



República Federativa do Brasil
Ministério do Desenvolvimento, Indústria
e do Comércio Exterior
Instituto Nacional da Propriedade Industrial.

(21) **PI0706922-7 A2**

(22) Data de Depósito: 02/02/2007
(43) Data da Publicação: 12/04/2011
(RPI 2101)



(51) *Int.Cl.:*
B60K 23/04

(54) Título: **SISTEMA DE CONTROLE VEICULAR**

(30) Prioridade Unionista: 03/02/2006 US 60/765,046

(73) Titular(es): Eaton Corporation

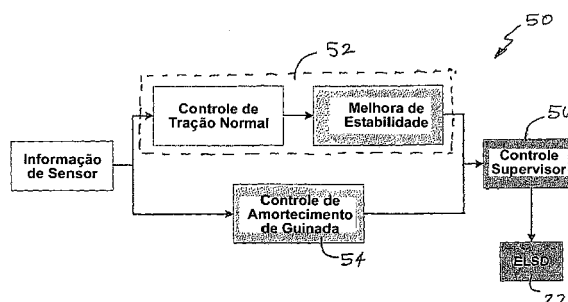
(72) Inventor(es): Damrongrit Piyabongkarn, Jae Y. Lew, John A. Grogg, Robert J. Kyle

(74) Procurador(es): Antonio Mauricio Pedras Arnaud

(86) Pedido Internacional: PCT IB2007000242 de 02/02/2007

(87) Publicação Internacional: WO 2007/088467 de 09/08/2007

(57) **Resumo:** SISTEMA DE CONTROLE VEICULAR, Provê-se um sistema de controle veicular (50) tendo uma primeira roda (28) e uma segunda roda (30) e incluindo um aparelho diferencial (22) adaptado para distribuir torque entre a primeira roda (28) e a segunda roda (30) e um controlador de tração (52) para controlar a operação do aparelho diferencial (22) desde a partida do veículo até uma pré-determinada velocidade do mesmo. O controlador de tração (52) sendo configurado para engatar o aparelho diferencial (22) em um primeiro estado de operação de acordo com pelo menos um parâmetro de operação de veículo indicativo de uma condição de operação de baixa tração, e para controlar o engate do aparelho diferencial (22) em um segundo estado de operação de veículo durante a condição de operação de baixa tração de acordo com uma diferença entre uma pré-determinada razão de guinada desejada de veículo e a razão de guinada efetiva de veículo. O sistema de controle (50) também inclui um controlador de estabilidade (54) para controlar o engate do aparelho diferencial (22) em uma pré-determinada velocidade de veículo ou acima da mesma.





"SISTEMA DE CONTROLE VEICULAR".

Histórico da Invenção

A presente invenção se relaciona a um sistema e método de controle de estabilidade de veículos usando
5 diferenciais de deslizamento limitado para melhorar a dinâmica lateral do veículo, enquanto preserva o movimento longitudinal do mesmo.

O sistema de freio antitravamento ABS se tornou parte integrante dos modernos carros de passeio e inclusive
10 sendo usado para melhorar a tração e estabilidade destes. Sistemas de controle de tração típicos que atuam sobre os freios, no entanto, têm a desvantagem de dissipar uma certa quantidade de energia, grosseiramente igual àquela consumida pela roda de tração. Por exemplo, quando
15 o veículo tenta acelerar ou subir uma superfície de atrito diferenciado (split- μ), freqüentemente perde sua energia no sistema de freios dissipando a mesma quantidade de energia enviada para roda de tração, que freqüentemente é insuficiente para mover o veículo,
20 tal como em uma subida de montanha.

Para superar esta limitação, um controle de tração usando diferenciais de deslizamento limitado eletronicamente controlado (ELSDs) pode ser aplicado às rodas motrizes,
de modo que o veículo se mantenha em movimento
25 longitudinal transmitindo mais torque à roda com mais tração. Diferenciais totalmente bloqueados provêm a melhor tração longitudinal possível, mas em superfícies escorregadias ou com atrito diferenciado (split- μ), a dinâmica lateral do veículo pode se degradar e
30 o veículo sair da trajetória desejada. De fato, o efeito esterçante provocado pelo torque deve ser controlado para evitar um desvio de trajetória indesejável e uma eventual degradação da dinâmica lateral do veículo.

Em velocidades relativamente altas, sistemas de controle
35 de estabilidade de guinada podem ser usados para impedir que o veículo perca o controle. A maior parte dos sistemas de controle de estabilidade disponíveis no

mercado se baseia no freio. Sistemas de controle de estabilidade por freio usam um hardware ABS para atuar sobre as rodas individualmente para corrigir a dinâmica de guinada. No entanto, os sistemas por freio são limitados pelo fato de o desempenho de velocidade do veículo se deteriorar e conflitar com a ação do condutor. Para superar a limitação do controle de estabilidade por freio, um controle de estabilidade ativo por distribuição de torque seria vantajoso em aceleração próxima ao limite de estabilidade do veículo.

Nas últimas duas décadas constatou-se um significativo crescimento de sistemas de tração nas 4 rodas em veículos de passeio. A tecnologia de diferencial de deslizamento controlado (LSD) já vem sendo usada em muitos modelos em produção. Os ELSDs vêm sendo amplamente usados no mercado automobilístico, e são conhecidos pela sua capacidade de prover amortecimento de guinada aos veículos em adição a um superior desempenho de tração.

Sumário da Invenção

Provê-se um sistema de controle veicular tendo uma primeira roda e uma segunda roda e incluindo um aparelho diferencial para dividir o torque entre a primeira e a segunda roda, e um controlador de tração para controlar a operação do aparelho diferencial desde a partida até uma certa velocidade do veículo. O controlador de tração é configurado para engatar o aparelho diferencial em um primeiro estado de operação, de acordo com pelo menos um parâmetro de operação de veículo indicando uma condição de baixa tração, e engatar o aparelho diferencial em um segundo estado de operação durante a condição de baixa tração de acordo com uma diferença entre uma razão de guinada efetiva do veículo e uma pré-determinada razão de guinada desejada de veículo. O sistema de controle também inclui um controlador de estabilidade para controlar o engate do aparelho diferencial em uma pré-determinada velocidade de veículo, ou acima desta.

Uma configuração da presente invenção inclui um método de

controle de estabilidade ativo usando ELSDs para melhorar a dinâmica lateral do veículo, enquanto preserva seu movimento lateral. Em outra configuração, a invenção inclui um sistema de controle que provê uma melhoria para o controle de tração. O controle de tração de estabilidade melhorada foi avaliado na condição de partida em linha reta em aceleração máxima em uma superfície de asfalto/gelo de atrito diferenciado (split- μ). Os dados obtidos mostraram uma estabilidade muito melhor, no modo de operação de controle de tração.

Descrição Resumida dos Desenhos

A figura 1 é uma configuração de trem de força de um veículo exemplar com um diferencial de deslizamento limitado eletronicamente controlado;

A figura 2 é uma vista em corte transversal de um diferencial de deslizamento limitado eletronicamente controlado de exemplo;

A figura 3 é um gráfico mostrando o tempo de resposta do diferencial de deslizamento limitado eletronicamente controlado exemplar mostrado na figura 2;

A figura 4 é um modelo dinâmico de um eixo incluindo um diferencial de deslizamento limitado eletronicamente controlado;

A figura 5 é um modelo dinâmico de uma embreagem de diferencial de deslizamento limitado eletronicamente controlado;

A figura 6 é um diagrama esquemático de um sistema de controle, de acordo com uma configuração da presente invenção;

A figura 7 é um gráfico mostrando o efeito de um diferencial de deslizamento limitado eletronicamente controlado sobre as rodas traseiras de um eixo do veículo;

A figura 8 é um gráfico de uma razão de guinada de um veículo para uma manobra de mudança de faixa dupla em um veículo tendo um sistema de controle de acordo com uma configuração da presente invenção;

A figura 9 é um gráfico mostrando o torque de embreagem de um diferencial de deslizamento limitado eletronicamente controlado que corresponde ao gráfico da figura 8;

- 5 A figura 10 é uma imagem editada de um trecho de animação de um veículo correspondente ao gráfico da figura 8;
- As figuras 11 a 13 ilustram resultados de teste, em formato gráfico, do desempenho de um veículo durante a partida usando um sistema de controle de acordo com uma
- 10 configuração da presente invenção;
- As figuras 14 a 22 ilustram resultados de testes, em formato gráfico, do desempenho de um veículo durante uma manobra de slalom relativamente em alta velocidade usando um sistema de controle de acordo com uma
- 15 configuração da presente invenção; e
- As figuras 23 e 24 ilustram resultados de teste, em formato gráfico, do desempenho de um veículo em manobra senoidal ("sine-steer") de loop aberto em uma superfície de neve compactada, usando um sistema de
- 20 controle de acordo com uma configuração da invenção.

Descrição Detalhada

A presente invenção será descrita a seguir.

- Em primeiro lugar, é provida uma configuração de trem de força de um veículo usando um diferencial de deslizamento
- 25 limitado eletronicamente controlado; em segundo lugar, é analisada a modelagem de um diferencial de deslizamento limitado; em terceiro lugar, é descrito o sistema de controle de estabilidade para ambos, controle de tração e controle de guinada; e finalmente, a simulação e
- 30 os resultados experimentais demonstram a efetividade do sistema em controlar a estabilidade do veículo na partida e em alta velocidade.

- Referindo-se agora à figura 1, onde se mostra uma configuração de trem de força 20 proposta, mas de modo
- 35 não-limitante. O trem de força 20 inclui um diferencial de deslizamento eletronicamente controlado (ELSD) 22a e 22b, instalado em pelo menos um de eixo dianteiro 24 e

eixo traseiro 26. O ELSD 22 pode ser usado para dividir o torque entre a roda esquerda 28 e a roda direita 30. Em uma configuração, a quantidade de torque distribuída entre as rodas 28 e 30 pelo ELSD 22 é determinada pelo engate de uma embreagem (não mostrada), como bem conhecido na técnica, que pode ser implementado por quer um sistema eletromagnético ou hidráulico, por exemplo. ELSDs exemplares para um trem de força 20 estão descritos no pedido de patente pendente U.S. 11/ 167.474 e patente N° 7.051.857, depositadas para o depositante da invenção e incorporadas nesta em sua totalidade por referência.

Como mostrado na figura 2, e como descrito acima, um ELSD usado no eixo dianteiro 24 e no eixo traseiro 25 provê sua funcionalidade de deslizamento limitado através de uma embreagem de fricção multi-disco ativamente controlada 30 disposta entre uma primeira engrenagem cônica 32 e um alojamento de diferencial 34. O engate da embreagem 30 limita o deslizamento entre a engrenagem lateral 32 e o alojamento do diferencial 34, e com isto limita o deslizamento no par de eixos (não mostrado) conectados às rodas 28 e 30. A função de limitar o deslizamento resulta em produzir um torque dividido entre os eixos de saída, com magnitude menor ou igual ao torque da embreagem. Aspectos exemplares, tal como nível de torque de bloqueio relativamente alto, capacidade térmica, durabilidade, e operação sem ruído caracterizam este projeto de embreagem. O movimento rotacional entre o alojamento do diferencial 34 e o alojamento secundário 38 opera uma bomba 40, que desloca óleo a partir de um depósito no eixo para uma passagem de descarga que se comunica diretamente com um pistão atuador de embreagem e uma válvula reguladora atuada por solenóide 44. Com a válvula 44 desenergizada, o óleo flui livremente através da válvula 44 produzindo uma pequena pressão hidráulica (ou mesmo nenhuma) contra o pistão atuador de embreagem. Com a válvula 44 energizada, o fluxo de óleo é restrito pela válvula 44 provendo uma pressão hidráulica contra

o pistão atuador 42 para engatar a embreagem 30 de acordo com um nível proporcional àquele da pressão hidráulica. A otimização do sistema hidráulico é um componente de projeto essencial de um ELSD e o cerne desta otimização reside no controle de passagem e em um projeto de bomba apropriado. A bomba gerotor 40 no ELSD exemplar da figura 2 opera com alto grau de eficiência hidráulica como requerido para um excelente controle de tração a baixa velocidade (abaixo de 32 km/hora), conquanto não desnecessariamente penalizando a eficiência mecânica em velocidades mais altas (acima de 113 km/hora). Medições de economia de combustível em velocidades de cruzeiro em rodovias em um veículo de teste com o ELSD descrito não revelaram uma redução mensurável de economia de combustível. Similarmente, testes em bancada do diferencial exemplar da figura 2, apresentaram uma perda de potência de cerca de 0,11 kW a cerca de 113 km/hora, em virtude das perdas mecânicas que ocorrem na bomba 40. Apesar da construção mecânica de qualquer ELSD 22, o tempo de resposta de embreagem deve ser suficiente para garantir a efetividade do sinal de controle de estabilidade. O projeto ELSD da figura 2 requer uma corrente mínima para prover um rápido desenvolvimento de torque, por exemplo, 2000 Nm com uma corrente de 2,67 A (32W), particularmente em relação a outros sistemas que usam atuadores baseados em motores eletromagnéticos ou elétricos. A aplicação/ remoção relativamente rápida da divisão de torque diferencial é requerida para operação dinâmica do veículo baseado no controle de torque do trem de força (como descrito) e também para a compatibilidade com os vários sistemas de intervenção dinâmica de veículo por freio. A figura 3 ilustra um gráfico da aplicação/ remoção de divisão de torque em degrau realizada pelo ELSD exemplar descrito. Como ilustrado, os tempos de engate e desengate são menores que 50 ms para um veículo a cerca de 64 km/hora. Referindo-se às figuras 4 e 5, um modelo dinâmico de ELSD

será descrito para avaliar um sistema de controle veicular. O modelo é baseado nas propriedades dinâmicas da embreagem e focaliza as condições de embreagem bloqueada/ desbloqueada (ou deslizante), incluindo as condições para transitar o engate de embreagem entre os estados desbloqueado/ bloqueado.

Um ELSD geralmente tem os mesmos componentes que um diferencial aberto, exceto para uma embreagem que proporcione uma trajetória adicional para transferência de torque. Com referência à figura 4, T_{in} é o torque transferido para o eixo traseiro e T_{diff} o torque transferido através das engrenagens do diferencial, e T_{cr} o torque transferido através da embreagem. Sendo que T_{cr} não é necessariamente igual ao nível de torque de embreagem aplicado pela unidade eletrônica de controle (ECU) do veículo ou algum outro tipo de controlador, dependendo dos estados bloqueado, desbloqueado, ou deslizante. Assumindo que a eficiência de transmissão de torque seja 100%, a relação entre o diferencial do eixo árvore e o diferencial é 1, e o diferencial apresentando pouca ou nenhuma inércia, então:

$$T_{in} = T_{cr} + T_{diff} \quad (1)$$

Uma vez que o torque transferido através das engrenagens do diferencial T_{diff} seja igualmente distribuído para os semi-eixos direito e esquerdo, o torque líquido para inércia traseira-esquerda e inércia traseira-direita pode ser expresso como:

$$T_L = T_{cr} + \frac{T_{diff}}{2} \quad (2)$$

$$T_R = \frac{T_{diff}}{2} \quad (3)$$

Referindo-se à figura 5, a embreagem pode ser modelada como um elemento torsional mola-amortecedor, de acordo com a equação:

$$T_{CT} = c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega \cdot dt \quad (4)$$

onde:

c é o coeficiente de amortecimento da embreagem;

k , o coeficiente de mola da embreagem; e

$\Delta\omega = w_{diff} - w_l$, a diferença de velocidade entre o diferencial
5 e o semi-eixo esquerdo.

Ademais, a embreagem pode ser adicionalmente modelada
no estado bloqueado. T_{cr_max} representando o torque de
embreagem aplicado aos discos de embreagem e controlado
pelo controlador. No entanto, dependendo do estado
10 bloqueado, o torque de embreagem efetivo transferido
não precisa ser igual ao nível de torque de embreagem
aplicado. Na verdade, o torque de embreagem transferido
pode ser limitado por T_{cr_max} , como segue:

$$T_{CT} = \underset{T_{CT_max}}{sat} \left\{ c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega \cdot dt \right\} \quad (5)$$

As condições de bloqueio de um diferencial de
15 deslizamento limitado são modeladas como segue.

A transição do estado bloqueado para o estado
desbloqueado/ deslizamento ocorre quando:

$$c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega \cdot dt = T_{cr_max}$$

A modelagem para esta condição pode ser derivada
das equações (2) e (3):

$$T_L = \frac{T_{in} + T_{CT_max} \cdot \text{sgn}(\Delta\omega)}{2} \quad (6)$$

$$T_R = \frac{T_{in} - T_{CT_max} \cdot \text{sgn}(\Delta\omega)}{2} \quad (7)$$

20 A transição do estado desbloqueado/ deslizante para
o estado bloqueado ocorre quando:

$$c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega \cdot dt < T_{cr_max}$$

Este modelo representa a situação onde o torque de
embreagem aplicado é maior que a diferença de torque
entre os discos de embreagem e, por conseguinte, descreve
25 a dinâmica de bloqueamento da embreagem.

Das equações (1) e (4), T_{diff} é calculado como:

$$T_{diff} = T_{in} - T_{CT} = T_{in} - (c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega dt) \quad (8)$$

então,

$$T_L = T_{CT} + \frac{T_{diff}}{2} = \frac{T_{in} + (c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega dt)}{2} \quad (9)$$

$$T_R = \frac{T_{diff}}{2} = \frac{T_{in} - (c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega dt)}{2} \quad (10)$$

Com as derivadas das equações acima, resulta:

$$\dot{T}_L = \frac{1}{2} (\dot{T}_{in} + c \cdot \Delta\dot{\omega} + k \cdot \Delta\omega) \quad (11)$$

$$\dot{T}_R = \frac{1}{2} (\dot{T}_{in} - c \cdot \Delta\dot{\omega} - k \cdot \Delta\omega) \quad (12)$$

onde,

$$\Delta\dot{\omega} = \dot{\omega}_{diff} - \dot{\omega}_L.$$

- 5 As equações dinâmicas do semi-eixo esquerdo e do semi-eixo direito derivam de:

$$I_L \dot{\omega}_L = T_L - r_{eff} F_L \quad (13)$$

$$I_R \dot{\omega}_R = T_R - r_{eff} F_R \quad (14)$$

Adicionalmente, de acordo com os princípios físicos de um diferencial, a velocidade do diferencial é determinada como segue:

$$\omega_{diff} (= \omega_{in}) = \frac{\omega_L + \omega_R}{2}; \text{ ou}$$

$$\dot{\omega}_{diff} = \frac{\dot{\omega}_L + \dot{\omega}_R}{2} \quad (15)$$

- 10 Substituindo as equações (13) e (14) em ((15), resulta:

$$\Delta\dot{\omega} = -\frac{T_L - r_{eff} F_L}{2I_L} + \frac{T_R - r_{eff} F_R}{2I_R} \quad (16)$$

Notando que

$$2\Delta\dot{\omega} = 2(\dot{\omega}_{diff} - \dot{\omega}_L) = \dot{\omega}_L - \dot{\omega}_R.$$

Utilizando as condições de transição dadas acima, a dinâmica dos dispositivos divisores de torque pode ser implementada em um software de simulação, tal como
 5 Matlab/Simulink. A modelagem de tempo discreto de ambos dispositivos sendo mostrada resumidamente a seguir:
 Passando do estado bloqueado para o estado desbloqueado/deslizante, então:

$$T_L(n) = \frac{T_{in}(n) + T_{CT_max}(n) \cdot \text{sgn}(\Delta\omega(n))}{2} \quad (17)$$

$$T_R(n) = \frac{T_{in}(n) - T_{CT_max}(n) \cdot \text{sgn}(\Delta\omega(n))}{2} \quad (18)$$

Passando do estado desbloqueado/deslizante para o estado
 10 bloqueado, então:

$$\begin{aligned} T_L(n+1) = T_L(n) &+ \frac{T_{in}(n+1)}{2} - \frac{T_{in}(n)}{2} \\ &+ \frac{k \cdot \delta t}{2} \cdot \Delta\omega(n) + \frac{c \cdot \delta t}{2} \cdot \Delta\dot{\omega}(n) \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} T_R(n+1) = T_R(n) &+ \frac{T_{in}(n+1)}{2} - \frac{T_{in}(n)}{2} \\ &- \frac{k \cdot \delta t}{2} \cdot \Delta\omega(n) - \frac{c \cdot \delta t}{2} \cdot \Delta\dot{\omega}(n) \end{aligned} \quad (20)$$

Conquanto a distribuição de torque através do ELSD possa ser usada para alterar as forças trativas nas rodas, conseqüentemente, a resposta de guinada dinâmica do veículo também se altera. A aplicação (ou engate)
 15 da embreagem 30 pode ser ajustada para modular o comportamento dinâmico de guinada do veículo desejado para uma específica condição de condução.

Referindo-se à figura 6, será descrito um sistema de controle veicular
 50 incluindo um método para melhorar a estabilidade usando a divisão de torque de uma
 20

configuração da presente invenção. Em uma configuração, o sistema de controle 50 inclui dois controladores primários: um controlador de tração para melhorar a estabilidade 52 e um controlador de amortecimento de guinada 54. Um controlador supervisor 56 pode ser usado para selecionar as ações de controle de acordo com um ou mais parâmetros de operação, tal como velocidade, como determinada por dados recebidos a partir de um ou mais sensores 58. Em velocidades relativamente baixas, aplica-se um algoritmo de controle de tração de estabilidade melhorada para melhorar a estabilidade do veículo, conquanto ativado o controle de tração. Em velocidades relativamente altas, desliga-se o controle de tração para melhorar estabilidade, e somente permanecendo ativado o controle de amortecimento de guinada. O controle de tração 52 e o controlador de amortecimento de guinada 54 podem ser providos em comunicação ou contidos em uma unidade de controle separada, tal como em uma unidade eletrônica de controle (ECU) integrada no ECU do veículo ou em um componente não-hardware (tal como, software) do ECU ou de outro controlador do veículo.

Sistemas de controle de tração com diferenciais ativamente controlados e totalmente bloqueáveis provêm a maior aceleração longitudinal possível, mas degradam a dinâmica lateral do veículo em condições de atrito diferenciado (split- μ). Em particular, conquanto um sistema de controle de tração controlado pelo diferencial seja capaz de controlar a embreagem de diferencial em tempo real com base em uma retro-informação de deslizamento de roda (patinagem), provoca instabilidade de guinada por sobre-aplicação da embreagem.

Um sistema de controle de estabilidade veicular de acordo com uma configuração da presente invenção supera esta limitação através de um controlador de controle de tração para prover uma maior estabilidade em adição ao controlador de tração ativo normal. No controlador

de tração para melhor estabilidade 52, se determina se a razão de guinada efetiva excede uma pré-determinada razão de guinada desejada para o veículo, como segue:

$$\Delta r = r - r_{des} \quad (21)$$

onde:

- 5 r é a razão de guinada efetiva; e
 r_{des} é a razão de guinada desejada:

$$r_{des} = \frac{V_x}{L \left(1 + \frac{K_{us} V_x^2}{gL} \right)} \delta \quad (22)$$

onde:

V_x é a velocidade longitudinal do veículo;

Δ , o ângulo de esterçamento;

- 10 L , a bitola do veículo; e

K_{us} , o gradiente de subesterço.

- Sempre que a razão de guinada efetiva de veículo excede uma pré-determinada razão de guinada desejada de veículo, a embreagem de diferencial desengata proporcionalmente
 15 à diferença entre a razão de guinada efetiva de veículo e a razão de guinada desejada de veículo, permitindo ao condutor trazer o veículo de volta para a trajetória desejada. O controle de tração de estabilidade melhorada é implementado modificando o torque aplicado pelo
 20 diferencial normal ou original, como segue:

$$u = u_{traction} \cdot \left(\frac{\alpha - |sat_{\pm a} [deadband_{\pm th} (\Delta r)]|}{\alpha} \right) \quad (23)$$

onde:

u é o torque aplicado pelo diferencial;

$u_{traction}$, o sinal de controle de tração original;

- 25 $deadband$ (faixa morta) é a função limite para a diferença de razão de guinada, que pode ser ajustada com base na habilidade do condutor sobre o veículo; e

sat , uma função de saturação estabelecida em $[-a, +a]$; e
 a , um valor de faixa de erro (parâmetro de projeto).

Adicionalmente à melhorar a estabilidade em uma operação

de baixa tração em linha reta, o sistema de controle de estabilidade veicular também contribui para melhorar a estabilidade do veículo em curvas. Quando a função de controle de tração de estabilidade aumentada é completada, o ELSD ainda pode ser usado para dividir o torque do eixo entre as rodas direita e esquerda. Se o torque de embreagem de diferencial for aplicado com o veículo em uma curva, o dispositivo apenas transfere o torque da roda externa para a roda interna, gerando um momento de guinada em direção oposta à curva, o que aumenta a tendência de subesterço do veículo, qual fenômeno pode ser explicado com as equações (19) e (20). A velocidade da roda externa normalmente é maior que a velocidade da roda interna, quando o veículo estiver fazendo uma curva. A embreagem diferencial então tenta igualar as velocidades das rodas, externa e interna. A velocidade e aceleração da roda externa devem ser reduzidas junto com o torque, e vice-versa, enquanto o torque na roda interna deve aumentar. Então, a estratégia de controle se baseia no fato de a ação de bloquear o ELSD induz um comportamento subesterçante ao veículo.

O controlador de amortecimento de guinada bloqueia os diferenciais e aumenta o amortecimento de guinada, quando a razão de guinada efetiva de veículo for maior que uma pré-determinada razão de guinada desejada de veículo. Como descrito, a razão de guinada desejada de veículo pode ser determinada com base na velocidade e no ângulo de esterçamento do veículo. A razão de guinada efetiva de veículo então pode ser comparada à razão de guinada desejada de veículo em tempo real. Se a razão de guinada efetiva de veículo for menor que a razão de guinada desejada de veículo, os diferenciais não serão engatados, uma vez que quando se aumenta o torque de bloqueio nos diferenciais dianteiro e traseiro, também aumenta o amortecimento de guinada, daí reduzindo a razão de guinada. A comparação de razão de guinada pode não ser

ativada quando a aceleração lateral for menor que 0,03 g, e a variação entre as razões de guinada efetiva e desejada menor que 3%. O torque de diferencial a ser aplicado pelo controlador de amortecimento de guinada 54 pode ser determinado de acordo com a equação a seguir:

$$u = \left(K_p + \frac{K_i}{s} \right) \cdot \text{pos}(\text{deadband}_{\pm \mu}((r - r_{des}) \cdot \text{sign}(r))) \quad (24)$$

onde:

u é o torque de diferencial aplicado;

deadband (faixa morta), uma função limite para diferença de razão de guinada que é ajustável com base na sensibilidade do sistema de controle;

K_p e K_i , respectivamente o ganho proporcional e o ganho integral; e

pos uma função de valor positivo.

O controlador de amortecimento de guinada 54 engata o ELSD sempre que a razão de guinada demasiada exceder em uma condição de μ constante. A operação do controlador de amortecimento de guinada 54 está descrita em detalhes no pedido de patente co-pendente U.S. intitulada "Minimizing Dynamic Rollover Propensity with Electronic Limited Slip Differentials", incorporada em sua totalidade por referência nesta.

Um modelo dinâmico do sistema de controle 50 foi gerado em um ambiente Matlab/Simulink. Um modelo de veículo completo desenvolvido por CarSim foi usado e modificado para incluir os ELSDs exemplares descritos nesta, de modo a realizar uma co-simulação. A figura 7 mostra a validação do modelo desenvolvido. Quando um elevado torque de embreagem foi aplicado durante uma curva, as velocidades das rodas esquerda e direita se tornaram substancialmente similares durante o engate.

Para avaliar o desempenho do sistema de controle 50 proposto operando sob controle do controlador de amortecimento de guinada 54, uma manobra padronizada de mudança de faixa dupla foi simulada para validar

os efeitos do controle de guinada propostos na dinâmica do veículo. Esta manobra foi realizada para avaliar o desempenho de amortecimento de guinada no modo tração traseira. As condições foram estabelecidas para
5 100 km/hora em pista escorregadia (μ 0,6).

A figura 8 ilustra uma comparação de um veículo com/sem um controle de amortecimento de guinada. O veículo com controle de amortecimento de guinada tem um desempenho superior em relação àquele sem o mesmo, que eventualmente
10 se mostra instável. A figura 9 indica os níveis de torque de embreagem correspondentes usados para controlar os dispositivos divisores de torque. A embreagem ELSD sendo ativada somente em sobre-esterço. Finalmente, a figura 10 mostra a imagem de um trecho de animação em CarSim.

15 O teste foi conduzido em um Ford F150 modificado e com diferenciais EGerodiscTM da Eaton Corporation, nos eixos dianteiro/traseiro, e um Chevrolet Silverado com um diferencial EGerodiscIITM da Eaton Corporation no eixo traseiro. Para obter os resultados, os veículos foram
20 instrumentados para registrar os parâmetros relevantes. Um MicroAutoBox da dSPACE foi usado para desenvolver um controlador em tempo real, provendo um ambiente de prototipagem rápida em Matlab/Simulink. O controlador foi projetado como uma unidade no veículo, muito similar a
25 uma ECU, e o tempo de amostragem foi 10 ms. O software ControlDesk da dSPACE foi usado para administrar, monitorar, e registrar os dados experimentais, através de um modo de interface gráfica de usuário (GUI).

Um sistema de navegação em tempo real RT 3000 da Oxford
30 Technical Solutions também foi usado no teste - um sistema de navegação completo inercial de seis eixos com GPS combinado. As saídas do GPS foram conectadas ao MicroAutoBox pela comunicação CAN do veículo (0,5 Mbits/s de "baud-rate"). Os sensores usados no teste
35 de estabilidade incluíram sensores de velocidade nas rodas, um sensor de ângulo de esterçamento, e sinais RT 3000 (velocidade do veículo, X global, Y Global,

aceleração lateral, aceleração longitudinal, e ângulo de deslizamento de carroceria, e razão de guinada).

O teste de controle de tração de estabilidade aumentada foi conduzido na partida de um veículo em aceleração máxima em linha reta em uma superfície seca e coberta com gelo com deslizamento diferenciado (split- μ). O ângulo de esterçamento da roda dianteira foi colocado em zero durante o teste (loop aberto), e o erro de guinada na função *deadband* na equação (23) em $\pm 0,5$ grau/segundo.

5 O valor de faixa de erro a foi colocado em 0,5 grau/ segundo. Como mostrado nas figuras 11 a 13, os dados experimentais demonstraram uma significativa melhoria na estabilidade do veículo na partida no modo controle de tração normal. Com o controle de tração de estabilidade aumentada, a dinâmica de guinada de veículo se mostrou estável, mantendo o veículo substancialmente na direção reta. A guinada mínima desejada foi conseguida com um limite *deadband* baixo, mas o veículo partindo mais lentamente. O *deadband*, no entanto, pode ser

10 ajustado de acordo com a habilidade do condutor.

Acima de uma certa velocidade, determinada por sensores, tal como sensores de velocidade nas rodas, o controlador de amortecimento de guinada é ativado. A manobra de slalom, em particular, cria uma situação instável para o veículo. Um comportamento sobre-esterçante pode ser observado nas manobras de slalom em uma superfície de baixo μ . Por conseguinte, escolheu-se a manobra de slalom para avaliar o controle de guinada ativa. No percurso foram usados sete cones em linha reta separados 100 pés

15 entre si em uma superfície de neve compactada. Um condutor então levou o veículo até cerca de 50 km/hora antes de entrar no slalom.

Referindo-se às figuras 14 a 24, os resultados experimentais mostraram que o controle ativo de

20 diferencial melhora a dinâmica do veículo durante o slalom. No entanto, se o veículo não for levado até seu limite, é difícil distinguir a diferença entre os

25

30

35

sistemas com/ sem controle de guinada como mostrado na figura 14. Deve ser notado que a habilidade do condutor é significativa para o desempenho, quando o veículo não chega ao seu limite.

- 5 As figuras 14 a 22 ilustram os resultados de teste para manobra slalom, quando o limite do veículo foi alcançado com/ sem controle de velocidade constante usando o controlador de amortecimento de guinada 54. O veículo com controlador de amortecimento de guinada 54 manteve
- 10 sua direção de acordo com a razão de guinada desejada, enquanto o veículo sem o controlador de amortecimento de guinada se desestabilizou e saiu da pista. Uma comparação da velocidade longitudinal do veículo também é mostrada nas figuras 16 e 20. O veículo sem o controlador de
- 15 amortecimento de guinada 54 apresentou um desempenho de velocidade adverso devido a efeito girante (spin). Usando o controlador de amortecimento de guinada 54, o diferencial foi engatado, quando um comportamento sobre-esterçante foi detectado para prover um
- 20 amortecimento de guinada, permitindo ao condutor manter mais facilmente a trajetória desejada do veículo. Referindo-se às figuras 23 e 24, foi realizada uma manobra com esterçamento senoidal (sine-steer) de loop aberto em uma superfície de neve compactada para avaliar
- 25 as características de manobrabilidade usando o controlador de amortecimento de guinada 54. Um condutor conduziu o veículo com um ângulo de esterçamento senoidal em cerca de 0,5 Hz com um controle de velocidade constante. Os resultados experimentais ilustrados
- 30 nas figuras 23 e 24 demonstraram um comportamento subesterçante a maior parte do tempo, exceto a partir da última curva intermediária para a curva de saída, quando o controlador de amortecimento de guinada 54 corrigiu o comportamento sobre-esterçante.
- 35 A presente invenção foi descrita em detalhes ao longo da especificação, mas deve ser acrescentado que várias alterações e modificações poderão ser previstas e

imaginadas por aqueles habilitados na técnica a partir da
leitura e do pleno entendimento da mesma. Ademais,
pretende-se que todas tais alterações e modificações
estejam incluídas na presente invenção, desde que
5 contidas no escopo das reivindicações que se seguem.

REIVINDICAÇÕES

- 1- Sistema de controle veicular, tendo uma primeira roda (28) e uma segunda roda (30), caracterizado pelo fato de compreender:
- 5 - um aparelho diferencial (22) adaptado para distribuir o torque entre a primeira roda (28) e a segunda roda (28);
- um controlador de tração de estabilidade melhorada (52) para controlar a operação do aparelho diferencial
- 10 (22) desde a partida do veículo até uma pré-determinada velocidade do veículo, o controlador de tração (52) sendo configurado para engatar o aparelho diferencial (22) em um primeiro estado de operação de veículo de acordo com pelo menos um parâmetro de operação de veículo que
- 15 indica uma condição de operação de baixa tração e em seguida para controlar o engate do aparelho diferencial (22) em um segundo estado de operação durante uma condição de operação de baixa tração de acordo com uma diferença entre uma pré-determinada razão de guinada
- 20 de veículo e a efetiva razão de guinada de veículo; e
- um controlador de estabilidade (54) para controlar o engate do aparelho diferencial (22) em uma pré-determinada velocidade de veículo ou acima da mesma.
- 2- Sistema, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de o controlador de tração (52)
- 25 ser configurado para modular o engate do aparelho diferencial (22) durante a condição de operação de baixa tração de acordo com uma diferença entre a razão de guinada efetiva de veículo e a pré-determinada razão
- 30 de guinada de veículo.
- 3- Sistema, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de o controlador de tração (52) ser configurado para engatar o aparelho diferencial (22) de acordo com um sinal de torque desejado aplicado por
- 35 diferencial baseado no sinal de torque original modificado aplicado por diferencial.
- 4- Sistema, de acordo com a reivindicação 3,

caracterizado pelo fato de o sinal de torque desejado aplicado por diferencial ser igual ao sinal de torque original aplicado por diferencial multiplicado por um modificador, qual modificador inclui em seu numerador a diferença entre um valor de faixa de erro e a multiplicação de uma função de saturação, uma *deadband* (banda morta) e a diferença entre a razão de guinada de veículo prevista e uma pré-determinada razão de guinada de veículo desejada, e o modificador incluindo em seu denominador o valor de faixa de erro.

5- Sistema, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de no primeiro estado de operação de veículo, a razão de guinada efetiva de veículo ser menor ou substancialmente igual a uma pré-determinada razão de guinada desejada de veículo, e de no segundo estado de operação de veículo, a razão de guinada efetiva de veículo ser maior que a pré-determinada razão de guinada desejada de veículo.

20

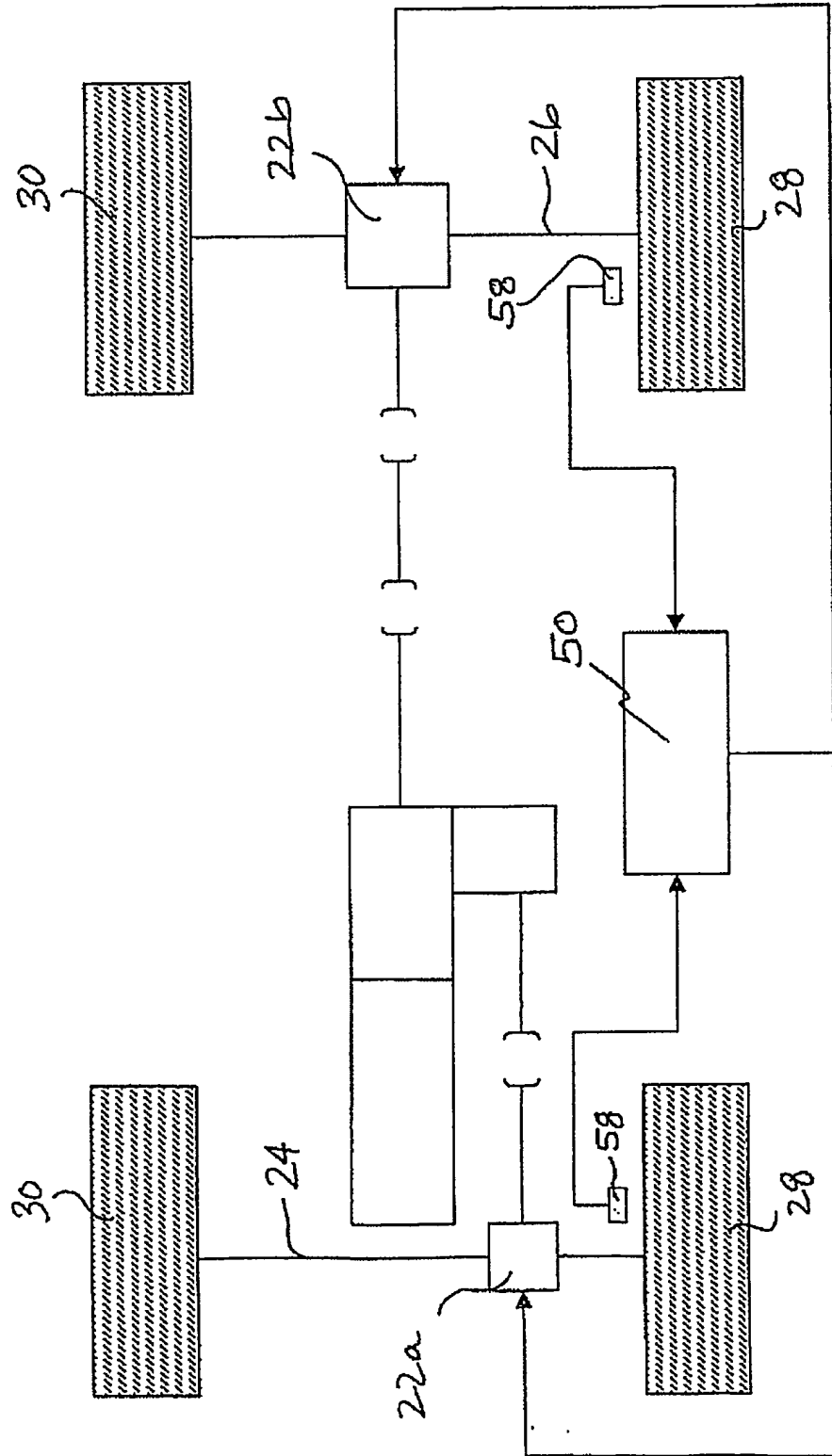


FIG.1

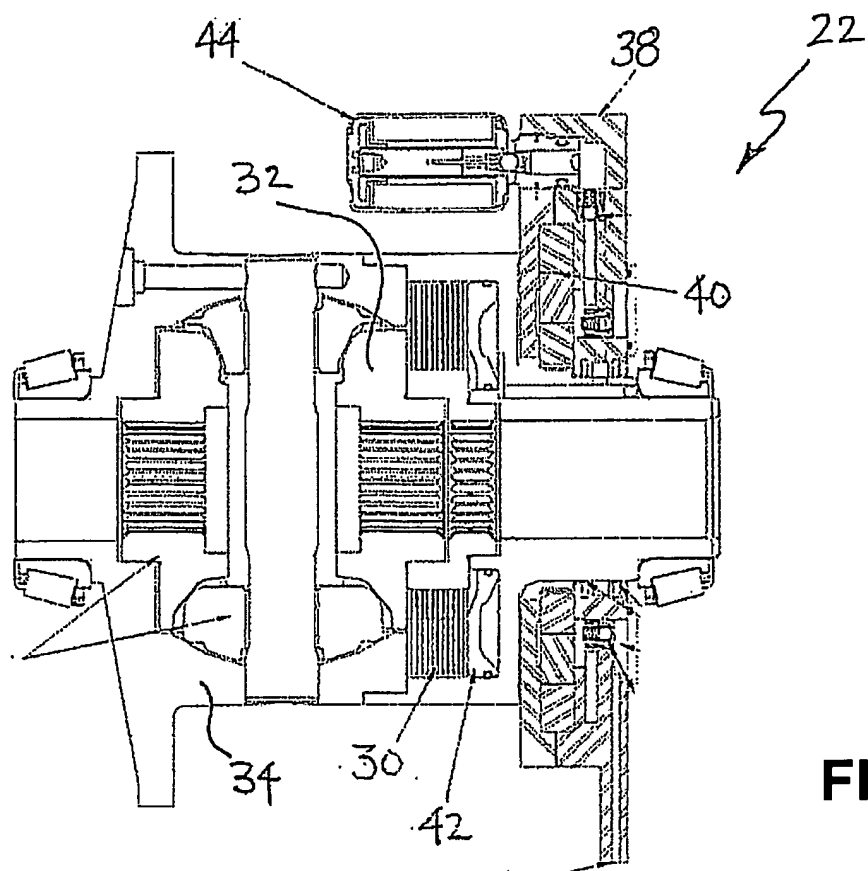


FIG. 2

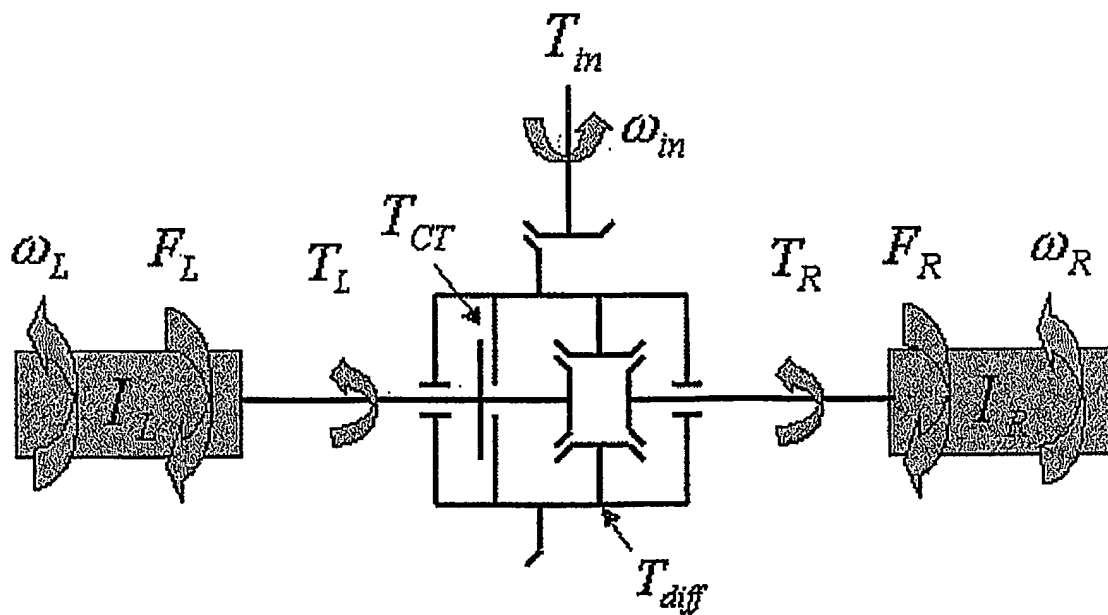


FIG. 4

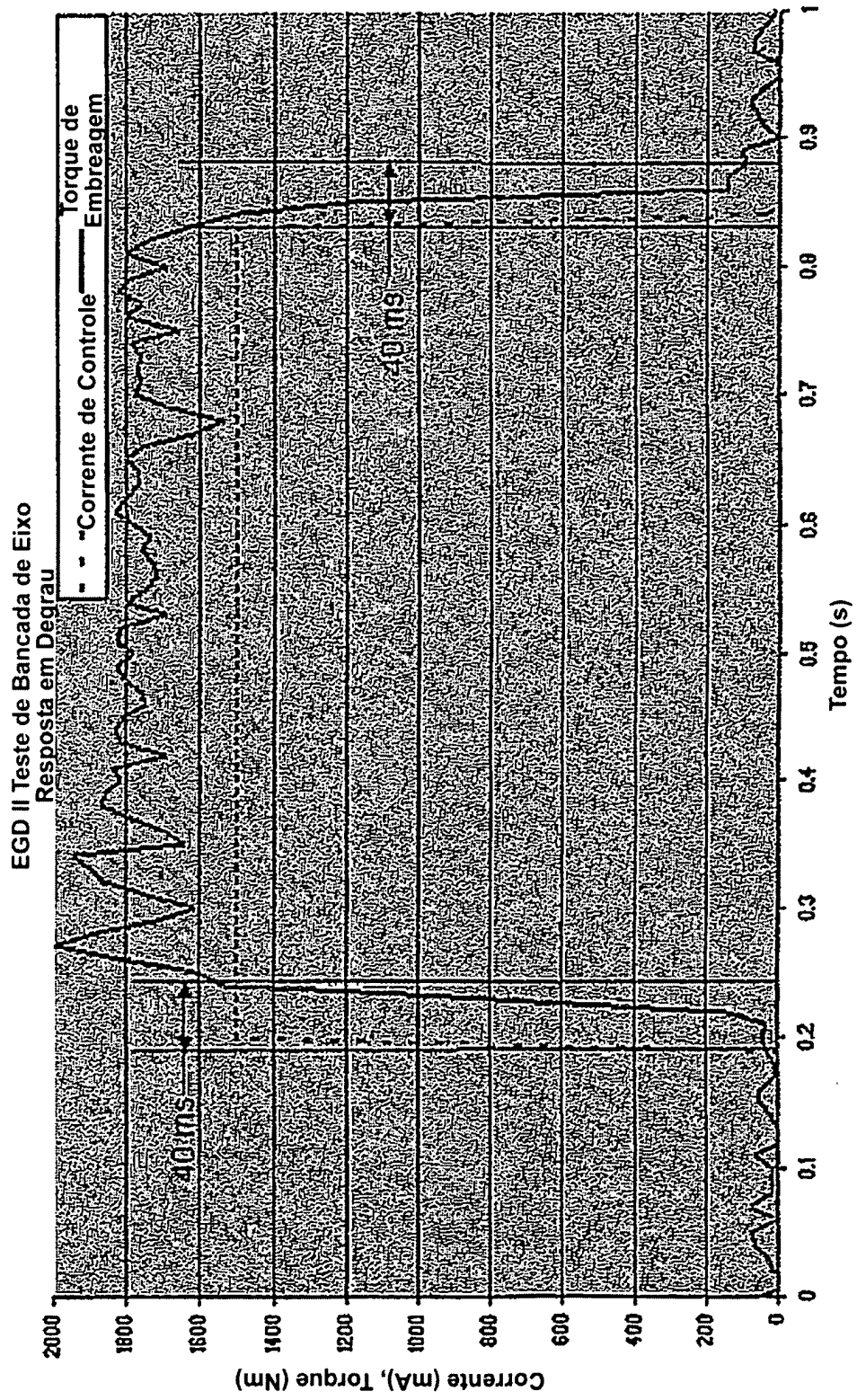


FIG.3

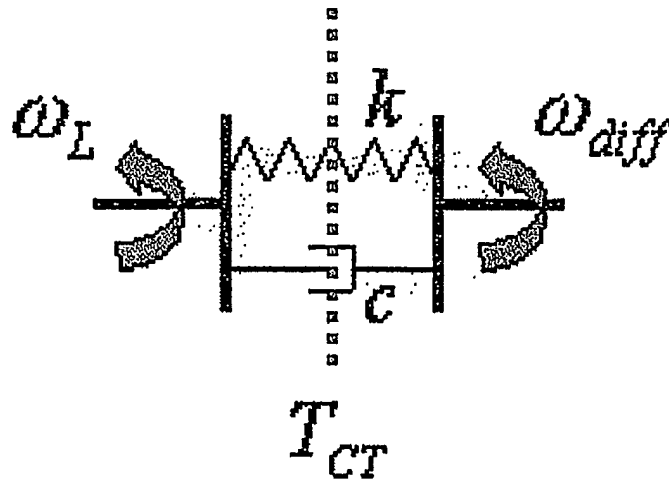


FIG.5

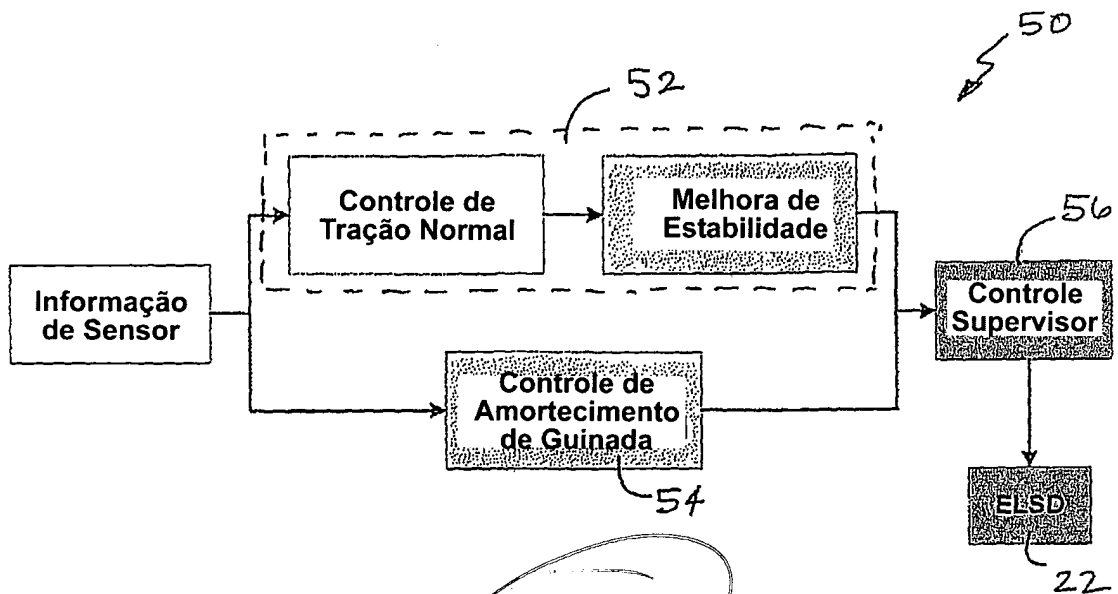


FIG.6

5/14

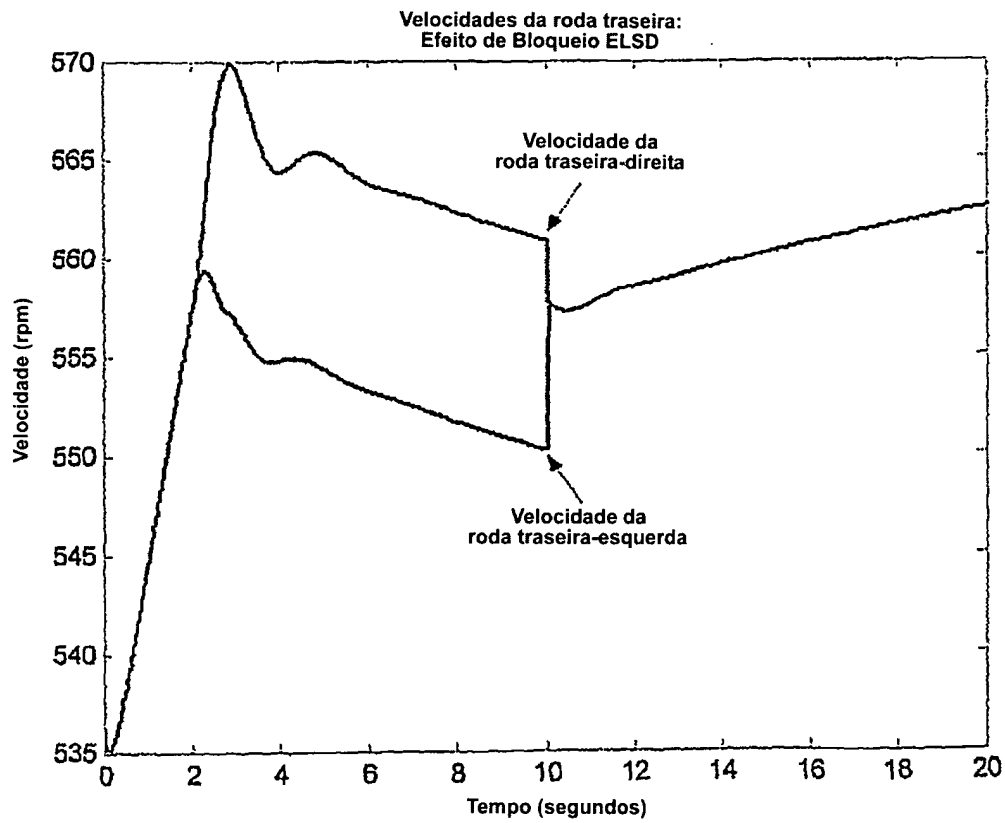


FIG.7

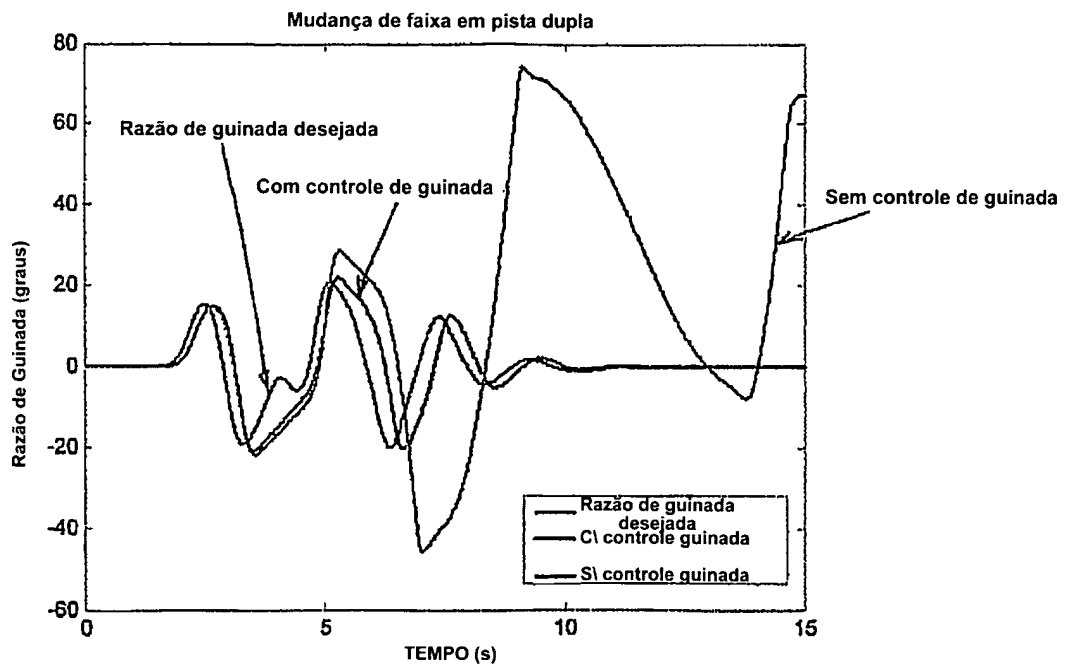


FIG.8

6/14

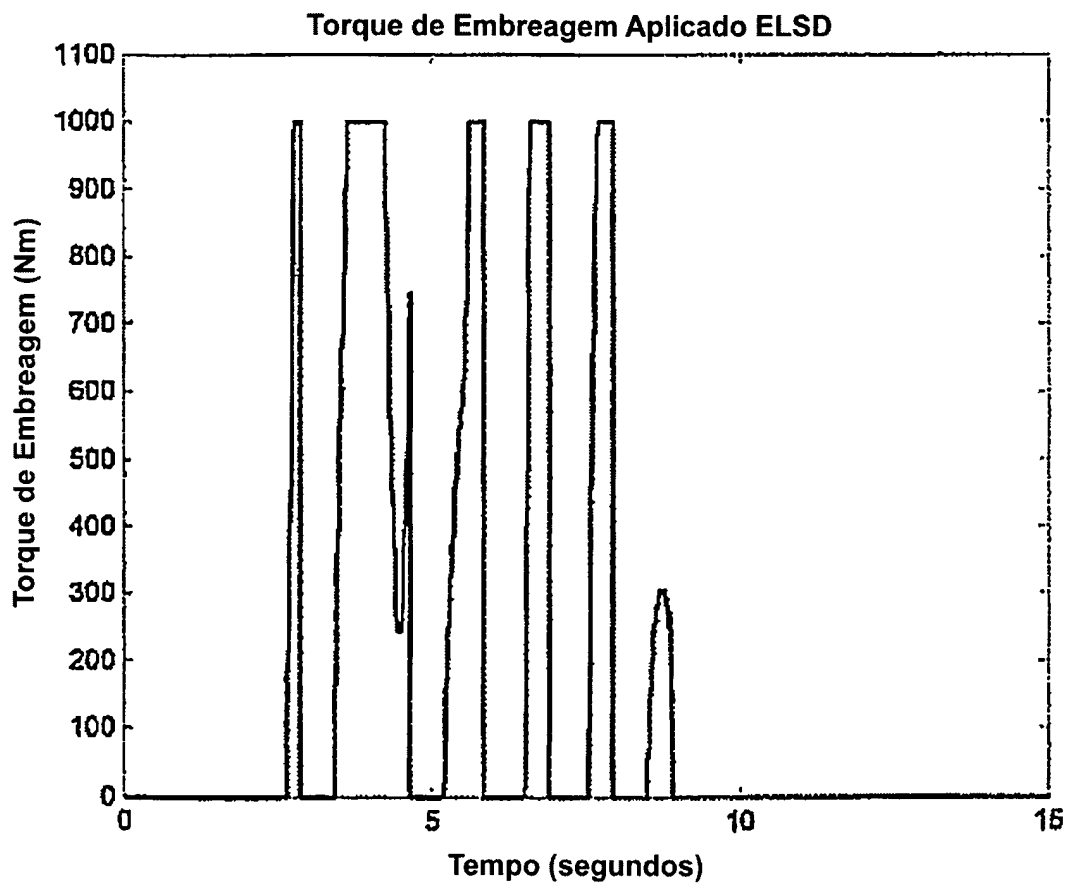


FIG.9

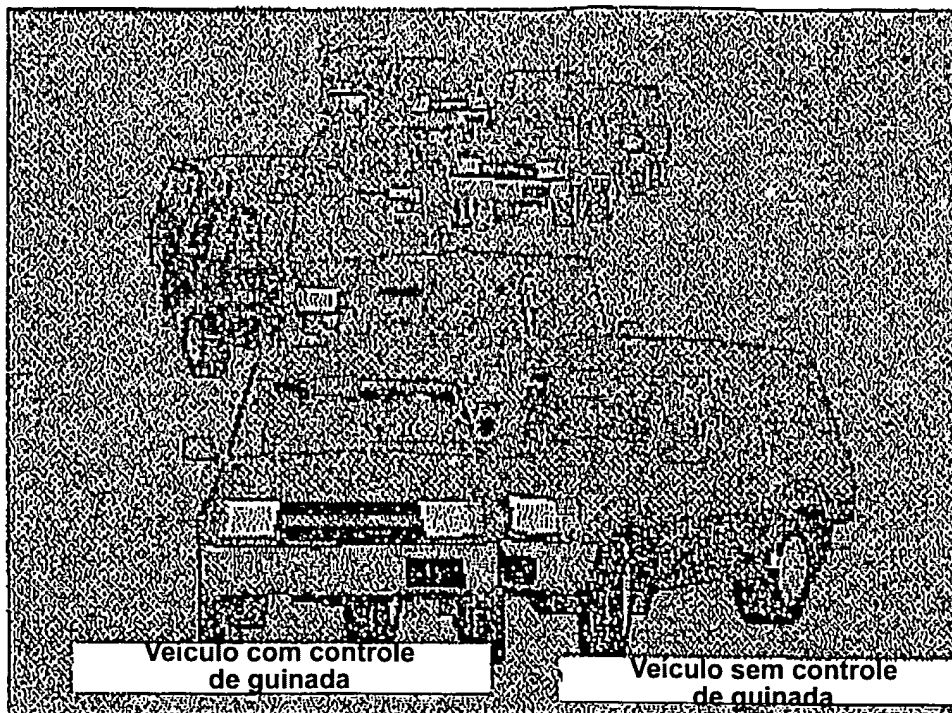


FIG.10

7/14

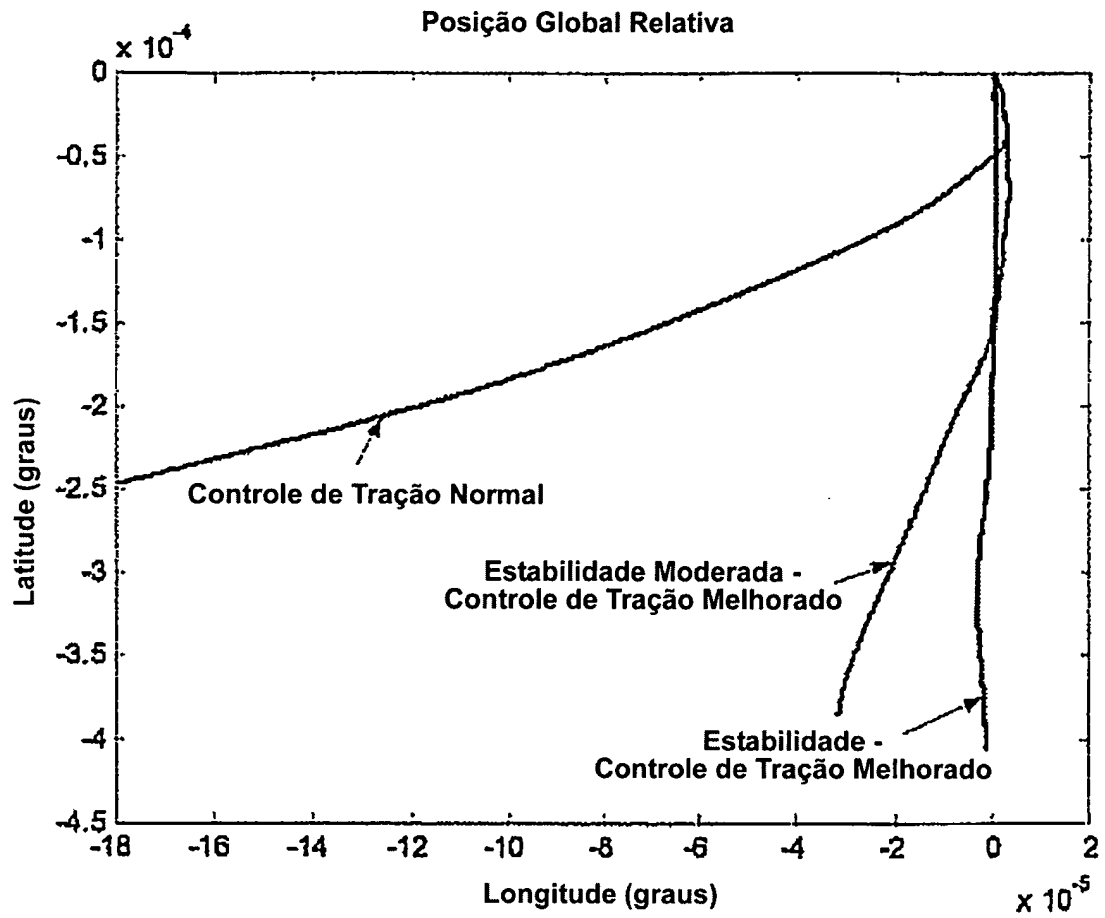


FIG.11

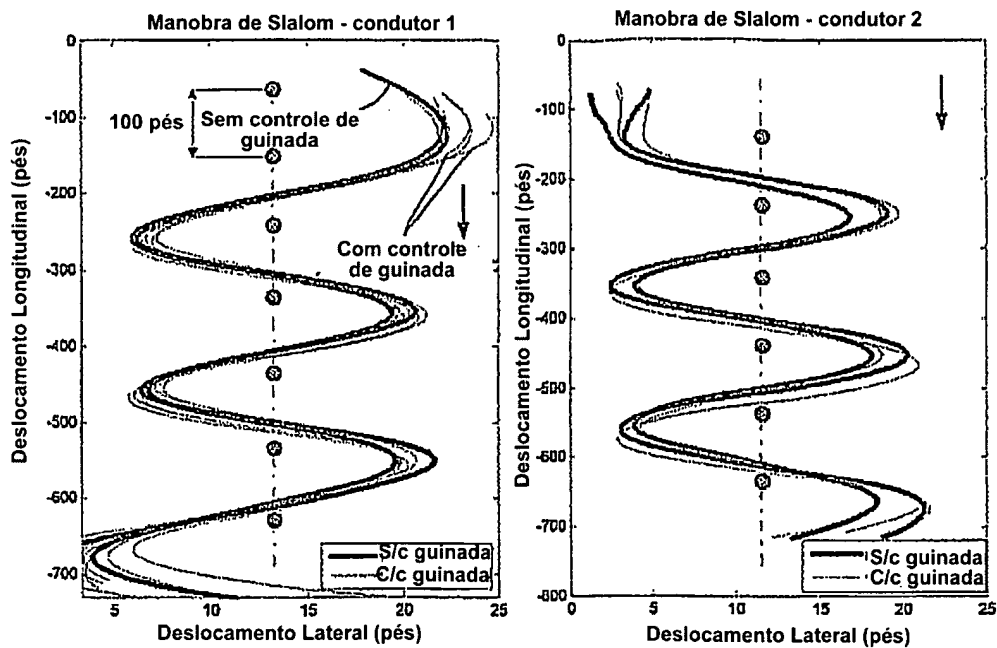


FIG.14

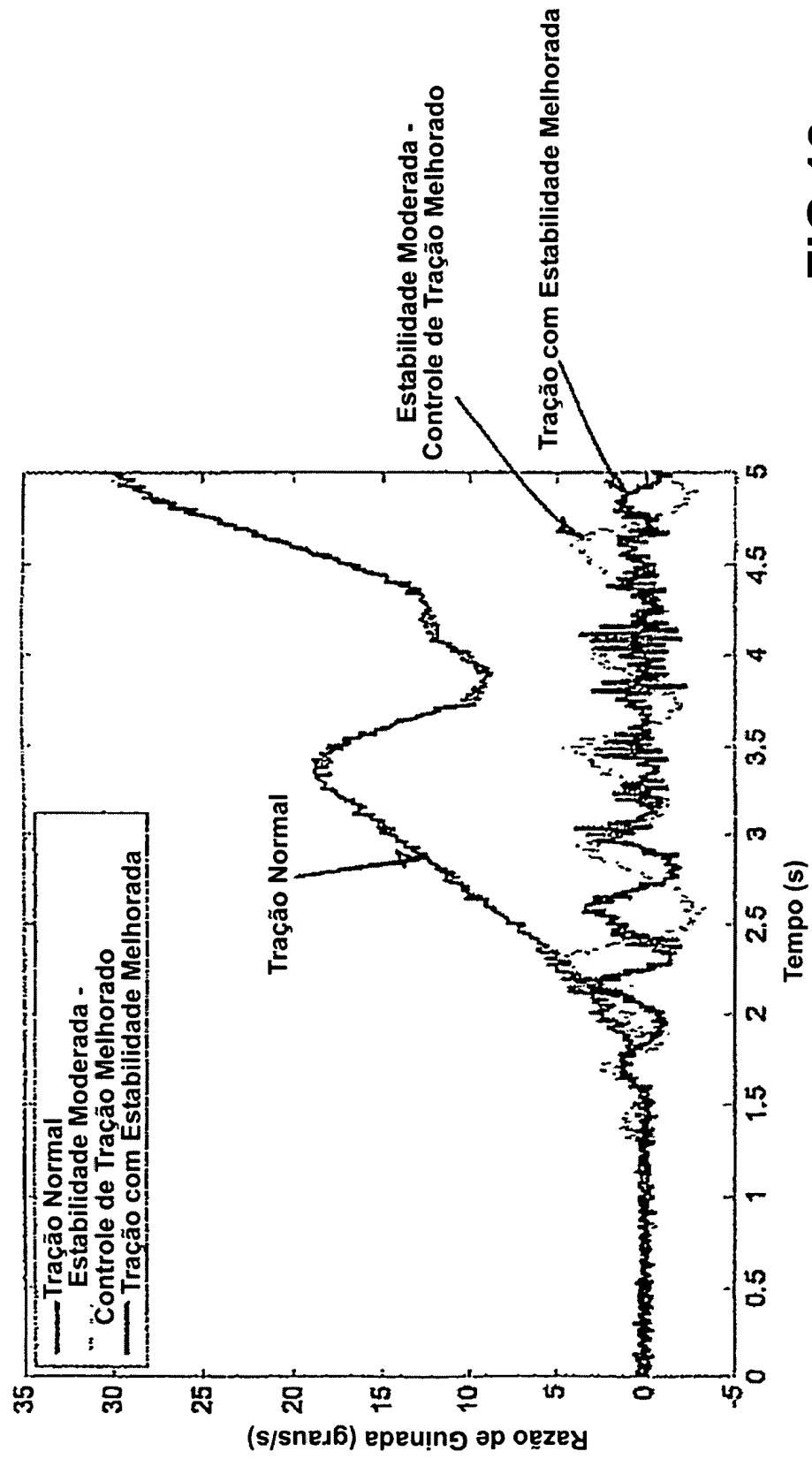


FIG.12

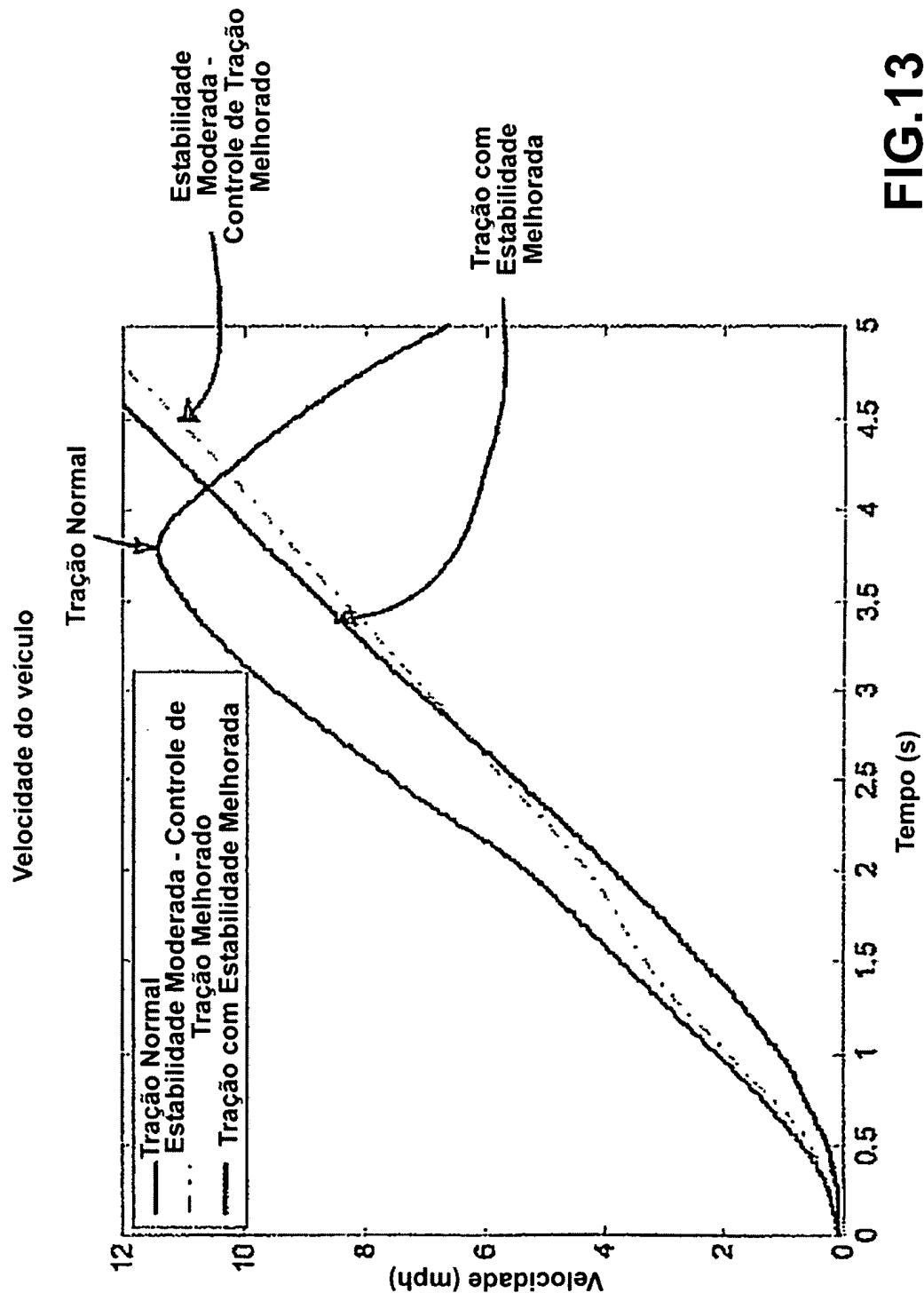


FIG.13

10/14

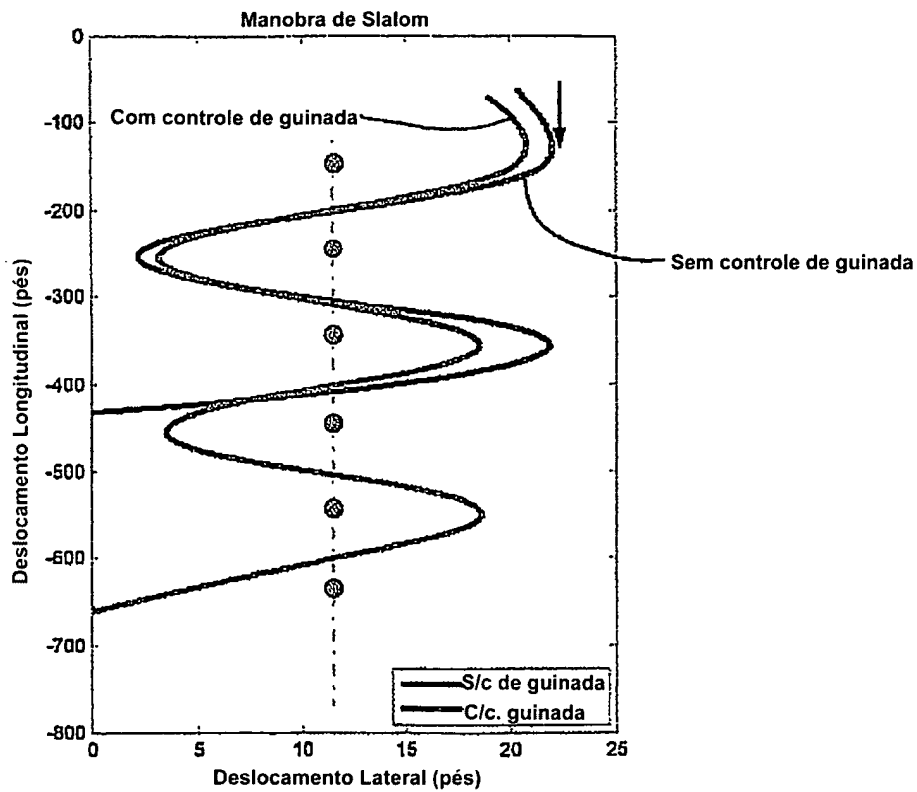


FIG.15

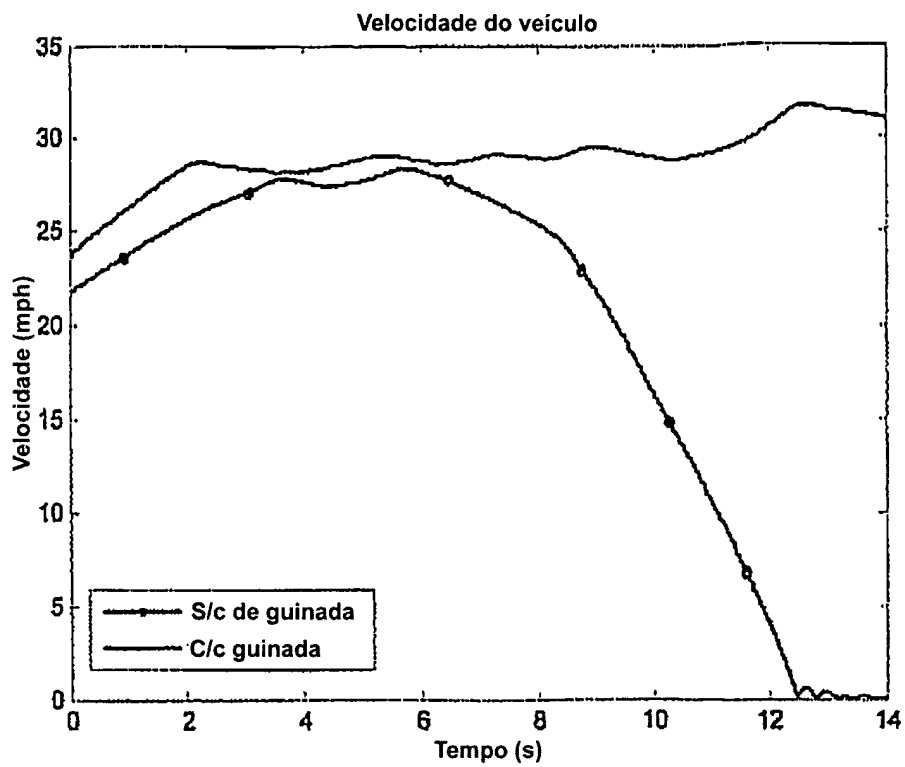


FIG.16

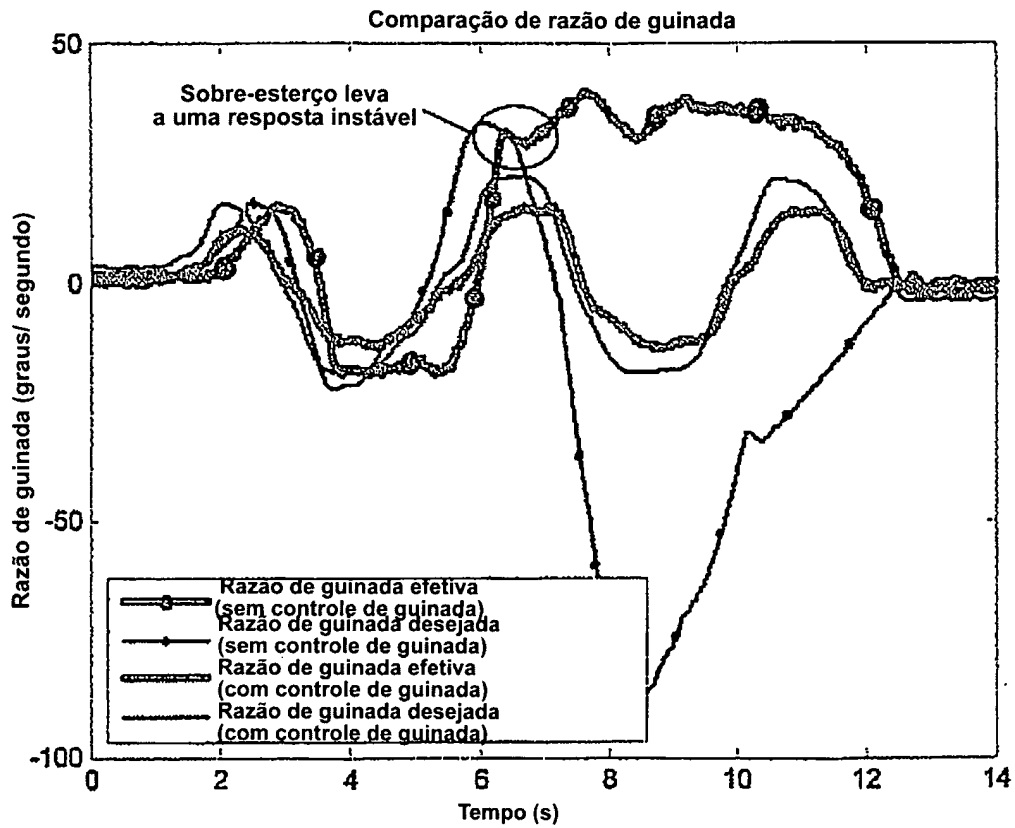


FIG.17

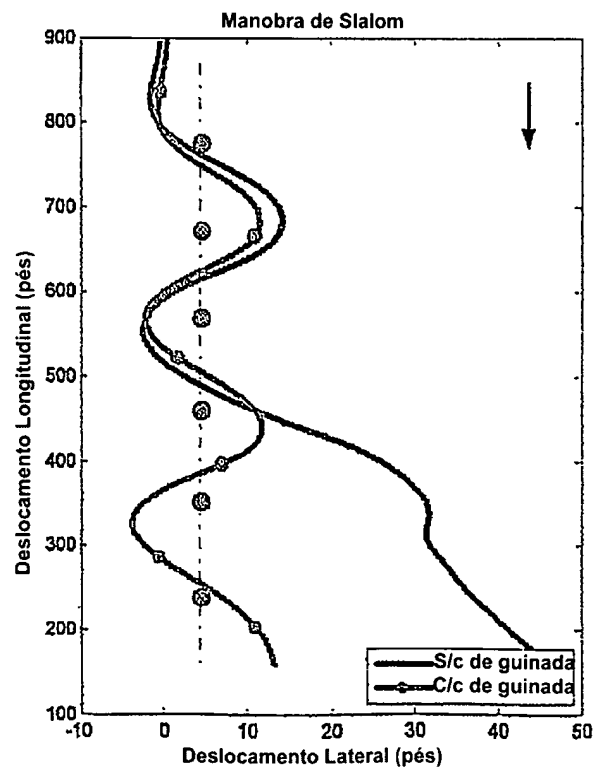


FIG.19

12/14

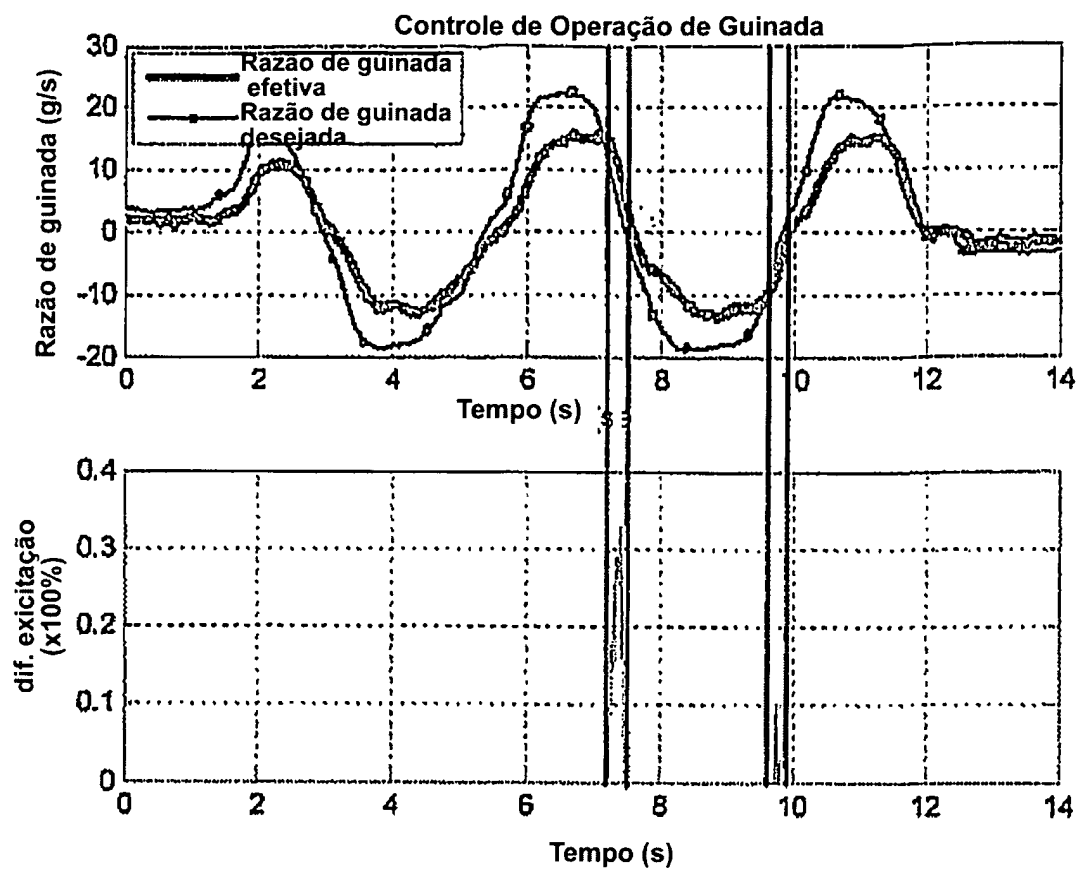


FIG.18

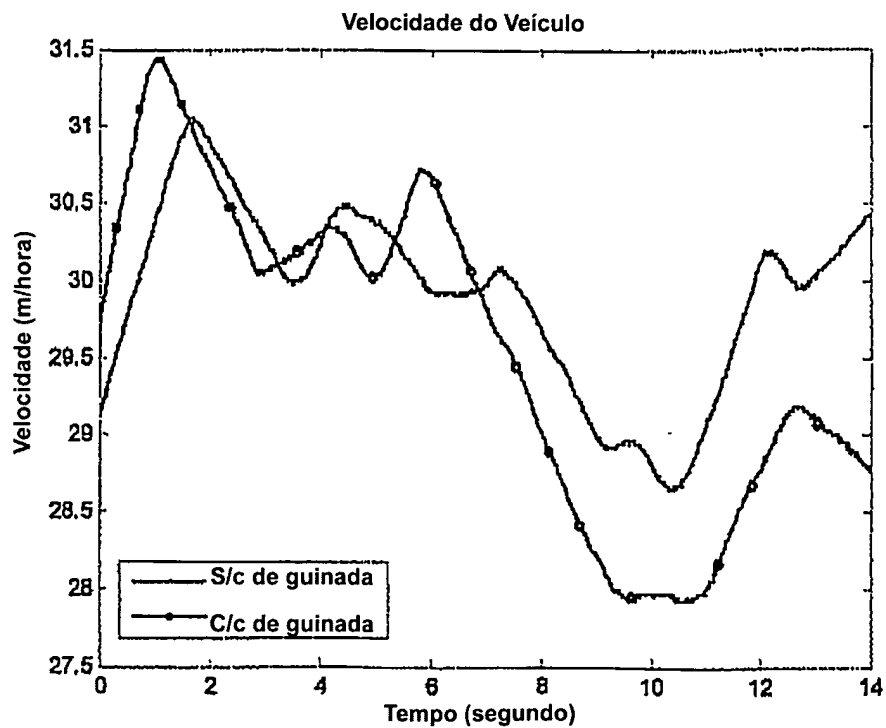


FIG.20

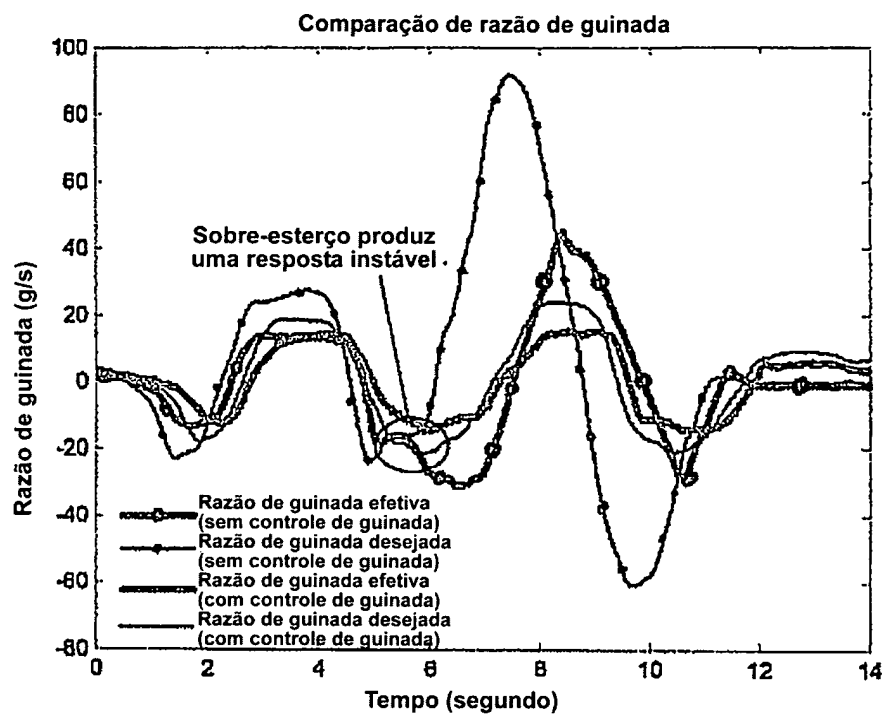


FIG.21

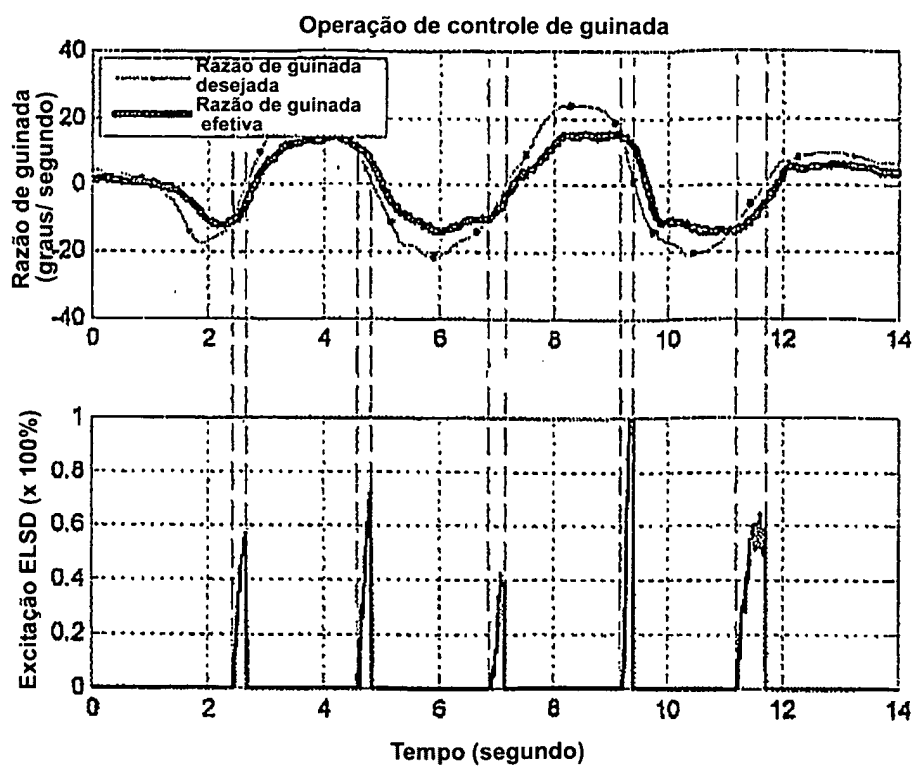


FIG.22

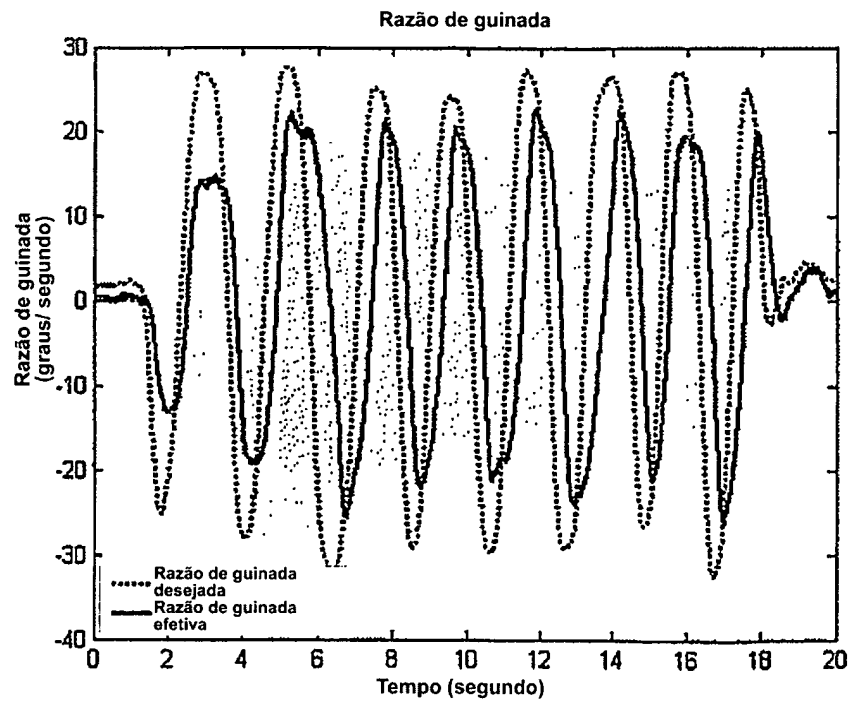


FIG.23

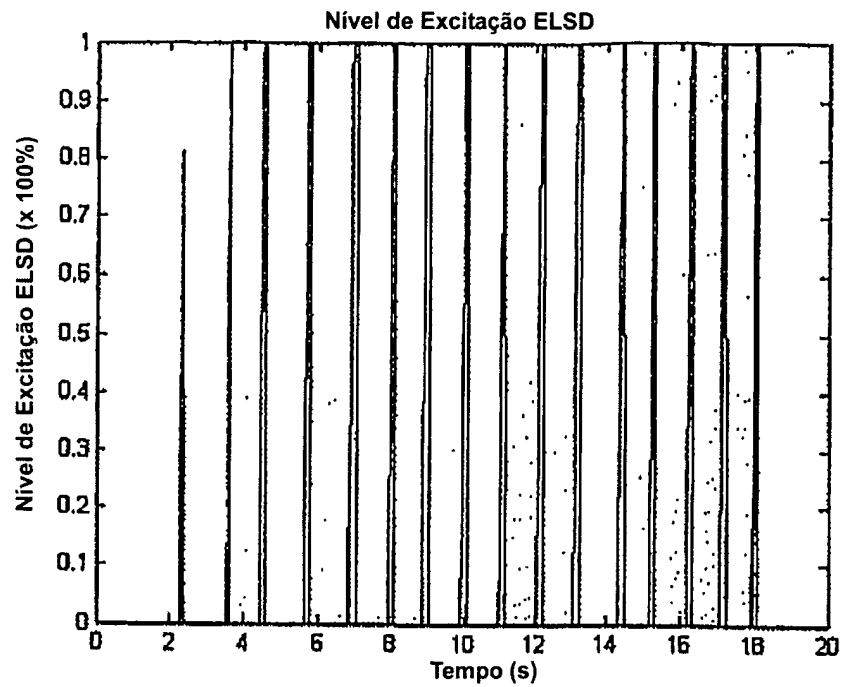


FIG.24

RESUMO

"SISTEMA DE CONTROLE VEICULAR".

Provê-se um sistema de controle veicular (50) tendo uma primeira roda (28) e uma segunda roda (30) e incluindo
5 um aparelho diferencial (22) adaptado para distribuir torque entre a primeira roda (28) e a segunda roda (30), e um controlador de tração (52) para controlar a operação do aparelho diferencial (22) desde a partida do veículo até uma pré-determinada velocidade do mesmo.
10 O controlador de tração (52) sendo configurado para engatar o aparelho diferencial (22) em um primeiro estado de operação de acordo com pelo menos um parâmetro de operação de veículo indicativo de uma condição de operação de baixa tração, e para controlar o engate do
15 aparelho diferencial (22) em um segundo estado de operação de veículo durante a condição de operação de baixa tração de acordo com uma diferença entre uma pré-determinada razão de guinada desejada de veículo e a razão de guinada efetiva de veículo. O sistema de
20 controle (50) também inclui um controlador de estabilidade (54) para controlar o engate do aparelho diferencial (22) em uma pré-determinada velocidade de veículo ou acima da mesma.
