguma recomendada, pois constatou-se que a área de contato responsável por suportar os torques exigidos, é absolutamente vital para a sua alta performance. Um sistema com chavetas, onde não há interferência significativa na montagem, não suportaria os esforços aplicados, comprometendo assim a segurança do conjunto. Mesmo aumentando o comprimento da chaveta de 88mm para 98mm, ou seja, um aumento de 11%, o resultado obtido no cálculo da tensão de cisalhamento seria de 333MPa.

Dobrar a quantidade de chavetas em cada uma das extremidades também não seria suficiente para se obter a resistência desejada, além de trazer complicações nos processos de fabricação dos componentes, aumentando os tempos de usinagem e, conseqüentemente, os custos de fábrica. Sem mencionar as dificuldades nos processos de montagem. Ou seja, seria uma solução divergente da proposta, na questão de praticidade.

Apesar do sistema complexo da atual junção, e todas as suas implicações de fabricação e montagem, esta, por sua vez garante respostas seguras, de forma eficaz e com excelente performance.

REFERÊNCIAS

LINEMBERG, Élcio Moura; SILVA, Leandro Cardoso; CARVALHO, Antonio Carlos; PESTANA, Carlos Cesar; GONÇALVES, Norberto. Modernização de autoclaves Getinge para a indústria farmacêutica. *Brazilian Journal of Development*, Curitiba, janeiro, 2023.

MELCONIAN, Sarkis. Elementos de máquinas. 10. ed. São Paulo: Érica, 2013. 375 p.

NIELMANN, Gustav. Elementos de máquinas: volume II. São Paulo: Edgard Blücher, 1971. 207 p.

PROVENZA, Francesco. Projetista de máquinas. 71. ed. São Paulo: F. Provenza, 1960.

SILVA, Matheus Barone; SILVA, Leandro Cardoso. Utilizando a metodologia DFMA “design for manufacturing and assembly” na redução de custo em checkout counters. *Brazilian Journal of Development*, Curitiba, janeiro, 2023.

STIPPE, Paulinho. TUE CAF (Atual 8000 CPTM). In: Grupo Stippe. Desenhos de trens urbanos. São Paulo, 6 set. 2013. Disponível em: www.ferroviadopaulinho.blogspot.com. Acesso em: 11 mar. 2023.