

Controle para sistema de freio ABS

Prandy Lôvo de Oliveira

prandy.oliveira@usp.br

Resumo. O propósito do presente trabalho é o de analisar e realizar a modelagem de um sistema de controle de um sistema ABS. Até o presente momento foram feitos os levantamentos de uma revisão bibliográfica, estudo a cerca do funcionamento dos sistemas de freio e a modelagem de um sistema de freio, ainda sem controle, o qual será feito na próxima entrega.

Palavras chave: 1.freios 2.ABS 3.controle 4.simulação.

1. Introdução

De acordo com a norma brasileira NBR -10966 a definição dada a um sistema de freios é: “combinação de peças cuja função é reduzir a velocidade de um veículo em movimento, ou fazê-lo parar, ou conservá-lo imóvel se já estiver parado.”.

A eficiência e confiabilidade do sistema de frenagem de um veículo são imprescindíveis para a segurança de seu condutor e para o trânsito de forma geral, para tanto eliminar as instabilidades deste tipo de sistema pode evitar e prevenir gastos decorrentes de acidentes. As instabilidades de um veículo estão sempre ligadas ao desbalanceamento das forças dinâmicas que estão atuando sobre o veículo, destacando-se neste caso a força de tração, de frenagem, lateral e de aderência entre o pneu e o pavimento.

Esta última força apresentada, tem papel fundamental na capacidade de frenagem do veículo, pois está associada à capacidade de controlar o veículo, chamada dirigibilidade, para tanto deve-se evitar, de forma incisiva, uma força de aderência reduzida. A aderência reduzida, em geral, está associada ao bloqueio das rodas ou patinação, limitações da suspensão e a presença de filmes espessos entre o pneu e o pavimento (por exemplo: óleo, água, areia, etc).

De forma categórica, os sistemas de frenagem, quanto a sua construção tecnológica, são divididos em sistemas de freios convencionais e sistemas de freios eletrônicos. Nos freios convencionais a força gerada pelo condutor ao acionar o sistema de freios é amplificada e transferida para os elementos fundamentais de frenagem, por vias puramente mecânicas ou hidráulicas. Já, em sistemas eletrônicos há além dos elementos mecânicos e hidráulicos elementos eletrônicos que agregam ao sistema maior confiabilidade e custo.

No caso do sistema de frenagem do tipo ABS (Antilock Braking System) tem-se um sistema de sensoramento e monitoramento acoplado a um sistema de freio convencional.

Em um sistema de freios ABS é feito um sensoramento que verifica a pressão sobre o fluido de freio, caso esta seja maior que a pressão limite para o travamento, o sistema reduz a pressão a valores inferiores a pressão limite, evitando assim, o travamento das rodas. Este monitoramento é feito diversas vezes por minuto variando de acordo com o cenário no qual o veículo é freado.

2. Objetivo

O objetivo do presente projeto é o de estudar o funcionamento de um freio do tipo A.B.S. (Anti-lock Braking System) consultando as principais referências a cerca do tema.

Após o reconhecimento prévio do tema, será feita a modelagem e controle do sistema a fim de otimizar os sistemas que já estão sendo utilizados atualmente.

3. Revisão Bibliográfica

O escopo do presente trabalho visa entender como funciona um sistema de frenagem do tipo A.B.S. e a partir de uma abordagem físico-matemática deste sistema, desenvolver o subsistema de controle do mesmo.

No decorrer da história do automóvel surgiram gradativamente sistemas que visavam tornar o uso deste uma experiência cada vez mais eficiente, segura e confortável. Nos primórdios da evolução dos veículos automotores havia apenas dois subsistemas que visavam garantir a segurança do condutor, acoplados ao veículo, que eram os sistemas de freio e o sistema de iluminação, ambos até hoje presentes em todos os automóveis, mas com mudanças significativas quanto à disposição no veículo e eficiência.

3.1 Revisão teórica sobre freios

Embora a atuação de um sistema de sistemas do tipo ABS seja feita controlando a vazão de fluido de freio e as pressões feitas sobre este no momento em que o pedal é acionado pelo condutor, a resposta a essa atuação ocorre nas rodas do veículo, para tanto o sistema irá monitorar não somente pressões e vazões, mas também a velocidade angular

nas 4 rodas do veículo, a fim de evitar que o travamento destas ocorra fazendo com que o veículo não responda da melhor forma possível ao estímulo do condutor.

Para compreender o funcionamento dos freios torna-se necessário, portanto, entender a dinâmica que ocorre entre o pavimento e as rodas do veículo. De acordo com (Gillespie, 1992), o acoplamento entre pneu e pavimento se dá de por meio de dois componentes: as forças cisalhantes que são proporcionais à aderência superficial e a histerese da borracha. Na frenagem a velocidade tangencial da roda é menor, gerando o escorregamento parcial (λ), que é o afastamento percentual entre as velocidades tangencial e longitudinal, que é expressa por:

$$\lambda = \frac{u - v}{u} \quad (1)$$

onde u representa a velocidade de translação da roda e v a velocidade tangencial do pneu, sendo que esta última é caracterizada por ser o produto entre ω (velocidade angular da roda) e R (raio efetivo do conjunto pneu e roda).

Este coeficiente de escorregamento por sua vez está intimamente ligado ao coeficiente de atrito (μ), sendo que quando o coeficiente de atrito tende ao seu valor máximo, um, o coeficiente de escorregamento, tende ao seu valor de ótimo, chamado também de valor de pico.

Se um veículo, no entanto, descreve uma trajetória curvilínea, com ou sem frenagem, outra importante componente toma lugar junto ao sistema de forças dinâmicas no modelo, trata-se da força lateral que responsável pelas trajetórias curvas e que por sua vez está relacionada a força centrípeta.

Na prática, devido ao mecanismo de contato e seus dois principais componentes, a aderência e a histerese, observa-se que o escorregamento, as forças de frenagem e a força lateral coexistem e se relacionam, pois se tratam das respostas do pavimento em reação ao acionamento do mecanismo do freio.

Em geral, modelos muito simplificados de sistemas de frenagem adotam que o peso da estrutura do veículo é distribuído igualmente entre as quatro rodas do veículo. No entanto, assumir isto para a frenagem é muito precipitado e pode resultar em uma análise desastrosa, principalmente no caso de sistemas ABS que monitoram as quatro rodas do veículo de maneira independente uma da outra.

Isso se deve, sobretudo pelo fenômeno, que ocorre durante a frenagem, denominado, transferência de peso, este mecanismo é resultado do movimento de “pitch” em torno do eixo “y”.

3.2 Revisão Tecnológica de Freios

Como já comentado na introdução, o sistema de freios pode ser classificado como convencional ou eletrônico. Para efeito didático torna-se necessário reconhecer o funcionamento do freio convencional para então explicar de forma mais clara como se dá o funcionamento de um freio eletrônico, e então, iniciar a discussão acerca dos freios ABS (ver Fig. 1 e Tab. 1).

Figura 1 - Sistema de frenagem com sistema ABS.

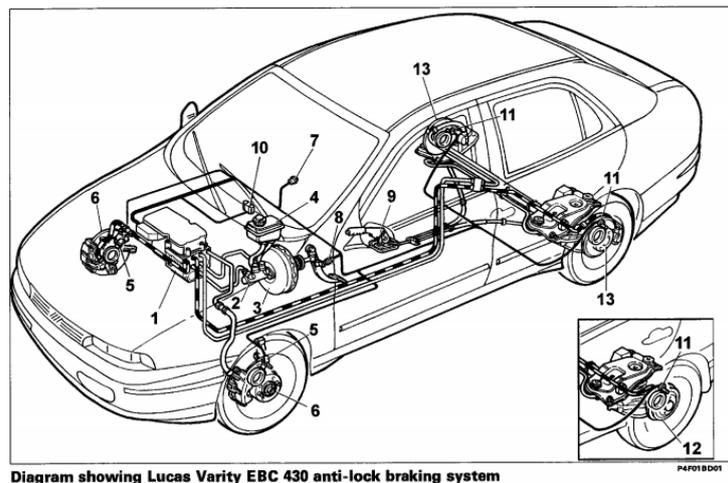


Tabela 1 - Componentes da Figura 1.

Item	Componente
1	Unidade de controle eletro-hidráulico com unidade de controle incorporada
2	Cilindro Mestre
3	Servo freio
4	Reservatório de fluido de freio
5	Sensor de velocidade angular da roda dianteira

6	Disco de Freio da roda dianteira
7	Painel instrumental (luzes de ABS e alerta de falha do sistema de freio)
8	Alavanca de luz de freio
9	Alavanca de freio de estacionamento
10	Válvula de diagnóstico
11	Sensor de velocidade angular da roda traseira
12	Tambor de freio traseiro
13	Disco de freio da roda traseira

O funcionamento de um freio convencional se inicia no momento em que o condutor aplica uma força no pedal do freio, essa força é amplificada pelo servo freio, dispositivo hidráulico cuja função é justamente amplificar a força exercida pelo condutor, depois de amplificada a força age sobre o fluido de freio gerando uma pressão no mesmo, acionando o cilindro mestre, unidade essencial aos sistemas de freios convencionais e eletrônicos, pois transmite a força do motorista às rodas, utilizando como meio de transmissão o fluido de freio.

4. Metodologia

No caso de um sistema ABS, embora a atuação do sistema ocorra sobre as vazões e, conseqüentemente, pressões sobre o fluido de freio, tal sistema, em linhas gerais, irá controlar a rotação nas rodas do veículo. Portanto, torna-se interessante compreender como estão distribuídas as forças e momentos atuantes nas rodas do veículo.

Identificada tal necessidade, será feito um estudo de corpo livre das rodas de um veículo automotor, a fim de se criar um modelo o mais consistente possível, para que o posterior controle do mesmo seja efetivo e condizente com a realidade dos sistemas de frenagem já existentes.

Com a finalidade de tornar a abordagem do problema o mais didática possível, o problema será dividido em 3 partes, culminando em um modelo de frenagem para veículos automotores. O estudo realizado nesta seção é dividido, portanto, em: Interface pneu/pavimento; Estudo qualitativo; Modelo dinâmico de frenagem: 1) Veículo; 2) Roda.

4.1 Interface pneu/pavimento

De acordo com (Gillespie 1992), o acoplamento entre o pneu e o pavimento ocorre devido a dois fenômenos: as forças de cisalhamento entre a borracha e a via e a histerese do próprio material do pneu, no caso a borracha. Da primeira decorre o desgaste do pneu e da segunda tem-se a associação com a dissipação de calor proveniente da deformação da borracha ao se adaptar as condições do pavimento.

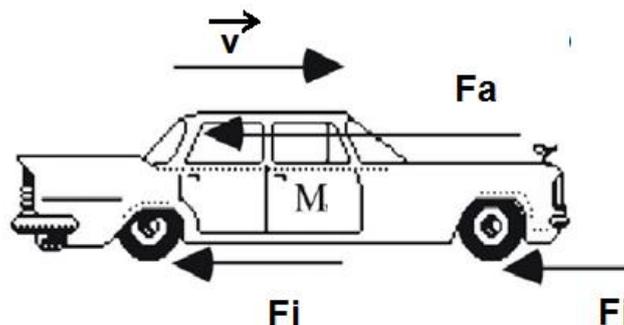
A partir dos apontamentos em (Gillespie, 1992), a histerese pouco é influenciada pelo fato de haver um filme fluido entre o pavimento e o pneu. Contudo, a aderência, o maior componente do mecanismo de contato, é altamente influenciada pela presença de fluidos entre pavimento e pneu, devido a sua dependência da abrasão desta interface, por esse motivo pistas molhadas resultam em uma menor capacidade de aderência entre os elementos de contato.

4.2 Modelo dinâmico de frenagem

Para o estudo do modelo dinâmico do sistema, deve-se estudar o problema em duas partes. Na primeira parte, deve-se analisar a dinâmica do carro como um todo e na segunda parte do estudo deve-se analisar a roda do veículo, a fim de se estudar o escorregamento da mesma, bem como a variação deste parâmetro e sua rotação.

1) Modelagem do veículo.

Figura 2 - Modelo simplificado da dinâmica do veículo durante a frenagem.



Durante a análise do veículo, serão adotadas as seguintes hipóteses:

- O veículo durante a frenagem não possui força de tração, pois a relação entre roda-motor é igual a 1, ou seja, o veículo se encontra desengrenado;
- As forças a serem consideradas no modelo serão as forças resistentes ao movimento do veículo. A resistência aerodinâmica a qual o veículo está submetida será desprezada nos cálculos, pois é muito pequena;
- O veículo encontra-se freando em pavimento plano e em linha reta;
- O veículo encontra-se freando apenas com o eixo dianteiro e com a transmissão desacoplada, de forma que a resistência ao rolamento possa ser assumida como $F_t \approx 0,01W_t$.
- Pneus e pavimento com a mesma aderência em ambos os eixos.

Na Figura 2, pode-se observar um modelo simplificado do automóvel a ser estudado. A partir da expressão 2, pode-se estudar a dinâmica do veículo como um todo e utilizá-la em simulações numéricas a fim de estudar o comportamento do mesmo durante a frenagem. Através do modelo simplificado e da segunda Lei de Newton, pode-se modelar a dinâmica do veículo com a seguinte expressão:

$$\left(\sum_{i=1}^4 F_i\right) - F_a = M \frac{dv}{dt} \quad (2)$$

onde:

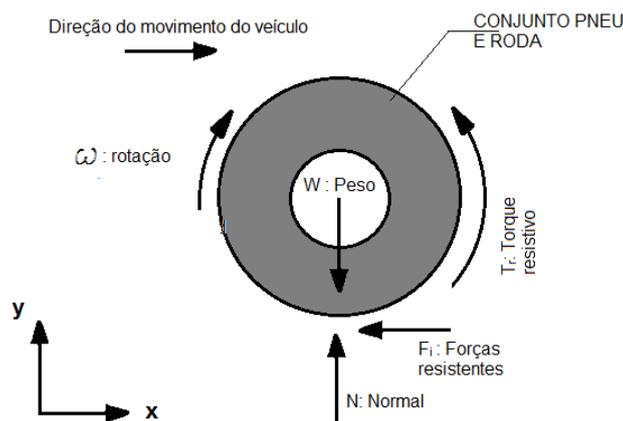
- F_i : Força resistente ao movimento imposta em cada uma das rodas do veículo;
- F_a : Força de arrasto aerodinâmico do veículo;
- M : Massa total do veículo;
- v : velocidade instantânea do veículo.

2) Modelagem da roda.

Durante a análise da roda, serão adotadas as seguintes hipóteses:

- As hipóteses do modelo anterior continuam sendo válidas;
- A pressão que dá origem ao torque será considerada constante durante todo movimento do veículo, até a completa parada do veículo;
- Alguns torques serão desconsiderados, como por exemplo, o torque devido à resistência ao arraste do motor (este será desconsiderado porque durante a frenagem o veículo se encontra desengrenado) e o torque proveniente da resistência de transmissão (este será desprezada para o caso de um veículo de passeio em frenagens com alta ou média desaceleração).

Figura 3 - Diagrama de corpo livre do conjunto pneu mais roda durante a frenagem.



Na Figura 3, está exposto o diagrama de corpo livre de uma das rodas do veículo durante a frenagem. Nota-se que na direção longitudinal do movimento há apenas as forças resistentes ao movimento (uma vez, que pelas hipóteses, o veículo encontra-se desengrenado não há força de tração na roda) esta sendo composta pela:

- Força de arrasto aerodinâmico;
- Força de resistência ao rolamento;
- Força derivada da inclinação da pista;
- Força imposta pelo solo na roda.

Na mesma figura, podemos notar, também, a presença de um torque resistivo, sendo este composto pelo:

- Torque imposto pelo freio;

- Torque imposto pelo arraste do motor.

O movimento global da roda (tanto traseira quanto dianteira) pode ser estudado aplicando-se sobre o diagrama de corpo o Teorema da Quantidade de Movimento Angular (TQMA), utilizando como ponto de pivotamento o centro da roda, e então, calcular o somatório dos momentos no eixo de rotação da roda (o raio do conjunto é dado por r_{dyn}), seguindo este protocolo, tem-se:

$$\sum M_M = I \frac{d\omega}{dt} \quad (3)$$

$$(F_i r_{dyn}) - T_B = I \frac{d\omega}{dt} \quad (4)$$

onde F_i pode ser adotada, devido as simplificações como a Força de atrito, resultante do produto do coeficiente de atrito e a força normal naquela roda.

Para conseguir relacionar a velocidade da roda à velocidade do veículo utiliza-se o conceito de escorregamento (λ) apresentado nas seções anteriores deste artigo. A relação imposta pelo escorregamento pode ser implementada à simulação por meio da expressão (5), que se trata de uma boa aproximação (Wong, 1978), para as curvas exposta na Fig. 4, para obtenção do coeficiente de atrito (μ).

$$\mu(\lambda) = \frac{2\mu_p \lambda_p \lambda}{(\lambda_p^2 + \lambda^2)} \quad (5)$$

onde:

- μ : coeficiente de atrito;
- λ : deslizamento;
- μ_p : valor de pico do coeficiente de atrito;
- λ_p : deslizamento referente ao valor de pico do coeficiente de atrito.

A simulação feita neste trabalho adota algumas hipóteses, antes de expor os resultados, estas serão apontadas:

- A pressão hidráulica no fluido de freio é admitida constante durante toda frenagem, sem que haja uma elevação gradual no início da frenagem, ou uma redução pouco antes da total parada;
- Não serão considerados os tempos de reação do piloto no início da frenagem;
- A velocidade inicial do veículo é de 100km/h, ou 27,78m/s;
- A condição de aderência assumida esta presente na Figura 4(Asfalto seco).
- Na simulação numérica feita, o tempo adotado entre uma medição e outra (dt) é de 0.001s, que é suficiente para garantir a confiabilidade dos dados;
- Além destas hipóteses, foram levadas em consideração, também, as hipóteses assumidas na seção 4 deste trabalho para avaliação dos modelos e os dados do veículo (Gardinalli, 2005) (Figura 5).

Figura 4 - Gráfico que relaciona aderência ao escorregamento, em diferentes casos.

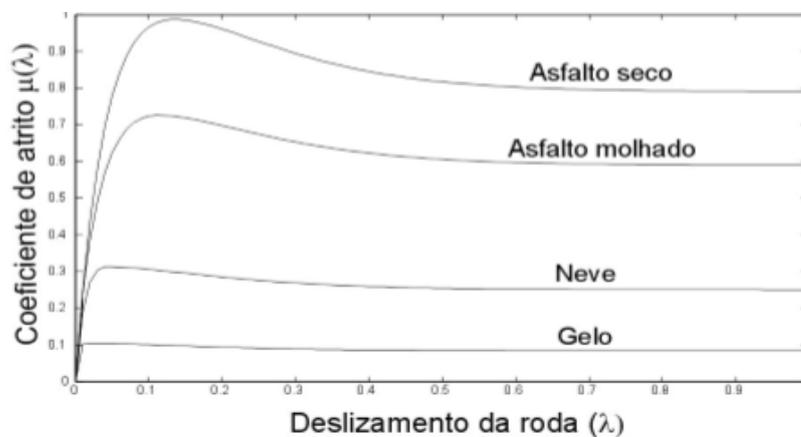


Figura 5 - Dados e Ilustração do veículo teste.

Dados do veículo	Valores
Massa	1184 kg
Raio efetivo	0,281 m
Altura do CG	0,281 m
Velocidade inicial do veículo	27,77 m/s
Velocidade angular inicial da roda	98,85 rad/s
Momento de inércia dos elementos girantes	5,18 m ² .kg
Escorregamento de pico	0,2
Coefficiente de atrito de pico	0,8
Distancia do CG até o eixo dianteiro	1,1862m
Distancia do CG até o eixo traseiro	1,2278



Para realizar a simulação, utilizaram-se softwares de programação como: o Matlab e o Scilab. A partir do modelo gerado, com a dinâmica especificada pelas equações (2),(4) e (5), foi possível obter curvas de velocidades, tempo de parada, distância de frenagem e dados referentes ao escorregamento, para diferentes torques de frenagem impostos pelo condutor. Nas figuras a seguir estão os resultados e comentários pertinentes ao modelo resultante da simulação feita.

Figura 6 - Nos gráficos acima, temos a velocidade do veículo (em vermelho (rad/s)), velocidade da roda (em azul (rad/s) e o escorregamento (em verde (%)). (A) Torque de 1100Nm; (B) Torque de 1000Nm; (C) Torque de 800Nm e; (D) Torque de 600Nm.

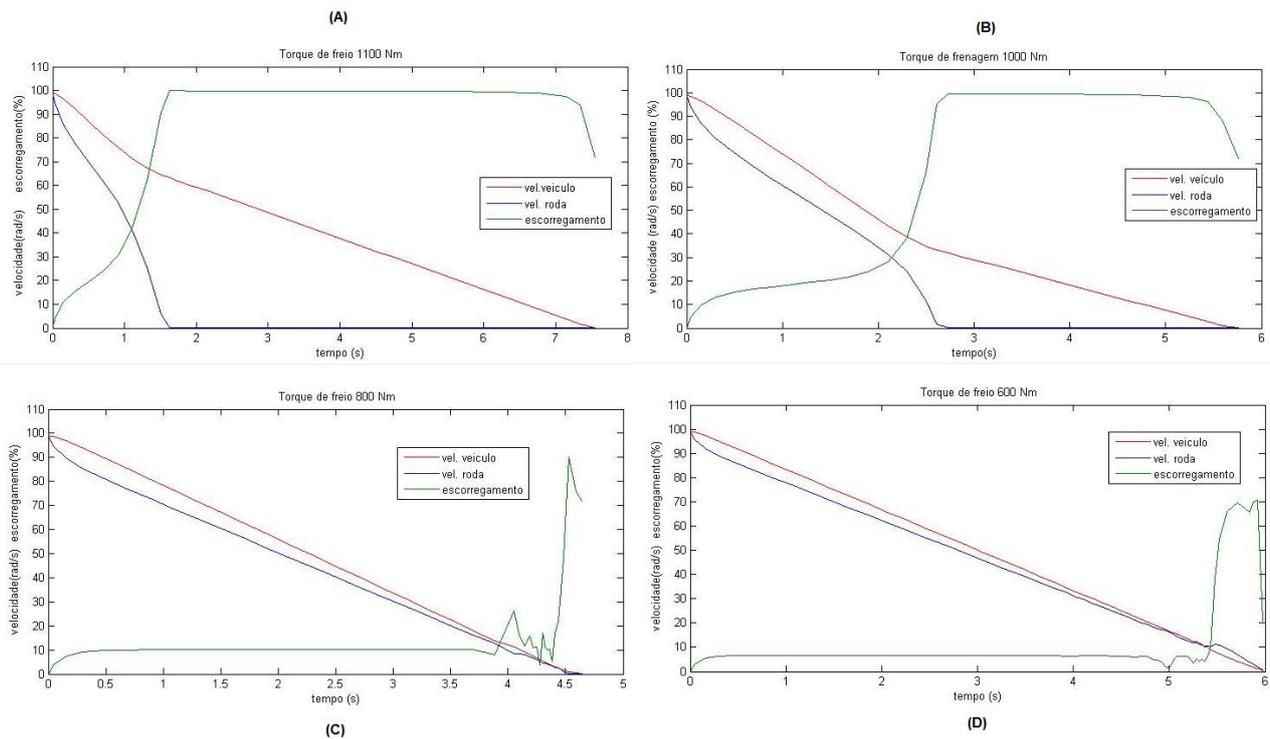


Tabela 2 - Dados de Parada.

Torque de frenagem (Nm)	Distância de parada (m).	Tempo de parada (s).
1100	88,64	7,54
1000	63,5	5,75
800	63,8	4,64
600	84,27	5,84
500	100,62	7,04

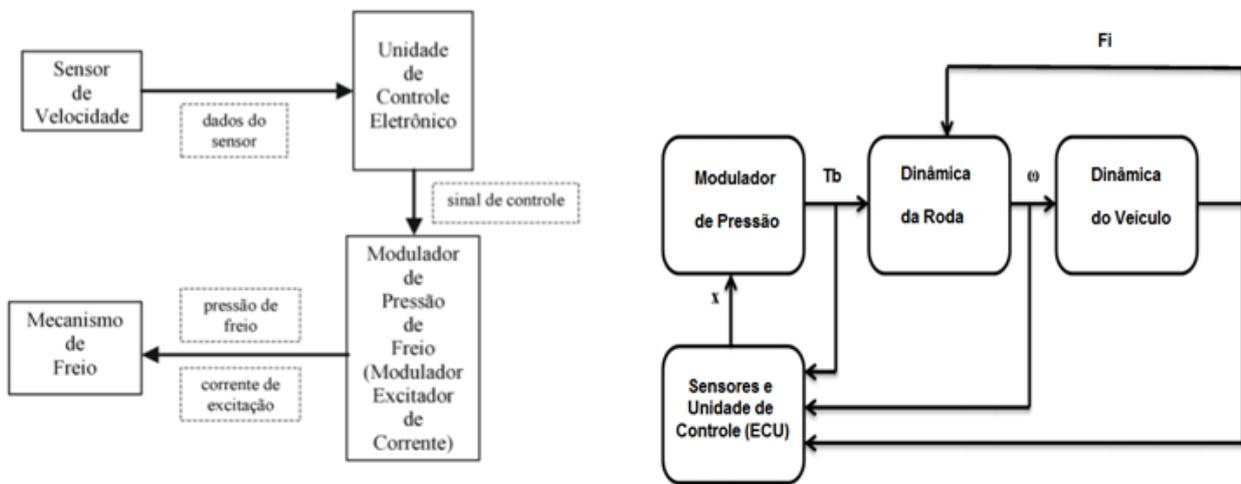
Analisando os gráficos da Fig. 6 e os dados da Tabela 2 pode-se verificar que com o aumento do torque imposto pelo condutor, o travamento da roda acontece antes, o que fica caracterizado pelos valores de escorregamento obtidos nas simulações com torques mais elevados. Com o aumento do torque as acelerações assumem, no transitório, valores mais elevados, o que faz com que para tempos de parada muito próximos o veículo percorra distâncias menores.

5. Controle do sistema de freio

O mecanismo de controle de um sistema ABS consiste, basicamente, em realizar repetidas medições das velocidades das 4 rodas do veículo em um período muito curto de tempo, de tal forma que a aceleração do mesmo não possa ser considerada significativa. Ao medir as velocidades do veículo e da roda é possível obter o valor do escorregamento. Neste instante, o sistema avalia se as rodas estão operando próximo às condições do valor de pico para o escorregamento. Caso isso não esteja ocorrendo, altera-se a pressão no fluido de freio, de modo a aproximar o valor de escorregamento a um valor de ótimo. O mecanismo simplificado do sistema ABS pode ser encontrado na Figura 7.

Em um ambiente de simulação, como o Simulink, o diagrama de blocos necessita de um mecanismo de feedback, este é responsável por analisar os dados retirados dos sensores na ECU e assim atuar, através do modulador de pressão, sobre o sistema.

Figura 7 - Diagramas simplificados do funcionamento do freio ABS.



5.1 Ajuste do deslizamento desejado

A metodologia de controle, neste trabalho, consiste em ajustar diretamente um deslizamento desejado (λ_{des}) que esteja relacionado ao máximo coeficiente de atrito. Para tanto, utiliza-se a dinâmica que relaciona o comportamento da taxa do deslizamento da roda (em função da velocidade linear do veículo), a velocidade angular da roda, o coeficiente de atrito e o torque dos freios. O deslizamento pode ser ajustado por diversas técnicas de controle entre elas:

- Estrutura Variável (EV): utiliza-se controladores de modos deslizantes para ajustar as velocidades do veículo e da roda, de tal forma que o deslizamento seja levado para o deslizamento desejado.
- Regulação Linear Quadrática: projeta-se um controlador usando um ganho programado baseado na linearização local da equação da dinâmica da roda.
- Proporcional e Integral: projeta-se um controlador baseado na linearização da equação da dinâmica do deslizamento da roda e na dependência dos ganhos com a velocidade do veículo.

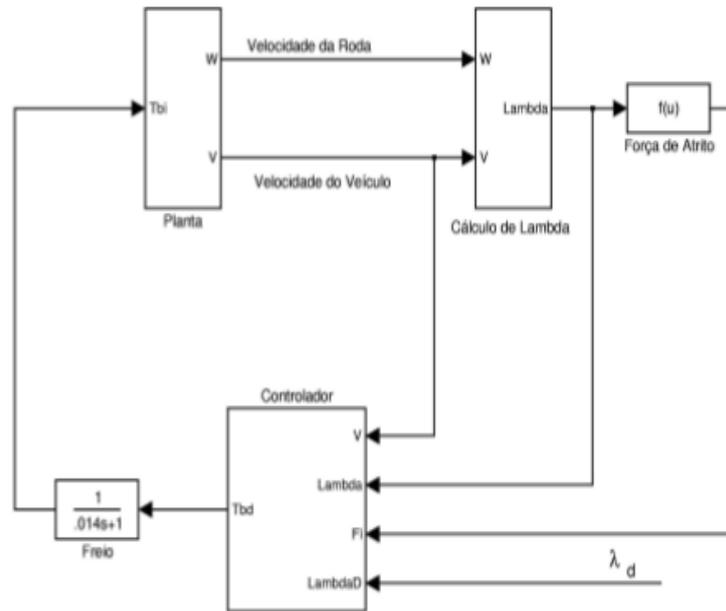
5.2 Motivação para utilizar o Controle a Estrutura Variável

O controle a estrutura variável, para aplicação neste trabalho, oferece algumas vantagens, entre elas: bom comportamento no transitório, estabilidade exponencial global, capacidade de rejeitar perturbações não modeladas, insensibilidade das não-linearidades da planta a ser controlada. Por estes motivos e devido ao fato do sistema a ser controlado conter incertezas em seus parâmetros (roda, veículo, interface pneu/pavimento) faz-se atrativo o uso do controle a estrutura variável, tornando-se uma solução de grande desempenho e robustez para sistemas do tipo ABS.

5.3 Estratégia de controle

A estratégia de controle empregada neste trabalho consiste (ver Figura 8) em cascatear o controlador pelo deslizamento desejado, o modelo de freio, a planta, um bloco que calcula o deslizamento da roda e outro bloco para calcular a força de atrito em função do deslizamento.

Figura 8 - Diagrama da estratégia de Controle.



6. Resultados

Nesta seção serão apresentados os resultados para um veículo com o sistema de ABS. A seguir os resultados das simulações feitas, após a inclusão do controle (ver Figuras 9 e 10).

Figura 9- Nos gráficos acima, temos a velocidade do veículo (em vermelho (rad/s)), velocidade da roda (em azul (rad/s) e o escorregamento (em verde (%)). (A) Torque de 1100Nm, (B) Torque de 1000Nm, (C) Torque de 800Nm e (D) Torque de 600Nm.

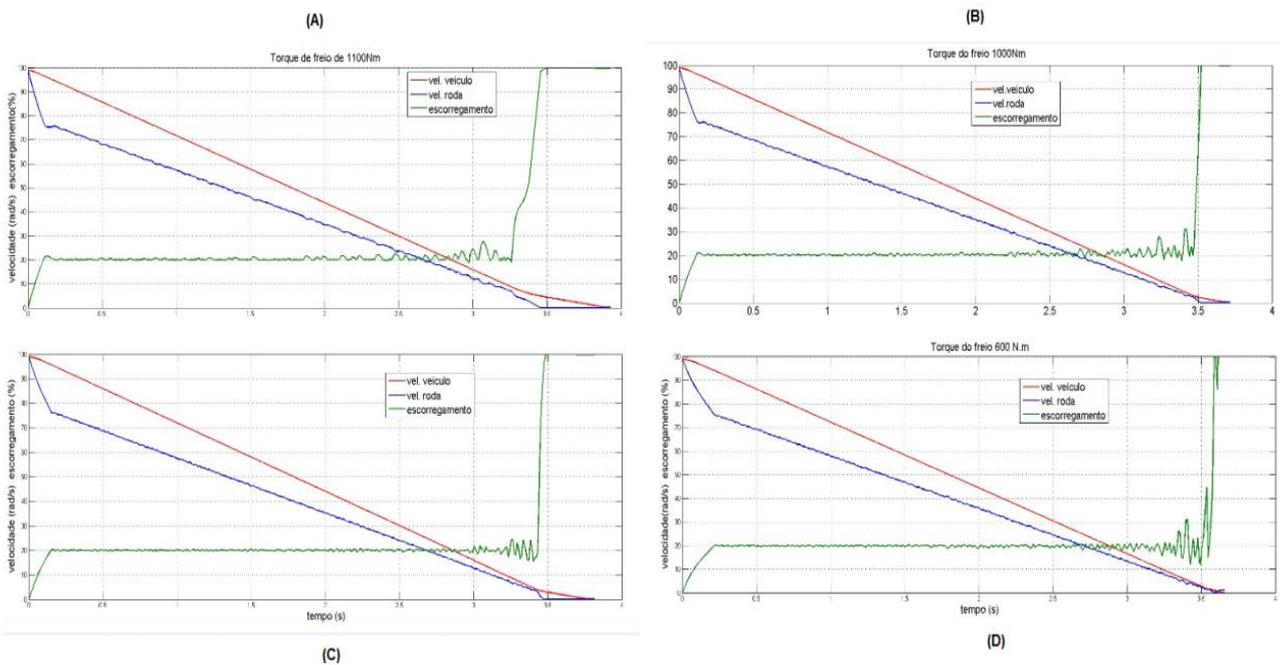
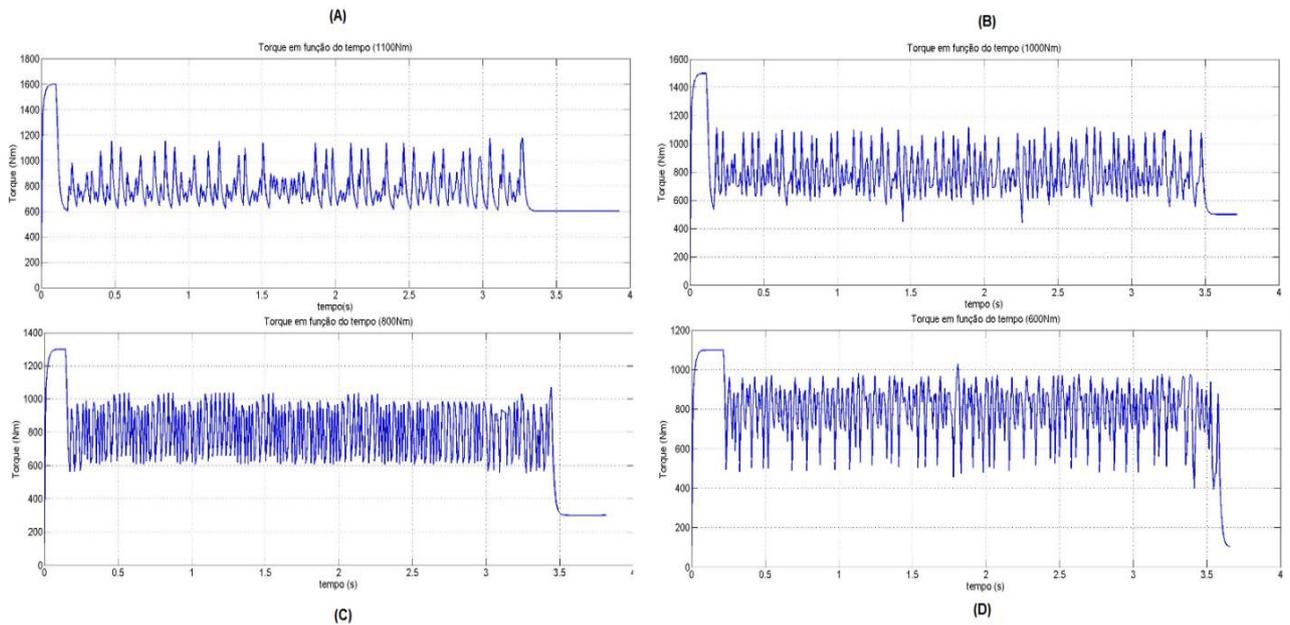


Figura 10 - Torque de frenagem em função do tempo. (A) Torque de 1100Nm, (B) Torque de 1000Nm , (C) Torque de 800Nm e (D) Torque de 600Nm.



Na Tabela 3, está exposto, para cada condição de torque, a distância de parada, assim como o tempo necessário para mesma, tal qual foi feito para a planta não controlada.

Tabela 3- Tabela com dados de parada e torque do sistema controlado.

Torque de frenagem (Nm)	Distância de parada (m).	Tempo de parada (s).
1100	50,32	3,61
1000	50,11	3,88
800	50,31	3,81
600	50,59	3,66
500	50,93	4,14

Como foi possível notar, os tempos de frenagem e as distâncias de parada foram reduzidos. Para os torques mais elevados, assim com, para os casos de menor toque, foi notável a redução dos valores.

Nota-se que o escorregamento calculado oscila próximo a condição de ótimo (20%), isso garante a robustez do sistema, um dos testes feito para validar o controle a estrutura variável utilizando os modos deslizantes. Salienta-se aqui, também, que a redução brusca da velocidade da roda, no início da simulação, deve-se ao overshoot do torque promovido no início da frenagem quando o mesmo assume valores mais elevados, como era de se esperar.

O overshoot gerado pelo controle do torque imposto pelo condutor, via pressão na linha de freio, também faz com que o sistema tenha uma taxa de desaceleração maior no início da frenagem, ou seja, quanto maior o torque imposto, maior o overshoot do sistema e por sua vez a desaceleração atinge seu limite máximo mais rapidamente.

Segue na Tabela 4 um comparativo do percentual de melhora (redução do parâmetro) obtido pelo uso do ABS.

Note:

Tabela 4 - Tabela com dados de percentual de redução dos parâmetros de parada.

Torque de frenagem (Nm)	Distância de parada (%).	Tempo de parada (%).
1100	43	53
1000	21	33
800	21	18
600	40	37
500	49	41

Nota-se nos casos críticos (adota-se como casos críticos, nesse comentário, os dois primeiros casos da Tabela 4) uma redução significativa dos parâmetros de interesse.

Vale ressaltar aqui, como última análise, que o torque está relacionado à pressão imposta no fluido de freio. É possível, então, comparar os ciclos do ABS a Figura 10 e notar que há certa correspondência entre os ciclos previstos pelo ABS, ou seja, os transitórios presentes no torque de frenagem imposto a roda eram esperados, pois estes, de forma indireta, representam a modulação da pressão na linha de freio.

7. Conclusão

Neste trabalho, o controlador apresenta robustez e estabilidade diante das variações dos parâmetros, o que se nota a partir dos gráficos de escorregamento, em cada uma das situações.

Com o uso do controlador proposto foi possível reduzir os parâmetros de distância de parada e tempo de frenagem consideravelmente, nos casos críticos, sem que as acelerações assumissem valores elevados. As acelerações, por sua vez, se comportam da maneira esperada, sem que a frenagem gere desconforto significativo ao motorista e passageiros do veículo.

Algumas sugestões para trabalhos futuros podem levar em conta outros mecanismos de controle, embora, o escolhido seja o de mais simples implementação e comum utilização em veículos de passeio, o desempenho de outros métodos pode apresentar melhores resultados e menos sofisticação de equipamentos, sendo mais atraentes comercialmente.

Uma comparação entre diversos métodos de controle pode ser feita a fim de se estudar qual deles tem o melhor custo benefício para os fabricantes. Pode-se fazer também uma abordagem que leve em consideração o conforto dos passageiros durante a frenagem.

Além disso, pode-se utilizar modelos mais sofisticados que relacionem o escorregamento ao coeficiente de atrito, alguns modelos levam em conta também a velocidade angular do pneu, assim como material do mesmo, condições de uso, entre outras especificações, sendo, por sua vez, mais precisos e de mais difícil implementação.

8. Bibliografia

Abeid, L.;Tort, A.C. As forças de atrito e os freios ABS. Revista Brasileira de Ensino de Física, v. 36, n. 2, 2306, 2014.

BOSCH. Conventional and electronic braking systems. 3.ed. Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2003.

Camargo Júnior, João Batista. Silva, A. C.. Dantas Junior, C A. Sistemas de controle metro-ferroviários e a verificação da confiabilidade e segurança. Vitoria Comitê Brasileiro Metro-Ferroviario-Abnt, **1995**.

Canale, Antonio Carlos. Gioria, Gustavo dos Santos. Gibran, Carlo. Gardinalli, Geraldo. Eficiência de frenagem e a necessidade do ABS (Antilock Braking System) na redução da probabilidade da ocorrência de acidentes de trânsito. São Carlos, 2007. p. 121-132. Revista Minerva, São Carlos, v. 4, n. 2, p. 121-132, jul./dez. 2007.

FIAT, Anti Lock Brakes (LUCAS variety EBC 430).

Gardinalli, Geraldo José. Canale, Antonio Carlos (orient). Comparação do desempenho de frenagem simulada x experimental de um veículo de passeio com freios hidráulicos e ABS. São Paulo, 2005. 96 p.

Gillespie, T.D.; Fundamentals of vehicle dynamics. Warrandale: Society of Automotive Engineers Inc., 1992.

J. Wong. Theory of Ground Vehicles. 2nd ed. Wiley and Sons, New York, 1978.

Lima, José de Jesus Botelho. Sistema Antibloqueio (ABS) para Freios Eletromecânicos utilizando Controle por Modos Deslizantes [Rio de Janeiro] 2005, 124p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ,M.Sc., Engenharia Elétrica, 2005) Tese - Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE.

MITSCHKE, M.; WALLENTOWITZ, H. Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4.Aufl.Berlin: Springer, 2004.

Niemann, Gustav. Rehder, Otto Alfredo (trad). Elementos de máquinas. São Paulo, Edgard Blücher, 1971. 3v.

Spironelli, Fabio Garcia. Costa Neto, Álvaro (orient). Estudo dos sistemas de freio anti-blocante (ABS) utilizando um modelo de controlador de escorregamento SCBS (Slip Control Braking System). São Carlos, 1999. 120 p.

White, Frank M.. Fluid mechanics. 6th ed. New York, McGraw-Hill, c2008. xiii, 864 p. ill..