

IDENTIFICAÇÃO DAS POTENCIAIS CAUSAS DE NÃO CORRELAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE UMA CARÇAÇA DE UM EIXO TRASEIRO DE UM VEÍCULO PESADO, ENTRE SIMULAÇÃO E TESTE EM BANCADA, NO DESENVOLVIMENTO DE UM NOVO FREIO AUTOMOTIVO

Thiago Henrique de Lisboa e Silva, Nilton Cararo

Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR

Emails: lisboa_thiago@hotmail.com, cararo@utfpr.edu.br

RESUMO

Este documento apresenta um estudo comparativo entre uma simulação e cálculo, utilizando o método de análise de elementos finitos (FEA) e um teste prático de bancada da instalação de um freio a disco e uma carcaça de um eixo traseiro de um veículo pesado. A análise constitui determinar os componentes mais importantes, determinar o modelo tridimensional, realizar a simulação aplicando os esforços da aplicação, identificar as máximas tensões, calcular a vida em fadiga, medir e aquisitar as tensões do sistema realizando um teste prático e por fim determinar uma recomendação e liberação de utilização.

INTRODUÇÃO

Novas legislações de trânsito impulsionam automaticamente a indústria automotiva de veículos comerciais a um avanço na tecnologia de seus componentes e produtos. A demanda e preocupação por maior segurança em veículos comerciais pesados é um motivador para que novas leis de trânsito sejam elaboradas a fim de que determinado segmento de veículo traga maior segurança para seus usuários também a própria sociedade. Um dos fatores de segurança determinantes para qualquer veículo, é sua capacidade de frenagem e respectivamente a sua distância de frenagem, ou seja, a distância que o veículo percorre após acionar os freios até que o mesmo pare por completo.

O cenário estabelecido nesse trabalho foi de que para veículos comerciais terem uma maior segurança relacionada à frenagem, uma nova legislação determinou uma nova especificação para a distância de frenagem, onde os freios atuais dos veículos em estudo não atendiam a nova demanda. Assim um novo freio a disco com Torque de Frenagem mais elevado foi desenvolvido. Com um torque de frenagem mais elevado, forças maiores foram concentradas e transferidas nas carcaças de eixos traseiros, onde é realizada a instalação e fixação dos freios, consequentemente elevando as tensões do sistema, o risco de diminuição da durabilidade aumenta.

Para avaliar se o componente atual do eixo traseiro, a carcaça, não apresentaria falha com o aumento de Torque, foram realizadas rodadas de simulações (FEA - Finite Element Analysis, Análise de Elementos Finitos), cálculos, aquisição de dados, além de testes em bancada, assim chamado de “*Chucker Test*”. Os resultados das simulações e cálculos apresentaram algumas divergências com o teste prático, e uma correlação foi realizada para determinar as potenciais causas da falta de correlação em certos aspectos, servindo de base para uma conclusão se a carcaça atual estaria funcionalmente e estruturalmente apta para receber o novo freio ou se um novo desenvolvimento seria necessário ou se alguma adaptação seria necessária.

1. COMPONENTES DA ANÁLISE

1.1 Veículo

No cenário desse estudo, o veículo em questão foi determinado como sendo um caminhão trator 6x2 contemplando freio a disco traseiro no seu eixo trativo. Os componentes analisados do caminhão foram: a carcaça do eixo trativo traseiro, e o sistema de freio a disco como um todo. Todos os outros componentes foram desconsiderados dessa análise.



Figura 1: Exemplo de um caminhão trator 6x2.
Fonte: <http://www.mackpinnacle.com/>

2. SISTEMA DE FREIO E COMPONENTES

Para atender o cenário de uma nova legislação, adicionando diversidade na oferta de produtos, foi constatado que para atender a demanda legal de distância de frenagem (independente do seu valor) um novo freio com um torque ou momento de frenagem elevado seria necessário. Para isso, mudanças geométricas de design e material no novo freio a disco foram realizadas, a fim de gerar um aumento de Torque de 20 kNm para 23 kNm.

Segundo Nisbett (2008, p. 826), o torque ou o momento de frenagem pode ser encontrado assumindo duas situações de utilização do disco: o desgaste uniforme ou a pressão uniforme onde o desgaste axial, em qual o disco está sujeito, pode ser expresso por:

$$w = f_1 f_2 K P V t$$

Equação 1 – Desgaste Uniforme
Fonte: NISBETT (2008, p.830)

Onde f_1 é um fator dependente do tipo de movimento, da carga e da velocidade e f_2 é um fator referente às condições ambientais como a temperatura e K é a constante dependente das propriedades do material de fricção. A geometria de área de contato de um sistema de freio a disco pode ser definida como representado na figura abaixo.

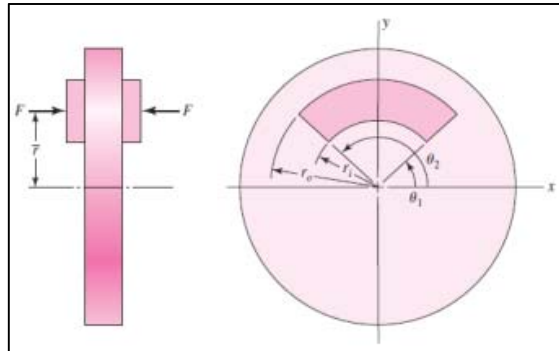


Figura 2 - Geometria de área de contato de um sistema de freio a disco
Fonte: NISBETT (2008, p.830)

Sendo p a pressão de contato, então a força F e o momento ou torque de frenagem T poderão ser descritos como:

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_1}^{r_2} p r \, dr \, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) \int_{r_1}^{r_2} p r \, dr$$

Equação 2 – Força de Frenagem
Fonte: NISBETT (2008, p.830)

$$T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_1}^{r_2} f p r^2 \, dr \, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) f \int_{r_1}^{r_2} p r^2 \, dr$$

Equação 3 - Momento/Torque de Frenagem
Fonte: NISBETT (2008, p.830)

O sistema de freio é composto por: disco, pinça, portador, placa adaptadora, câmara e cubo. Todo esse sistema é fixado na carcaça do eixo traseiro através da placa adaptadora.

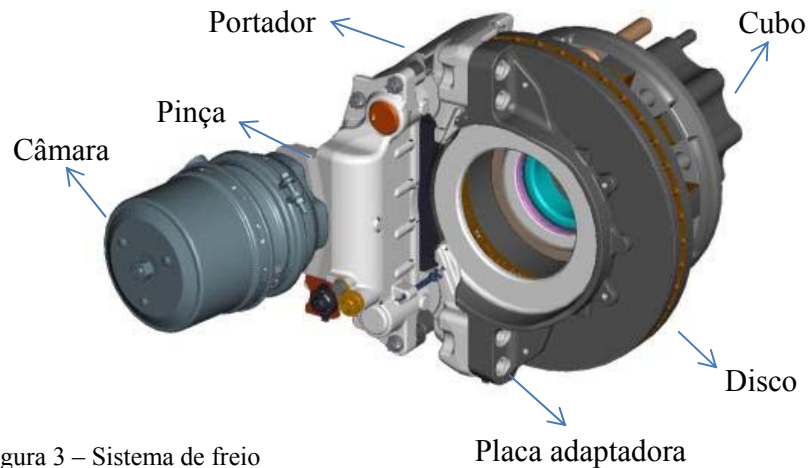


Figura 3 – Sistema de freio
Fonte: O autor

Para esse estudo, os componentes relevantes para a análise foram: o portador, a placa adaptadora e a carcaça do eixo traseiro, além dos parafusos utilizados para a fixação. Esses componentes serviram de base para a transferência do torque de frenagem para o flange da carcaça do eixo. Tal flange é o local onde todo o sistema de freio é fixado na carcaça do eixo traseiro. O flange é soldado em 270° na carcaça do eixo traseiro, gerando uma zona termicamente afetada.



Figura 4 – Carcaça do Eixo Traseiro
Fonte: O autor

O principal componente em análise é a flange da carcaça do eixo traseiro, pois o resultado e objetivo do estudo foram descobrir se o flange aguentaria tal transferência de Torque e sua correlação nas análises. As propriedades mecânicas do material para a carcaça do eixo analisado podem ser identificadas na tabela abaixo:

Peça	Tensão de ruptura	Resistência máxima	Resistência em Fadiga
Carcaça do Eixo	417 MPa	480 MPa	230 MPa

Quadro 1 – Propriedades Mecânicas do Material
Fonte: O autor

Esse material foi considerado como homogêneo, isotrópico, elasticamente linear e dúctil. As propriedades mecânicas da solda e da região afetada tecnicamente não puderam ser definidas.

3. FEA

Basicamente, a análise de elementos finitos, consiste em determinar qual o estado de tensão e deformação de um elemento sólido com geometria qualquer sujeito a ações de forças exteriores. Tais forças podem ter características estáticas ou dinâmicas.

A equação integral básica pode ser determinada, substituindo o integral sobre um domínio complexo (de volume V) por um somatório de integrais estendidos a outros domínios de geometrias simplificadas (de volume V_i).

$$\int_V f \, dV = \sum_{i=1}^n \int_{V_i} f \, dV$$

Equação 4: Integral de Volume de uma função f
Fonte: AZEVEDO (2003, p. 4)

Para tal equação, é considerado que:

$$V = \sum_{i=1}^n V_i$$

Equação 5: Somatório de Volume V_i
Fonte: AZEVEDO (2003, p. 5)

Cada subdomínio V_i corresponderá a um elemento finito de geometria simples, como por exemplo, um segmento de reta, triângulo, quadrilátero, tetraedro, paralelepípedo, etc.

O modelo definido para a análise é limitado tendo sua geometria sólida com superfícies planas. Pode conter paredes finas e superfícies não planas, o qual não foi considerado na análise. Toda a geometria do modelo foi desenvolvida em Pro/ENGINEER e exportado para o software ANSYS, formato IGES.

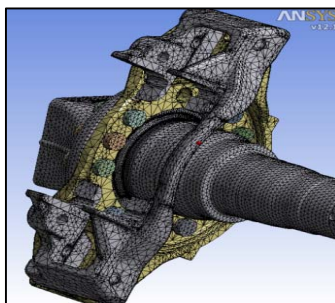


Figura 5 - Modelo FEA
Fonte: O Autor

A partir desse modelo, foram definidas as condições de contorno, premissas, restrições e a atuação das forças de modo que fosse possível identificar onde as maiores tensões estariam aplicadas no modelo. 647626 nodos foram utilizados além de um fator de fricção de 0,15 entre o flange da carcaça do eixo traseiro com a placa adaptadora.

Um suporte sem fricção foi adicionado na superfície do portador para simular a rigidez do sistema de freio a disco. A placa adaptadora foi tensionada com parafusos no flange da carcaça do eixo traseiro com uma força de 92000N enquanto a placa adaptadora foi tensionada com uma força de 162000N com os parafusos do portador.

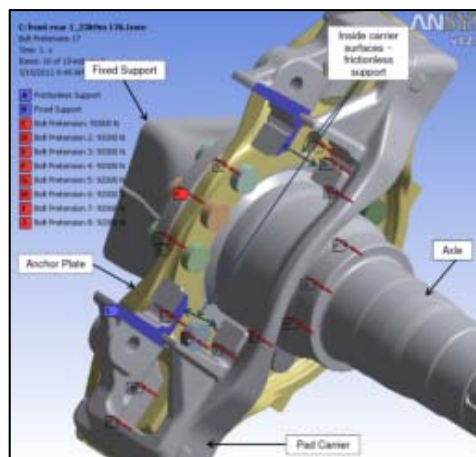


Figura 6 – Condições de contorno do Modelo FEA
Fonte: O Autor

A força de frenagem foi aplicada de acordo com a figura abaixo. As linhas de força foram determinadas utilizando o raio efetivo do disco de freio, no caso, 166,4 mm. A força foi aplicada em seis passos, 100% para frente, 50% para frente, 25% para frente, 100% para trás, 50% para trás e 25% para trás. Tal porcentagem representa a especificação do teste de bancada (“*Chucker Test*”), definida durante projetos de desenvolvimento de freios anteriores.

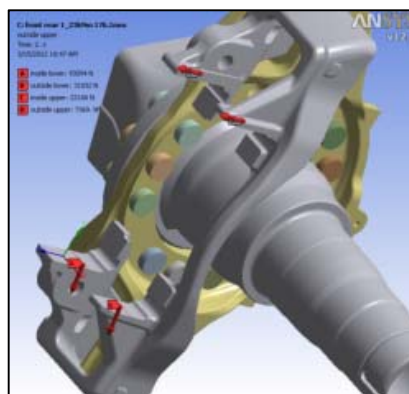


Figura 7 – Forças aplicadas no Modelo FEA
Fonte: O Autor

As tensões de frenagem foram calculadas e apresentadas na tabela abaixo.

Total brake torque = 23 kNm												
Effective Pad Radius = 166.4 mm												
	inside lower			outside lower			inside upper			outside upper		
Step	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	-95702	-23394	0	-31901	-7798	0	0	23394	0	0	7798
3	0	-47851	-11697	0	-15950	-3899	0	0	11697	0	0	3899
4	0	-23925	-5849	0	-7975	-1950	0	0	5849	0	0	1950
5	0	0	23394	0	0	7798	0	95702	-23394	0	31901	-7798
6	0	0	11697	0	0	3899	0	47851	-11697	0	15950	-3899
7	0	0	5849	0	0	1950	0	23925	-5849	0	7975	-1950

Quadro 2 – Tensões identificadas no FEA

Fonte: O Autor

Após rodar o programa com essas condições de contorno, forças aplicadas e identificadas, foi detectada uma alta tensão em certa região do flange da carcaça do eixo. Tal tensão elevada representou um valor de 504,29 MPa. Esse valor supera o valor de tensão de ruptura da peça.

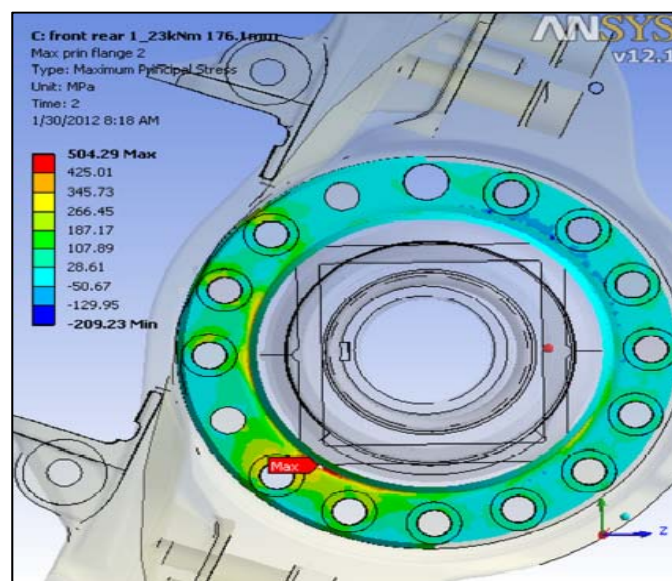


Figura 8 – Alta tensão identificada no FEA

Fonte: O Autor

4. VIDA EM FADIGA

No cálculo da vida em fadiga, foram utilizados a teoria e critério de Goodman modificado, onde a tensão alternante sobre o eixo vertical passa a ser o valor da tensão no limite de fadiga, onde se pode usar uma tensão σ_N , quando se precisa gerar uma curva que forneça as diferentes combinações de σ_a e σ_m para determinada vida especificada, de N ciclos.

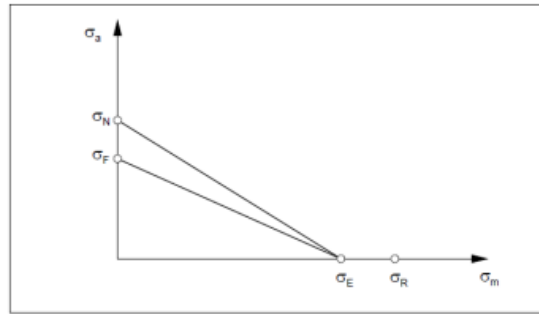


Gráfico 1 – Critério de Goodman modificado
Fonte: ROSA (2002, p. 330)

Assim, para cada esforço, identificado do FEA, aplicando os princípios de Goodman, utilizando o conceito da curva S-N curve (ciclos para falhar vs. Tensão alternante), o valor de tensão máxima (Smax) e tensão mínima não carregado (Smin) foi determinado. Depois o valor de tensão alternante (Salt), tensão média (Smean), tensão alternante equivalente (Sea), foram determinadas utilizando as fórmulas:

$$Salt = \frac{Smax - Smin}{2}$$

Equação 6: Tensão Alternante
Fonte: SANTOS (2005, p.20)

$$Smean = \frac{Smax + Smin}{2}$$

Equação 7: Tensão Média
Fonte: SANTOS (2005, p.20)

Calculando a tensão alternante com a tensão média igual a zero teremos:

$$Sea = \frac{Salt}{1 - \left(\frac{Smean}{Sult}\right)}$$

Equação 8: Tensão Alternante Equivalente
Fonte: SANTOS (2005, p.20)

Onde Sult é a tensão de ruptura. Com esses valores foi calculada a expectativa de ciclos para falhar (Nf) para o material em análise utilizando a fórmula:

$$Nf = 0,5 * \left(\frac{895}{Sea}\right)^{-0,09}$$

Equação 9: Ciclos para Falhar
Fonte: SANTOS (2005, p.20)

Multiplicando ao número de ciclos teremos Done e Dsum e os resultados são apresentados na tabela abaixo:

		Smax	Smin	Salt	Smean	Sea	Nf	D one	D sum
+ 23kNm	54780 @ 100%	421	60	181	241	362	1.18E+04	8.51E-05	4.66E+00
	219120 @ 50%	293	86	104	190	171	4.85E+07	0.00E+00	0.00E+00
	712140 @ 25%	244	86	79	165	120	2.40E+09	0.00E+00	0.00E+00
- 23kNm	0 @ 100%	423	76	174	250	361	1.19E+04	8.39E-05	0.00E+00
	3320 @ 50%	337	76	131	207	229	1.89E+06	0.00E+00	0.00E+00
	10790 @ 25%	276	88	94	182	151	1.88E+08	0.00E+00	0.00E+00
D total =									4.66E+00
Life =									0.2146

Quadro 3 – Cálculo de Fadiga

Fonte: O Autor

5. TESTE EM BANCADA E AQUISIÇÃO DE DADOS

Baseado em experiências anteriores, durante o teste de bancada foi utilizando todo o sistema de freio aplicando a pressão máxima de ar, para gerar atrito máximo nos discos de. Um pistão hidráulico foi conectado no freio para similar à força de frenagem e gerar o torque quando acionado, representando um ciclo.

A força foi aplicada no pistão hidráulico utilizando a seguinte sequencia e valores alvo:

Para frente:

54780 ciclos com 100% do torque max. (23kNm)
 219120 ciclos com 50% do torque max. (11,5 kNm)
 712140 ciclos com 25% do torque max. (5,75 Nm)

Para trás

3320 ciclos com 100% do torque (23kNm)
 10790 ciclos com 100% do torque (23kNm)

Com base na tabela 2, as principais tensões que impactam na vida em fadiga estão na aplicação de 100% do torque. Isso significa que com uma vida de 0,2146 a carcaça apresentaria uma falha numa ciclagem muito baixa.



Figura 9 – Exemplo de “Chucker Test”
Fonte: O Autor

Antes de rodar o teste, foram aqisitados os dados para verificar se os valores de tensão simulados seriam parecidos com os da bancada. O resultado se mostrou bastante similar, e foi assumido que as tensões eram comparáveis.

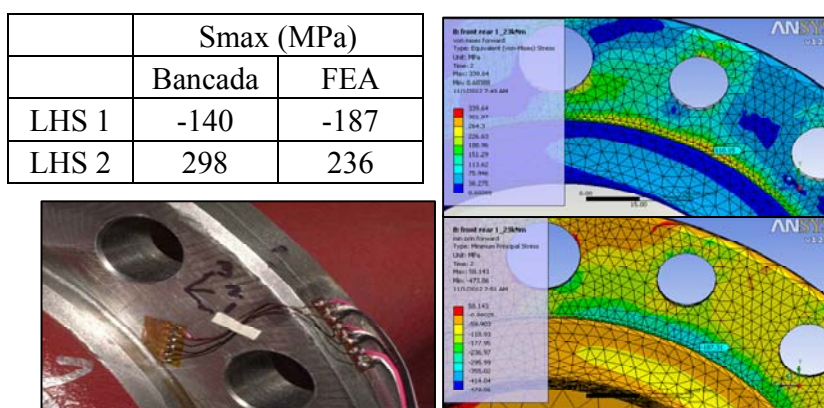


Figura 10 – Correlação
Fonte: O Autor

Tal comparação da aquisição de dados apresentou um fator de correlação de muito próximo de 1.

Bancada	FEA	Fator
-140	187	1
298	236	
=CORREL(D18:D19:E18:E19)		

Quadro 4 – Função utilizada no Excel
Fonte: O Autor

Após a comparação, o teste foi realizado onde durante todos os ciclos, não houve falha na carcaça ou nos componentes do sistema de freio. Nenhuma trinca foi apresentada, colocando a dúvida do por que da carcaça não ter falhado conforme a simulação e cálculo. O sistema deveria ter falhado com um número de ciclos muito baixo, inferior a 10000 ciclos.

+23kNm	54780	@100%	Não apresentou falha
	219120	@50%	Não apresentou falha
	712140	@25%	Não apresentou falha
-23kNm	0	@100%	Não apresentou falha
	3320	@50%	Não apresentou falha
	10790	@25%	Não apresentou falha

Quadro 5 – Resultado do teste de bancada
Fonte: O Autor

CONCLUSÃO

Após verificar que a carcaça do eixo traseiro não falhou no teste de bancada (*Chucker Test*) conforme o esperado da simulação e do cálculo de fadiga, várias questões foram levantadas para entender a falta de correlação entre a simulação, cálculo e o teste físico de bancada.

As questões potenciais para a não correlação da falha foram identificadas como:

- Método de cálculo da vida em fadiga;

Existem outros critérios e curvas para o cálculo de fadiga, no qual podem levar a uma vida maior ou até infinita. Por exemplo: Método de Goodman, Goodman modificado, Soderberg, Gerber.

- Propriedades mecânicas dos materiais;

As propriedades mecânicas dos materiais em questão possuem valores mais robustos do que os calculados. A solda pode ter uma propriedade mecânica maior do que os materiais das carcaças e do flange.

- Modelo diferente da peça física;

O modelo pode não representar 100% o que a peça física testada representava, mesmo que os esforços tenham sido medidos e equivalentes.

Assim, após todas as considerações, o eixo traseiro e sua carcaça foram liberados para a aplicação, considerando que o teste de bancada atingiu todos os requisitos e que pelos motivos acima, a simulação e os cálculos serviriam apenas como referência. Não houve necessidade de realizar uma mudança de design do eixo traseiro.

REFERÊNCIAS

[1] AZEVEDO, A. **Método dos Elementos Finitos**. Faculdade de Engenharia da Universidade de Porto, 2033.

Disponível em: <http://www.fe.up.pt/~alvaro>. Acesso: Janeiro de 2013.

[2] NISBETT K.; BUDYNAS R, Budynas-Nisbett. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 8. ed. USA: McGraw–Hill, 2008.

[3] ROSA, E. **Análise de Resistência Mecânica**. Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

[4] SANTOS, A.A. Dos. **Apostila Freios e Embreagens por Atrito**. Universidade Estadual de Campinas, 2005.