



## **Análise da pressão e coeficientes de atrito de sapatas em freios a tambor**

Fey A†, Lobato RAB†, Kohler PH†, Saldias DAP†

†*Universidade Federal de Santa Catarina.*

**Abstract.** Este artigo propõe justificativas analíticas e subsídios científicos para possíveis melhoras nos sistemas de freios pneumáticos de tambor. É proposta a hipótese de que o tempo de frenagem é mais sensível ao material da sapata do freio do que da pressão aplicada no cilindro no mecanismo do freio. A partir de ferramentas de dinâmica veicular é demonstrado que acima de uma determinada pressão aplicada pelo cilindro no tambor, o tempo de frenagem não varia. A partir das análises aqui realizadas, o projeto do freio pode ser melhorado para diminuir o custo do sistema adotando cilindros, compressores e reservatórios de menor tamanho.

**Keywords.** *Freio a tambor, pneumática, caminhão, freio a ar.*

**Introdução.** Grandes velocidades e a capacidade de transportar cargas nos veículos atuais trouxeram consigo preocupações para os projetistas quando se trata de procedimentos de parada ou frenagem, tanto em relação ao projeto quanto em relação à manutenção. Tal cuidado com os freios é, segundo a literatura, uma preocupação de milhares de anos atrás. Segundo [5] o primeiro contato com a roda ocorreu por volta do ano de 4.000 A.C. A partir desse momento os veículos começaram a evoluir e conseqüentemente os primeiros sistemas de freios começaram a surgir. Estes eram constituídos por um mecanismo muito simples, uma alavanca com uma sapata em sua extremidade que, quando em contato com a roda, provocava a frenagem do veículo. Tal mecanismo pode ser visto como precursor dos freios a tambor utilizados nos carros e caminhões.

Nos sistemas de freios atuais, estão sendo constantemente desenvolvidos estudos focados na diminuição do gasto energético. Ali, parte da energia vinda do combustível é destinada para uso no mecanismo pneumático do freio.

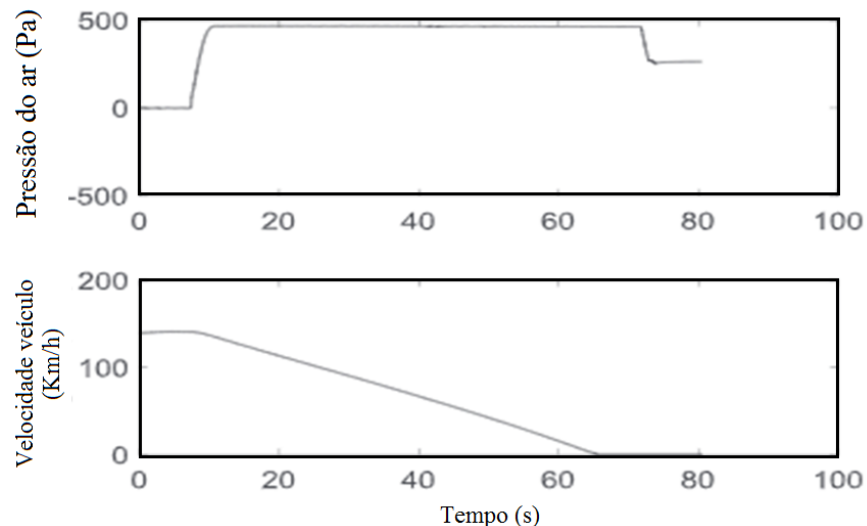
Neste trabalho é proposta a hipótese de que o tempo de frenagem do freio a tambor é mais sensível ao material da sapata do freio (lona de freio) do que da pressão aplicada no cilindro pneumático do mecanismo do freio. É realizada uma análise que visa verificar a hipótese, mediante a proposta e análise de um modelo dinâmico da roda em processo de frenagem. O modelo proposto serve para verificar as modificações dos materiais usados na lona do freio e das pressões de trabalho em relação ao tempo de frenagem. A análise dá subsídios técnicos para redução da pressão sem prejuízo do tempo de frenagem. Essa redução da pressão permite reduzir a robustez dos componentes e diminuição do gasto de combustível atrelado ao compressor. A

análise aqui realizada permitiria verificar também a redução do gasto energético no mecanismo pneumático do freio a tambor

O mecanismo atual do freio a tambor aqui analisado [2] consiste em um par de sapatas de arcos opostos revestidas por uma lona de freio localizadas na parte interna do tambor. Um cilindro pneumático exerce uma força capaz de empurrar as sapatas em direções opostas para que assim, ambas entrem em contato com o tambor. Este contato gera atrito que resulta na parada do movimento rotacional do tambor e, conseqüentemente, a parada do veículo de maneira controlada [8].

O presente manuscrito inicia com uma breve revisão do estado da arte relacionada a hipótese aqui proposta. Na sequência é proposto um modelo matemático da frenagem de uma roda. A modelagem considera que a roda (pneu e calota) está isolada do restante do veículo para fins de simplificação do problema. O modelo matemático obtido é avaliado para diferentes pressões, tempos de frenagem e materiais de lona de freio. Os resultados são analisados, comparados com o estado da arte e conclusões são obtidas. Sugestões de projeto são indicadas para o melhoramento da eficiência energética do sistema.

**Um estudo similar realizado.** Outros autores já abordaram a problemática do tempo de frenagem em relação à pressão aplicada nos freios, como [6], onde foi estudado o freio a disco usado em trens. Os seguintes resultados da velocidade em função do tempo juntamente com a pressão nos freios foram obtidos de [6].

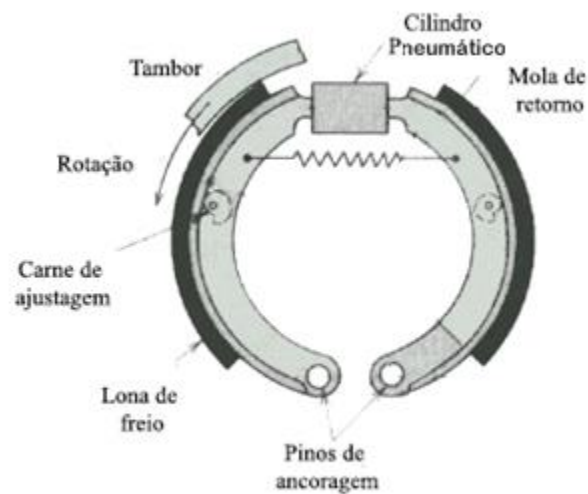


**Figura 1** : Gráfico superior: Pressão de ativação dos freios versus tempo de frenagem. Gráfico inferior: queda da velocidade do trem versus o tempo na frenagem, [6].

É notório que a velocidade decai linearmente após a pressão máxima ser atingida, e após 55 segundos o trem chega ao repouso. É interessante analisar que mesmo com uma inércia muito superior à um caminhão, a pressão que atuou nos freios é 1600 vezes menor que a dos caminhões (Considerando que a pressão padrão dos caminhões é de 8 Bar e a pressão no trem utilizado em [6] é de 0,005 Bar).

**Modelo matemático proposto.** Nossa modelagem considerou que a frenagem inicia quando o motor não transmite mais torque para as rodas, e o mesmo freio é ativado. Desta forma os torques envolvidos no sistema correspondem ao torque proveniente da inércia da própria roda em movimento e a do próprio freio. Esse momento de inércia também será calculado de maneira aproximada. Além disso, vamos estudar a roda isolada do restante do caminhão e relacionar apenas o comportamento dos materiais da lona de freio, pressão e tempo de travamento da roda.

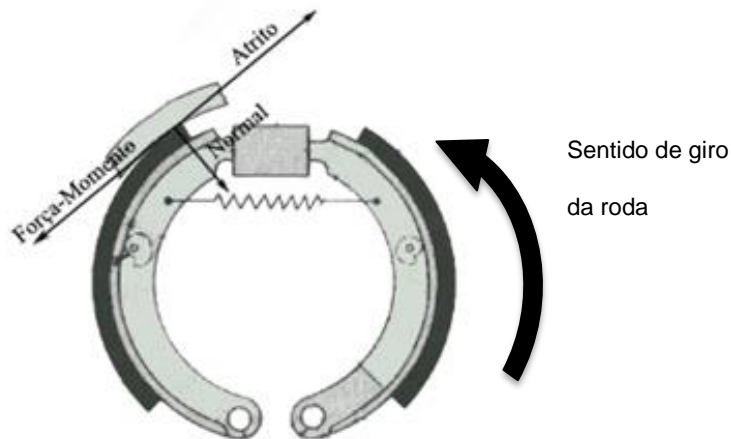
O modelo de freio a tambor abordado nesta análise é representado na Figura 2:



**Figura 2:** Modelo simplificado de freio a tambor [2].

Como observado na Fig. 3, este freio consiste em 2 semi-arcos unidos entre si por um cilindro pneumático no topo, e na parte inferior articulados nos pinos de ancoragem. Esses pinos permitem que os 2 semi-arcos sejam movimentados pelo cilindro. A lona de freio fica posicionada na parte exterior dos arcos, e é ela que entra em contato com o tambor. O tambor é a parte que fica junto à roda, portanto é a parte que fica girando. O contato entre a lona de freio e o tambor é que desacelera o veículo, transformando a energia cinética em calor.

Na Fig. 3 a roda é descrita em função das forças que ocorrem dentro do mecanismo de frenagem.



**Figura 3:** Forças em uma das superfícies de contato (Tambor e lona de freio) durante a frenagem [2].

Quando o pedal de freio é acionado, o motor não está mais transmitindo torque para as rodas, portanto ao analisar somente a roda, temos 3 forças atuando. A primeira força é a normal  $N$  que ocorre no ponto de contato tambor e lona de freio, e é provocada pela atuação do cilindro. A segunda força (aqui denominada Força-Momento) é a força proveniente do momento que vem da inércia rotacional da roda, que por sua vez é numericamente igual à força de atrito (terceira força).

O torque devido a inércia rotacional da roda pode ser descrito pelas seguintes equações:

$$T = \alpha I \tag{1}$$

$$T = Fd \tag{2}$$

Onde, na Eq. (1) e (2),  $T$  é o torque,  $\alpha$  é a aceleração angular,  $I$  é o momento de inércia,  $F$  é a Força-Momento e  $d$  é a distância em que essa força é aplicada que corresponde ao raio de aplicação.

Igualando as Eq. (1) e (2) e isolando  $F$ :

$$Fd = \alpha I \quad (3)$$

$$F = \frac{\alpha I}{d} \quad (4)$$

A força de atrito mostrada na Fig. 2 pode ser descrita fisicamente pela seguinte equação :

$$F_{at} = \mu_{dinâmico} N \quad (5)$$

Onde  $F_{at}$  é a força de atrito,  $\mu_{dinâmico}$  é o coeficiente de atrito dinâmico e  $N$  é a Força normal. Para a frenagem, é considerada a condição de que a Força de atrito é numericamente igual à força proveniente do torque vindo da inércia rotacional, portanto podemos igualar a Eq. (4) com a Eq. (5) :

$$\frac{\alpha I}{d} = \mu_{dinâmico} N \quad (6)$$

Onde  $\alpha$  da Eq. (6) é a aceleração angular. Podemos substituir  $\alpha$  pela variação da velocidade angular em função do tempo (Eq. 7).

$$\alpha = \frac{\omega_F - \omega_0}{t_F - t_0} \quad (7)$$

Considera-se na Eq. (7) que  $t_0 = 0$ , uma vez que o  $t_0$  é o instante em que o freio é acionado.

$$\alpha = \frac{\omega_F - \omega_0}{t_F} \quad (8)$$

Na equação (6) é substituída a distância  $d$  pelo raio até o tambor, dado por  $r_{tambor}$  e  $\alpha$  pela equação (8) :

$$\frac{I}{r_{tambor}} \cdot \left( \frac{\omega_F - \omega_0}{t_F} \right) = \mu_{dinâmico} N \quad (9)$$

A normal  $N$  vem da pressão  $P$  aplicada no cilindro de freio, portanto :

$$P = \frac{N}{A} \quad (10)$$

$$N = A \cdot P \quad (11)$$

Onde A=área do cilindro pneumático nas Eqs. (10) e (11). Substituindo a Eq.(11) na Eq. (9) tem-se:

$$\frac{I}{d} \cdot \left( \frac{\omega_F - \omega_0}{t_F} \right) = \mu_{dinâmico} \cdot A \cdot P \quad (12)$$

Isolando o tempo t da equação (12):

$$t_F = \frac{I}{d \cdot \mu_{dinâmico} \cdot A \cdot P} \cdot (\omega_F - \omega_0) \quad (13)$$

Para obtenção do momento de inércia da roda I deve ser considerada a geometria da roda e da massa M de cada componente. Para o cálculo, considera-se que a o momento de inércia total da roda é composto pela soma do momento de inércia  $I_1$  de um disco sólido (modelando a calota) e do momento de inércia  $I_2$  de um toroide (modelando o pneu). Este cálculo é realizado nas Eqs. (14) a (18).

$$I = \sum I_{peças} \quad (14)$$

$$I = I_1 + I_2 \quad (15)$$

$$I_1 = \frac{M_{calota} \cdot R_{calota}^2}{2} \quad (16)$$

$$I_2 = \frac{M_{pneu} \cdot (R_{calota}^2 + R_{pneu}^2)}{2} \quad (17)$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot [M_{Calota} \cdot R_{Calota}^2 + M_{pneu} \cdot (R_{Calota}^2 + R_{Pneu}^2)] \quad (18)$$

Substituindo (18) em (13) e trocando a distância  $d$  pelo raio da calota ( $R_{Calota}$ ) obtém-se o modelo matemático aqui proposto. Este modelo relaciona o tempo de frenagem  $t_F$  com a pressão do cilindro pneumático P, em função das variáveis construtivas da roda (apresentadas na tabela 1).

$$t_F = \frac{[M_{Calota} \cdot R_{Calota}^2 + M_{pneu} \cdot (R_{Calota}^2 + R_{Pneu}^2)]}{2 \cdot R_{Calota} \cdot \mu_{dinâmico} \cdot A \cdot P} \cdot (\omega_F - \omega_0) \quad (19)$$

É adotada como velocidade inicial do caminhão 80km/h, visto que essa é a velocidade que usualmente é desenvolvida. A equação (19) usa a velocidade angular  $\omega_F$  e  $\omega_0$ , desta forma, a relação com a velocidade linear é (Eq.8):

$$V_{veículo} = \omega \cdot R_{pneu} \quad (20)$$

Portanto :

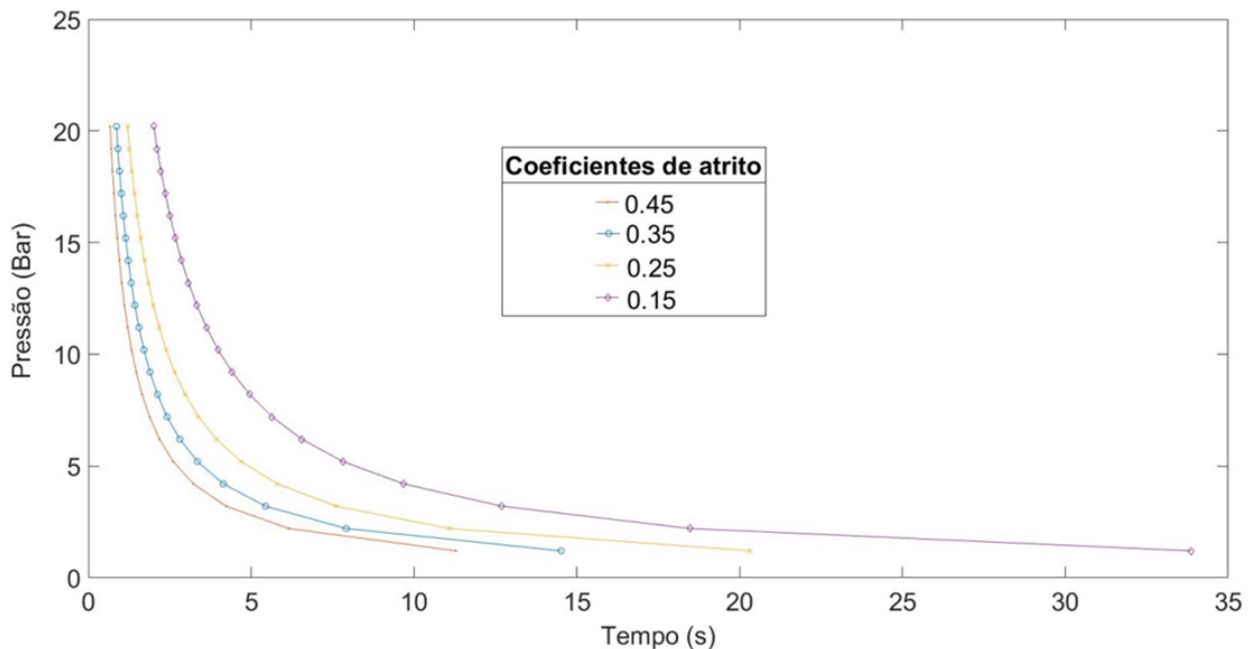
$$\omega = \frac{V_{veículo}}{R_{pneu}} \quad (21)$$

Os parâmetros utilizados no modelo proposto e que servem para avaliar o modelo proposto da Eq. (19) estão descritos na Tabela 1:

**Tabela 1:** Parâmetros do modelo, onde o raio do cilindro de freio foi obtido de [4] e os coeficientes de atrito de [1].

Diâmetro da roda	0,5715m (22.5 Pol comercial)	
Raio cilindro do freio	0,014285m	
Coeficientes de atrito	Ferro fundido	0,15
	Aço duro	0,25
	Cortiça	0,35
	Metal sinterizado	0,45

**Resultados.** Substituindo os valores da Tabela 1 no modelo proposto (Eq 19) obtém-se o gráfico da Fig. 4 que apresenta os diferentes tempos de parada para cada coeficiente de atrito.



**Figura 4:** Gráfico tempo de frenagem versus pressão para diferentes coeficientes de atrito usados nas sapatas de freios de tambor.

A Figura 4 corresponde aos valores da Tabela 1 avaliados na Eq. (19). Para cada coeficiente de atrito é levantada uma curva. A partir dessas curvas exponenciais apresentadas na Fig. 4, analisa-se que apenas uma pequena variação das pressões implica em uma grande variação do tempo de frenagem. Podemos confirmar a hipótese proposta de que o tempo de frenagem é mais sensível à variação do coeficiente de atrito da sapata do que à variação de pressão aplicada no cilindro



pneumático do mecanismo do freio. No entanto, se consideramos diminuir a pressão na faixa entre 1 a 7 Bar, o tempo de frenagem aumenta muito em relação a incrementos de pressão, para todos os valores de atrito. De todos modos, deve-se considerar que a pressão usada em caminhões é de entre 8 a 10Bar, portanto a hipótese seria válida para essas faixas de pressão.

### **Conclusão.**

A partir das análises da Eq. (19) e da Fig. 4 é concluído que, para a faixa de pressões usadas em caminhões de entre 8 a 10 (Bar), o tempo de frenagem é mais sensível à variação do coeficiente de atrito do material da sapata de freio do que à variação de pressão aplicada no cilindro pneumático do mecanismo do freio. Se é adotado apenas o quesito eficiência da pressão no tempo de frenagem, a pressão ideal é de 14 bar, com uma relação de um para um, ou seja, por um Bar de pressão aumentada, o tempo de frenagem diminui um segundo.

Com isto podem ser recomendadas modificações projetivos nos sistemas mecânicos de freios, principalmente relacionadas à diminuição da pressão do compressor destinada para o mecanismo de frenagem, desde que seja aumentado o coeficiente de atrito da sapata do freio. Diminuições das pressões podem ser traduzidas em implementação de compressores de menor tamanho, menores gastos energéticos e de combustível diesel, como também a utilização de elementos de circuito pneumático mais leves e menos robustos, o que diminuiria os custos de fabricação e de uso.

### **Agradecimentos:**

À Universidade Federal de Santa Catarina do Campus Blumenau e ao Prof<sup>o</sup>.Dr Esley Scatena Gonçalves, também da UFSC-Blumenau, que auxiliou o desenvolvimento físico do problema.

### **Referências:**

- [1] NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. : Bookman, 2011
- [2] CHIARONI, Alexandre B.. **Análise térmica de um freio a tambor para rodas traseiras de veículos de passeio**. São Carlos, 2014.
- [3] GUIMARÃES, Valdir. **Rotação, momento inércia e torque**. 2013. Disponível em: <[https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/131949/mod\\_resource/content/1/9-Rotacao\\_inercia.pdf](https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/131949/mod_resource/content/1/9-Rotacao_inercia.pdf)>. Acesso em: 29 jun. 2019.
- [4] Especificações técnicas disponíveis em: <http://www.hackneys.com/mitsu/docs/fuso-brakes.pdf>>. Acesso em: 29 jun. 2019.
- [5] Dias, A. **Sistema de freio automotivo e manutenção**. Brasil: Publicação interna da UFSC. 2000.



- [6] Chen, G. X., et al. **Effect of the braking pressure variation on disc brake squeal of a railway vehicle: Test measurement and finite element analysis.** *Wear* 426 (2019): 1788-1796.
- [7] Zhu, Wen-Xing, Jing-Yu Zhang, and Ze-Rui Song. **Study on braking process of vehicles at the signalized intersection based on car-following theory.** *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications* 523 (2019): 1306-1314.
- [8] Connolly, F. *U.S. Patent No. 6,799,664.* Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office. 2004