



República Federativa do Brasil
Ministério da Economia
Instituto Nacional da Propriedade Industrial

(11) PI 1004704-2 B1



(22) Data do Depósito: 03/11/2010

(45) Data de Concessão: 13/04/2021

(54) Título: SISTEMA DE CONTROLE PARA FREIO MOTOR PARA VEÍCULO ALIMENTADO POR UM MOTOR, MÉTODO DE CONTROLE DE FREIO MOTOR EM VEÍCULO ALIMENTADO POR UM MOTOR E MÉTODO PARA CONTROLAR A FRENAGEM DO MOTOR

(51) Int.Cl.: F02D 13/02.

(30) Prioridade Unionista: 02/11/2009 US 12/610,841.

(73) Titular(es): INTERNATIONAL ENGINE INTELLECTUAL PROPERTY COMPANY, LLC.

(72) Inventor(es): XIN QIANFAN.

(57) Resumo: FREIO DE MOTOR COM FLUXO DE ALTA TEMPERATURA COM ATUAÇÃO DE VÁLVULA. A presente invenção refere-se a um sistema de controle e método para freio motor que inclui um controle de freio motor e pelo menos um atuador de válvula de exaustão responsivo às demandas a partir do controle de freio para fazer com que a válvula de exaustão se abra. O controle de freio é configurado para comandar o atuador de válvula de exaustão para abrir substancialmente e fechar substancialmente a válvula de exaustão ao menos duas vezes durante cada ciclo do motor, uma primeira etapa e uma segunda etapa, quando a pressão dentro do coletor de exaustão é maior que a pressão no cilindro. O controle de freio também pode comandar o atuador de válvula de exaustão para abrir substancialmente e fechar substancialmente durante uma terceira etapa entre a primeira e segunda etapa.

Relatório Descritivo da Patente de Invenção para
"SISTEMA DE CONTROLE PARA FREIO MOTOR PARA VEÍCULO ALIMENTADO POR UM MOTOR, MÉTODO DE CONTROLE DE FREIO MOTOR EM VEÍCULO ALIMENTADO POR UM MOTOR E MÉTODO PARA CONTROLAR A FRENAGEM DO MOTOR".

CAMPO TÉCNICO

[0001] A presente invenção refere-se a veículos, em particular, caminhões de reboque trator de grande porte, incluindo-se, sem caráter restritivo, o controle e a operação de um motor para frenagem de motor.

ANTECEDENTES

[0002] A frenagem adequada e confiável para veículos, em particular para caminhões de reboque trator de grande porte, é desejável. Apesar de o tambor ou freios de roda a disco serem capazes de absorver uma grande quantidade de energia ao longo de um curto espaço de tempo, a energia absorvida é transformada em calor no mecanismo de frenagem.

[0003] É de amplo conhecimento os sistemas de frenagem que incluem freios de exaustão que inibem o fluxo dos gases de exaustão através do sistema de exaustão, e sistemas de liberação de compressão, onde a energia necessária para comprimir o ar de admissão durante o curso de compressão do motor é dissipada pela exaustão do ar comprimido através do sistema de exaustão.

[0004] Para obter uma elevada ação de frenagem do motor, uma válvula de freio na linha de exaustão pode ser fechada durante a frenagem, e uma pressão excedente é formada na linha de exaustão a montante da válvula de freio. Parar motores turbocarregados, o gás de exaustão formado flui em alta velocidade para o interior da turbina do turbo carregador e age sobre o rotor da turbina, onde o compressor acionado eleva a pressão no duto de admissão de ar. Os cilindros são

submetidos a um aumento da pressão de carregamento. No sistema de exaustão, uma pressão excedente se desenvolve entre a saída do cilindro e a válvula de freio e neutraliza a descarga do ar comprimido no cilindro para o interior do trato de exaustão por meio das válvulas de exaustão. Durante a frenagem, o pistão executa o trabalho de compressão contrário à pressão excedente no trato de exaustão, o que resulta na obtenção de uma robusta ação de frenagem.

[0005] Outro método de freio motor, conforme descrito na Patente Nº US. 4.395.884, inclui o emprego de um motor turbo carregado equipado com uma turbina de entrada dupla e um retardador do motor de liberação de compressão em combinação com uma válvula de desvio. Durante a frenagem do motor, a válvula de desvio direciona o fluxo de gás através de uma espiral da voluta dividida da turbina. Quando a frenagem do motor é empregada, a velocidade da turbina é aumentada, e a pressão do coletor de entrada também é aumentada, aumentando desta forma a potência de frenagem desenvolvida pelo motor.

[0006] Outros métodos empregam um turbo carregador de geometria variável (VGT). Quando a frenagem de motor é comandada, o turbo carregador de geometria variável é "bloqueado para baixo", o que significa que as pás da turbina são fechadas e usadas para gerar uma alta pressão do coletor de exaustão, altas velocidades da turbina e altas velocidades do compressor do turbo carregador. O aumento da velocidade do compressor do turbo carregador, por sua vez, aumenta o fluxo de ar do motor e a potência de frenagem disponível do motor. O método descrito na Patente Nº US 6.594.996 inclui o controle da geometria da turbina do turbo carregador para frenagem do motor em função da velocidade e pressão do motor (exaustão ou admissão, de preferência exaustão). A Patente Nº US 6.148.793 descreve um controle de freio para um motor guarnecido

com um turbo carregador de geometria variável que pode ser controlado para variar a pressão do coletor de admissão. O motor pode ser operado em um modo de frenagem que utiliza um atuador com geometria de turbo carregador para geometria de turbo carregador variável, e usando um atuador da válvula de exaustão para abrir uma válvula de exaustão do motor.

[0007] Outros métodos de uso de turbo carregadores para freio motor são descritos nas Patentes N° US 6.223.534 e 4.474.006.

[0008] Nos freios de motor com liberação de compressão, há uma etapa de válvula de exaustão para frenagem da operação do motor. Por exemplo, no freio "Jake", conforme descrito nas Patentes N° US 4.423.712; 4.485.780; 4.706.625 e 4.572.114, durante a frenagem, a válvula de exaustão de frenagem é fechada durante o curso de compressão para acumular massa de ar nos cilindros do motor e é então aberta em um tempo de válvula selecionado em algum momento antes do ponto morto superior (TDC) para liberar repentinamente a pressão interna ao cilindro para produzir uma potência de eixo negativa ou uma potência de retardo. O curso da válvula de exaustão é mostrado na figura 1a.

[0009] Nos sistemas de frenagem "Sangrador", durante a frenagem de motor, uma válvula de exaustão de frenagem é mantida constantemente aberta durante todo o ciclo do motor para gerar um efeito de compressão-liberação. O curso da válvula de exaustão é mostrado na figura 1b.

[00010] De acordo com o sistema de freio motor "EVBeC" de Man Nutzfahrzeuge AG, ocorre uma etapa de curso de válvula de exaustão secundária induzida por pulsos de alta pressão do coletor de exaustão durante o curso de admissão ou o curso de compressão. O perfil do curso secundário é gerado em cada ciclo do motor e pode ser projetado para perdurar tempo suficiente para passar TDC e alto o

suficiente próximo de TDC para gerar o efeito de frenagem de compressão-liberação.

[00011] O freio de motor EVBec não requer um came de frenagem mecânica ou dispositivo de atuação de válvula variável ("VVA") para produzir as etapas de curso de frenagem válvula de exaustão. O curso da válvula secundária é produzido com o fechamento de uma válvula de contrapressão de exaustão ("EBP") localizada na saída da turbina do turbo carregador. Quando o freio do motor precisa ser desativado, a válvula EBP é recolocada na posição de abertura total para reduzir os pulsos de pressão do coletor de exaustão durante cada ciclo do motor, de modo que a flutuação da válvula de exaustão e curso secundário, bem como da etapa do curso de frenagem em TDC não ocorrem. Presume-se a inexistência de problemas na sede de válvula como a etapa de curso da válvula secundário para este tipo de freio de motor EVBec. Esse sistema é descrito, por exemplo, na Patente Nº US 4.981.119.

[00012] Quando se opera um freio de motor EVBec, quando a válvula EBP da saída da turbina está bem fechada, a razão da pressão da turbina passa a ser muito baixa e, portanto, a razão de fluxo do ar do motor se torna baixa. Ainda, delta P do motor (isto é, a pressão do coletor de exaustão subtraindo-se a pressão do coletor de admissão) e a pressão do coletor de exaustão pode se tornar indesejavelmente alta. Em consequência disso, o efeito de compressão-liberação pode ser enfraquecido, a potência de retardo pode ser reduzida, e a temperatura componente interno ao cilindro (por exemplo, bico de injeção de combustível) pode se tornar indesejavelmente alta.

[00013] O presente inventor reconheceu que seria desejável o fornecimento de um sistema de freio motor mais eficaz.

SUMÁRIO

[00014] Um aparelho exemplificativo da invenção inclui um sistema

de controle para frenagem do motor para um veículo alimentado por um motor, onde o motor tem uma pluralidade de cilindros e uma válvula de admissão e uma válvula de exaustão associada ao menos a um dos cilindros, a válvula de admissão abre o cilindro para um coletor de admissão e a válvula de exaustão abre o cilindro para um coletor de exaustão. O sistema de controle inclui um controle de frenagem do motor, ao menos um atuador da válvula de exaustão responsivo às demandas do controle de frenagem para fazer com que a válvula de exaustão se abra, e ao menos uma válvula de contrapressão de exaustão (EBP) que restringe de forma seletiva o gás de exaustão de escoar do coletor de exaustão para o ambiente. A válvula EBP está em comunicação de sinal com o controle de frenagem. O controle de frenagem é configurado para ordenar que o atuador da válvula de exaustão para substancialmente abra e substancialmente feche a válvula de exaustão ao menos duas vezes durante cada ciclo do motor, uma primeira etapa e uma segunda etapa, quando a pressão no interior do coletor de exaustão é maior que a pressão no cilindro.

[00015] De acordo com outra modalidade, o controle de frenagem é ainda configurado para ordenar que o atuador da válvula de exaustão substancialmente abra e substancialmente feche durante uma terceira etapa entre a primeira e segunda etapa.

[00016] De modo mais particular, o motor pode ser um motor de quatro tempos, em que o eixo de manivela gira 720 graus pra cada ciclo completo, onde 0 graus é o ponto morto superior ("TDC"). De acordo com uma modalidade, o controle de frenagem é configurado para comandar que o atuador da válvula de exaustão faça com que a válvula de exaustão substancialmente abra e substancialmente feche para a primeira etapa durante uma certa parte do ciclo entre ângulos de manivela de 500 e 630 graus e para fazer com que a válvula de exaustão substancialmente abra e substancialmente feche para a

segunda etapa durante uma certa parte do ciclo entre ângulos de manivela de 630 e 90 graus. De acordo com um aprimoramento, o controle de frenagem também pode ser configurado para ordenar que o atuador da válvula de exaustão faça com que a válvula de exaustão para substancialmente abra e substancialmente feche durante uma certa parte do ciclo entre ângulos de manivela de 360 e 500 graus, as a terceira etapa.

[00017] De acordo com outra modalidade, o motor é um motor de quatro tempos, onde um eixo de manivela gira 720 graus para cada ciclo completo, e 0 graus é o TDC. O controle de frenagem é configurado para ordenar que o atuador da válvula de exaustão faça com que a válvula de exaustão substancialmente abra e substancialmente fecha uma primeira etapa durante certa parte do ciclo entre ângulos de manivela de 360 e 500 graus e faça com que a válvula de exaustão substancialmente abra e substancialmente feche para uma segunda etapa durante certa parte do ciclo entre ângulos de manivela de 630 e 90 graus.

[00018] A ao menos uma válvula de exaustão pode compreender uma mola de válvula para conservar a válvula fechada com uma força de mola de pré-carga, e o atuador da válvula de exaustão compreende um dispositivo de pré-carga contrária para exercer seletivamente uma força contrária à força de pré-carga da mola para auxiliar na abertura da válvula.

[00019] O atuador da válvula de exaustão pode compreender: um came mecânico, um dispositivo pneumático controlado eletronicamente, um dispositivo hidráulico controlado eletronicamente, ou um atuador eletro-magnético.

[00020] O atuador da válvula de exaustão pode ser configurado para ser um atuador de duas vias, para exercer forças de oposição seletivas sobre a válvula e compelir a abertura ou o fechamento da

válvula.

[00021] Um método exemplificativo da invenção para freio motor em um veículo alimentado por um motor, em que o motor tem uma pluralidade de cilindros e uma válvula de admissão e uma válvula de exaustão associada ao menos a um dos cilindros, sendo que a válvula de admissão abre o cilindro para um coletor de admissão e a válvula de exaustão abre o cilindro para o coletor de exaustão, inclui as etapas de:

restringir seletivamente que o gás de exaustão escoe do coletor de exaustão para o ambiente para aumentar a contrapressão de exaustão no coletor do gás de exaustão;

durante cada ciclo do motor, substancialmente abrir e substancialmente fechar a válvula de exaustão duas vezes, uma primeira etapa e uma segunda etapa, quando a pressão no interior do coletor de exaustão é maior que a pressão no cilindro.

[00022] O método pode incluir uma etapa adicional de substancialmente abrir e substancialmente fechar a válvula de exaustão durante a terceira etapa entre a primeira e segunda etapa.

[00023] Para um motor que é um motor de quatro tempos em que um eixo de manivela gira 720 graus para cada completo ciclo, e 0 graus é TDC, as etapas de substancialmente abrir e substancialmente fechar a válvula de exaustão podem ser adicionalmente definidas pelo fato de que a primeira etapa ocorre durante certa parte do ciclo entre ângulos de manivela de 500 e 630 graus e a segunda etapa ocorre durante certa parte do ciclo entre ângulos de manivela de 630 e 90 graus. Como alternativa, a primeira etapa pode ocorrer entre ângulos de manivela de 360 e 500 graus. Como alternativa ainda, a primeira etapa pode ocorrer entre ângulos de manivela de 500 e 630 graus, a segunda etapa ocorrer durante certa parte do ciclo entre ângulos de manivela de 630 e 90 graus e a terceira etapa pode ocorrer entre a

primeira e a segunda etapa, entre 360 e 500 graus.

[00024] O método e aparelho exemplificativos da invenção fornecem aprimoramentos para o freio motor, tais como:

(1) um método de utilizar etapas de válvula de exaustão do motor para aumentar a taxa de fluxo de ar do motor e a temperatura do gás do coletor de exaustão simultaneamente para acentuar o efeito de compressão-liberação na frenagem de motor;

(2) um dispositivo para obter uma pré-carga líquida de mola ultrabaixa usada na operação de frenagem de motor para regular a etapa de válvula de frenagem secundária induzida por pulso de exaustão; e

(3) um método de usar etapas da válvula de exaustão do motor para alterar a eficiência volumétrica, ΔP do motor e correspondência do turbo carregador do motor durante a frenagem de motor para acentuar a potência de retardo e permitir diferentes estratégias de desenho do freio do motor.

[00025] Os métodos e aparelho exemplificativos da invenção aumentam a potência de retardo do motor sem introduzir outras dificuldades atinentes às limitações do desenho do freio do motor. A simulação sugere que a potência de retardo do motor pode ser mais que duplicada de acordo com um método exemplificativo da presente invenção.

[00026] O método e o aparelho exemplificativos da presente invenção também podem ser usados no tipo de freios de motor "EVBeC" para usar um dispositivo de pré-carga líquida de mola ultrabaixa para aumentar ou regular a etapa do curso da válvula de frenagem de exaustão secundária para aumentar ou regular a potência de retardo.

[00027] O método exemplificativo da invenção aumenta a razão de fluxo do ar do motor para motores de aspiração natural e de motores

turbocarregados ou aumenta a razão de fluxo do ar do motor e temperatura do coletor de exaustão para motores turbocarregados a fim de aumentar a potência de retardo do motor.

[00028] O aparelho exemplificativo da invenção pode incluir controles eletrônicos, um ou mais válvulas de gás de exaustão controláveis, e uma válvula de contrapressão de exaustão (EBP). A válvula de gás de exaustão controlável pode ser controlada por um atuador de pré-carga contrária à mola, como um dispositivo eletromecânico. A válvula EBP pode ser uma válvula de chapeleta ou uma válvula de borboleta do gás de exaustão, podendo estar localizada na saída da turbina.

[00029] Outras numerosas vantagens e recursos da presente invenção serão evidenciados a partir do relatório descrito da invenção fornecido em detalhes adiante e de suas modalidades, a partir das reivindicações e dos desenhos em anexo.

BREVE DESCRIÇÃO DOS DESENHOS

[00030] A figura 1a é um gráfico do curso da válvula de exaustão *versus* ângulo de manivela para um freio do tipo "Jake" da técnica anterior;

A figura 1b é um gráfico do curso da válvula de exaustão *versus* ângulo de manivela para um freio Sangrador da técnica anterior;

A figura 2a é um gráfico do curso da válvula de exaustão *versus* ângulo de manivela de acordo com um primeiro método exemplificativo da invenção;

A figura 2b é um gráfico do curso da válvula de exaustão *versus* ângulo de manivela de acordo com um segundo método exemplificativo da invenção;

A figura 2c é um gráfico do curso da válvula de exaustão *versus* ângulo de manivela de acordo com um terceiro método exemplificativo da invenção;

A figura 3 é um resultado modelado do segundo método exemplificativo do sistema de frenagem da presente invenção;

A figura 4 é um gráfico comparativo das taxas de fluxo de válvula *versus* ângulo de manivela de diferentes métodos de freio motor;

A figura 5 é um gráfico de um curso alternativo da válvula de exaustão *versus* ângulo de manivela de acordo com um método exemplificativo da invenção;

A figura 6 é um gráfico comparativo da potência de retardo do motor *versus* diferença de pressão entre a pressão do coletor de exaustão e a pressão do coletor de admissão de diferentes métodos de freio motor;

A figura 7 é uma vista lateral esquemática de um sistema de válvula de exaustão de acordo com um aparelho exemplificativo da invenção; e

A figura 8 é um diagrama esquemático de um sistema de freio motor de acordo com um aparelho exemplificativo da invenção.

DESCRIÇÃO DETALHADA

[00031] Embora a presente invenção seja susceptível da modalidade em muitas formas distintas, são mostrados nos desenhos, e serão descritas neste em detalhes, suas modalidades específicas, havendo o entendimento de que a presente descrição deve ser considerada como um aspecto exemplificativo, e não limitante, da invenção para as modalidades específicas ilustradas.

[00032] Nos freios de motor de compressão-liberação, a potência de retardo consiste de duas partes: o efeito de compressão-liberação e a contribuição decorrente da perda de bombeamento. A perda de bombeamento consiste na contribuição decorrente de delta P do motor, primordialmente em relação à área efetiva da turbina, e eficiência volumétrica do motor, primordialmente afetada pela etapa/

temporização da válvula. O efeito de compressão-liberação está relacionado à etapa/temporização/curso da válvula de frenagem próximo ao TDC e razão de fluxo do ar do motor ou a massa de ar aprisionada próxima ao TDC. Para uma etapa/temporização/curso da válvula de frenagem próxima ao TDC projetada adequadamente, quando a razão de fluxo do ar do motor é mais alta, o efeito de compressão-liberação é mais robusto, portanto, a potência de retardo do motor é mais alta. Sendo assim, a potência de retardo é acentuada pelo aumento da razão de fluxo do ar do motor dentro das limitações do desenho.

[00033] Para motores turbocarregados, a razão de fluxo do ar está relacionada à eficiência volumétrica, à pressão do coletor de admissão e à potência da turbina, que é afetada pela área efetiva da turbina, pela pressão do coletor de exaustão, pela pressão da saída da turbina e pela temperatura do gás do coletor de exaustão. A razão de fluxo do ar do motor está ainda relacionada à temperatura do coletor de exaustão através do processo do ciclo interno ao cilindro. Em linhas gerais, quanto mais baixa a razão de fluxo do ar, mais alta a temperatura do coletor de exaustão. O aumento da pressão da saída da turbina faz com que haja redução da potência da turbina e da razão de fluxo do ar.

[00034] Uma forma convencional de aumentar a razão de fluxo do ar do motor é usar um bocal menor de turbina ou diversos controle de válvula de contrapressão ao redor da turbina para permitir que a turbina gire com mais velocidade, por exemplo, fechando a válvula de contrapressão na entrada da turbina ou abrindo a válvula de contrapressão na saída da turbina.

[00035] De acordo com o método exemplificativo da presente invenção, a potência da turbina ou a razão de fluxo do ar é aumentada pelo uso de uma temperatura mais elevada do coletor de exaustão,

isto é, transferindo a energia térmica à entrada turbina. Usando um gás aquecido do coletor de exaustão, coletando o gás, acentuando o gás por meio de um processo de compressão do gás no interior do cilindro e em seguida liberando o gás para acionar a turbina, a turbina irá girar com mais velocidade e transmitir uma razão mais alta de fluxo do ar para acentuar o efeito de compressão-liberação e a potência de retardo. Desse modo, o fornecimento simultâneo de uma alta temperatura do coletor de exaustão e uma alta razão de fluxo do ar é um dos aprimoramentos do método exemplificativo da presente invenção.

[00036] De acordo com o método exemplificativo desta invenção, no curso de admissão tardio e no curso de compressão precoce, há uma fonte de gás quente de exaustão que pode ser induzido do coletor de exaustão para o interior do cilindro do motor usando etapas adicionais de válvula de exaustão, além da etapa convencional da válvula de frenagem próxima ao TDC, quando a pressão da comporta de exaustão é mais alta que a pressão interna do cilindro. Não apenas uma massa adicional de ar é induzida durante este processo, a massa de ar adicional é quente, e é comprimida pelo pistão para atingir temperaturas ainda mais quentes e uma pressão de cilindro ainda maior antes de ser liberada para a entrada da turbina. Portanto, uma etapa de válvula induz apenas uma pronta entrega mais potente durante o processo de compressão-liberação do freio motor, porém, ainda transfere uma energia térmica mais alta para a entrada da turbina. Esta energia, em última instância, origina-se da potência do veículo a que se fará oposição.

[00037] O efeito combinatório resultante do alto fluxo de ar e da temperatura aumenta a potência de retardo do motor. Muito embora a temperatura interna do cilindro e a temperatura do coletor de exaustão sejam quentes no aparelho exemplificativo da presente invenção,

devido à elevada razão de fluxo do ar, a temperatura interna ao cilindro e temperatura do coletor de exaustão, e modo habitual, não são excessivamente altas para violar as limitações do desenho.

[00038] A figura 2a mostra as etapas da válvula de exaustão usadas de acordo com um método exemplificativo da invenção. Este gráfico é para um motor de quatro tempos, onde cada ciclo do motor corresponde a uma rotação de 720 graus do eixo de manivela. Uma etapa de liberação de compressão é representada por uma parte do gráfico 190. Esta parte 190 abre uma válvula imediatamente antes do TDC e da etapa da válvula de exaustão de liberação de compressão, uma substancial abertura e fechamento da válvula de exaustão, ocorre entre ângulos de manivela de 630 e 90 graus. Uma etapa de válvula de exaustão de aperfeiçoamento do fluxo de temperatura ("aperfeiçoamento do fluxo de T"), uma abertura e um fechamento substancial da válvula de exaustão, é representada pela parte do gráfico 200. As etapas 190, 200 podem ser geradas por qualquer um dos seguintes: comes mecânicos, dispositivos de atuação de válvula variável, ou movimento livre induzido por pulso de pressão do coletor de exaustão da válvula de exaustão. O movimento livre induzido por pulso de pressão do coletor de exaustão da válvula de exaustão pode ser realizado, por exemplo, por um ou mais dos métodos seguintes: fechar uma válvula EBP posicionada na saída da turbina; fechar uma válvula EBP posicionada na entrada da turbina; fechar as pás da turbina em uma de turbina geometria variável; e/ou fechar uma comporta de exaustão da turbina de uma turbina pequena. Cada etapa de válvula pode ser uma etapa única ou múltiplas etapas.

[00039] De acordo com o método exemplificativo da invenção, a adição da etapa 200 intensifica o fluxo de ar e a temperatura do gás do coletor de exaustão. Para diferentes motores (coletor de exaustão ou entrada de turbina não dividida, dividida, I4 ou I6, etc.) e em diferentes

velocidades, a pulsação de pressão da comporta de exaustão pode ser diferente, e a localização efetiva da etapa da válvula de exaustão de aperfeiçoamento do fluxo de T 200 pode ser diferente de forma compatível. Para motores de quatro tempos, a temporização da válvula efetiva é a duração do ângulo de manivela no curso de admissão tardio e no curso de compressão precoce, onde a válvula de admissão permanece praticamente fechada e a pressão da comporta de exaustão é mais alta que a pressão interna do cilindro.

[00040] .A figura 2b mostra um aperfeiçoamento adicional fornecido de acordo com um método exemplificador da presente invenção, a etapa de válvula de exaustão de "ajuste de fluxo de ar" ou "terceira etapa da válvula" durante curso de admissão. Esta terceira etapa da válvula é representado pela parte do gráfico 220. A energia do turbo compressor e a pressão de reforço de ar de admissão são afetados pela eficiência do turbo compressor e pela posição do ponto de operação do motor sobre o mapa do compressor. A posição pode ser modificada pela eficiência volumétrica do motor e etapas da válvula de exaustão. A adição de uma terceira etapa de levantamento da válvula de exaustão no curso de admissão durante o freio motor pode afetar o fluxo de ar de admissão e eficiência volumétrica pelo diferencial de pressão entre a porta de exaustão e a porta de admissão. Portanto, o delta P do motor pode ser reduzido e, entretanto, a alta energia de retardo pode ser mantida. O baixo delta P do motor é algumas vezes desejável para as restrições de projeto de motor.

[00041] Esta terceira etapa de válvula altera a eficiência volumétrica do motor significativamente durante o freio motor e, por conseguinte, é capaz de ajustar o delta P do motor. A simulação mostra que a baixa eficiência volumétrica (por exemplo, 52%) mais o baixo delta P do motor (por exemplo, 0,25 Mpa (2,5 bar)) proporciona a perda de bombeamento total menor do que o caso de alta eficiência volumétrica

(80%) mais alto delta P do motor (0,47 Mpa (4,7 bar). A etapa de válvula também pode modificar a posição dos pontos de operação de freio motor sobre o mapa do compressor para motores equipados com turbo, de modo que o motor possa funcionar na eficiência do compressor desejável.

[00042] A figura 2c ilustra uma modalidade adicional, em que a etapa de válvula de exaustão de aperfeiçoamento de fluxo T 200 da figura 2b é eliminada e somente as etapas 190 e 220 são usados.

[00043] A etapa de válvula de exaustão de "ajuste de fluxo de ar" mostrado nas figuras 2b e 2c otimiza o desempenho de freio motor e possibilita as funções de projeto associadas a diferentes estratégias de projeto do delta P do motor e turbo compressor fiquem compatíveis durante a frenagem. O tempo da etapa de válvula de exaustão para alterar o delta P do motor e a eficiência volumétrica ocorre nas durações de ângulo de manivela no curso de admissão, onde a pressão da porta de exaustão é maior que a pressão da porta de admissão e parte do fluxo de exaustão pode fluir de maneira reversa na porta de admissão, isto é, o ângulo de manivela em torno de 360 a 510 grau, após a queima de TDC, mostrado nas figuras 3 a 4.

[00044] O método exemplificador da invenção aumenta a energia de retardo do motor, demonstrado pelos dados de simulação representados por gráfico na figura 6. A 2100 rpm para um motor de 12,4L, um aumento de energia de retardo significativo a partir do freio de Jake tradicional é demonstrado pelos dois pontos finais do gráfico na figura 6.

[00045] O aparelho e métodos exemplificadores da invenção aumentam a energia de retardo do motor sem introduzir outras dificuldades relacionadas às restrições do projeto de freio motor. A simulação mostra que a energia de retardo do motor pode ser mais do que duplicada, de acordo com um método exemplificador da presente

invenção.

[00046] Para a etapa de válvula de aperfeiçoamento de fluxo T e/ou para uma etapa de válvula de exaustão de ajuste de fluxo de ar, um came mecânico, ou etapas de válvula VVA, ou movimento de válvula de freio induzido por pulso de pressão de coletor de exaustão regulado com uma etapa de levantamento de válvula de exaustão secundário pode ser utilizado.

[00047] A energia de retardo do motor é afetada pelo tamanho e pelo local da etapa de levantamento de válvula secundário da válvula de exaustão de freio. Para o movimento de flutuação induzido por pulso de pressão de coletor de exaustão da válvula de freio de exaustão, a altura levantamento secundário é afetada pelo Peso da válvula, diâmetro da haste da válvula, pré-carga de mola da válvula líquida e o diferencial de pressão entre a pressão da porta de exaustão e a pressão de cilindro interna. Com o uso de uma válvula de freio leve (por exemplo, válvula oca ou material de baixa densidade), um pequeno diâmetro de haste da válvula, uma baixa pré-carga de mola líquida ou pulsação de diferencial de pressão crescente por meio da regulagem do coletor pode consistir em métodos de projeto eficazes para aumentar o tamanho do levantamento secundário em recuperar a energia de gás de exaustão para colocar na entrada da turbina a girar o turbo mais rápido, a fim de reforçar o fluxo de ar e a energia de retardo.

[00048] A figura 7 mostra um dispositivo para a pré-carga de mola da válvula líquida ultrabaixa (tipo variável ou ligar/desligar) usada no freio motor com movimento de válvula induzido por pulso de pressão de coletor de exaustão. O dispositivo pode reduzir a pré-carga de mola líquida para possibilitar a alta energia de retardo em velocidade do motor muito baixa, devido ao fato de que, com a pré-carga líquida muito baixa (ou até zero), a válvula de freio de exaustão pode flutuar

facilmente para gerar um alto levantamento de válvula secundário para recuperar mais massa de gás de exaustão a partir do coletor de exaustão para o cilindro, para possibilitar a operação de fluxo de alta temperatura do freio motor através de uma turbina de giro mais rápido. O dispositivo de pré-carga de mola da válvula líquida variável também pode ajustar a energia de retardo continuamente mediante a regulação do tamanho da etapa de levantamento de válvula de exaustão secundário. Além disso, o dispositivo de pré-carga de mola da válvula líquida variável, se projetado com meios eletromagnéticos, pode ser usado para desativar de maneira total ou parcial o freio motor mediante a aplicação de uma força magnética atrativa sobre o topo da válvula de freio para aumentar a pré-carga de mola líquida a parar a etapa de levantamento secundário.

[00049] A figura 7 ilustra um dispositivo para a pré-carga de mola líquida ultrabaixa, um tipo variável ou tipo ligar/desligar, usado na operação de freio motor. A figura 7 mostra um sistema de pré-carga exemplificador 600 para a pré-carga de mola da válvula líquida ultrabaixa. Os dispositivos idênticos podem ser usados em todos os cilindros ou alguns dos cilindros do motor, embora somente o sistema 600 no cilindro 502 seja mostrado. O sistema 600 inclui um balancim 602, uma ponte de válvula 606, um dispositivo de contra pré-carga 610, uma válvula de exaustão normalmente operada 614 e uma válvula de freio de exaustão 618. As válvulas 614 e 618 abrem o cilindro 502 para o coletor de exaustão através de passagens de gás de exaustão 624, 626 fornecidas em uma cabeça de cilindro 630.

[00050] Cada válvula inclui uma haste 634, uma cabeça 635, um retentor de mola 636 e uma extremidade 637. Uma mola de válvula 638 circunda a haste 634 e é encaixada entre o retentor 636 e a cabeça de cilindro 630. Para mover as cabeças 635 para longe dos assentos de válvula 640, 642 durante a operação normal do motor, no

ângulo do eixo de manivela selecionado, o balancim 602 pressiona a ponte de válvula 606 para baixo para mover as hastes da válvula 634 para baixa através da força sobre as extremidades 637 contra a força de expansão das molas 638, à medida que as molas estão sendo comprimidas entre os retentores 636 e a cabeça de cilindro 630.

[00051] Durante uma operação de freio motor, a pressão diferencial através da cabeça 635 da válvula 618 move a cabeça 635 para baixo e para longe do assento de válvula 642 e o gás de exaustão pode entrar no cilindro 502. Sob este aspecto, a válvula consiste em uma "válvula de exaustão oscilante" pelo fato de que a pressão diferencial através da válvula é suficiente para "levantar" a válvula decrescente para longe de seu assento. A pressão diferencial consiste na diferença entre a contrapressão de gás de exaustão dentro da passagem 626 e a pressão dentro do cilindro 502. Esta pressão diferencial também precisa ser suficiente para superar a força de expansão da mola 638, à medida que a abertura da válvula 618 comprime a mola 638.

[00052] O dispositivo de contra pré-carga ou atuador 610 é mostrado instalado no topo da ponte de válvula 606. A pré-carga de mola da válvula líquida se refere a força total resultante sobre a pré-carga de mola normal e a força oposta exercida pelo dispositivo de contra pré-carga. O dispositivo de contra pré-carga 610 pode fornecer controles de desativação e ativação do freio motor e a capacidade de se obter a pré-carga de mola "líquida" variável ou maior energia de retardo durante a operação de freio motor. O dispositivo 610 pode ser variável ou estritamente desligado e ligado. O dispositivo 610 inclui uma parte de atuador 611 que transmite uma força para baixo através de uma haste de pressão 612 que é pressionada contra a extremidade 637 da válvula 618. Alternadamente, a haste de pressão 612 pode ser operativamente conectada ao eixo da válvula 634, de modo que a parte de atuador possa exercer uma força bidirecional selecionável

(para cima e para baixo) sobre a válvula 618. Desta forma, o dispositivo pode agir para auxiliar a mola 638 no fechamento da válvula em adição a ação como um contra pré-carga para abrir a válvula. Também é possível que o dispositivo configurado como um dispositivo de ação de força bidirecional possa eliminar a necessidade pela mola.

[00053] O dispositivo de contra pré-carga 610 pode ser incorporado como um da seguinte lista não exaustiva de dispositivos:

um dispositivo de deslocamento, tal como um came mecânico acionado por determinado torque para levantar a válvula apenas fora do assento de válvula, para deslocar a pré-carga de mola normal; ou

outra mola para exercer uma força mecânica oposta; ou

um dispositivo de força pneumática eletronicamente controlado que utilizar uma fonte de ar a partir do motor; ou

um dispositivo de força hidráulica eletronicamente controlado que utiliza óleo de motor ou outro fluido de trabalho; ou

um dispositivo de força eletromagnética unidirecional (expulsão) ou bidirecional (expulsão e atração) para fornecer a força adicional ou oposta para reduzir ou aumentar a pré-carga de mola líquida a tornar a pré-carga líquida completamente variável.

[00054] O dispositivo pode reduzir a pré-carga de mola líquida para possibilitar que o freio opere em velocidade de motor muito baixa, devido ao fato de que, com a pré-carga líquida muito baixa, a válvula de freio de exaustão pode flutuar facilmente fora de seu assento de válvula, para gerar um levantamento de válvula secundário para o freio. Além disso, o dispositivo pode tornar o levantamento secundário muito alto para recuperar mais massa de gás de exaustão a partir do coletor de exaustão ao cilindro, para possibilitar a operação de fluxo de alta temperatura do freio motor através de uma turbina de giro mais rápido.

[00055] O dispositivo de pré-carga de mola da válvula líquida variável também pode ajustar a energia de retardo continuamente por meio da regulação do tamanho da etapa de levantamento de válvula de exaustão secundário.

[00056] A figura 8 ilustra uma esquemática simplificada de um sistema de controle de freio motor 680. Um controle de freio motor 700 é conectado por sinal a uma válvula de EBP a jusante 706 que, mediante o fechamento, pode aumentar a contrapressão através de uma turbina de turbo compressor 708 e de volta através de um coletor de gás de exaustão 710. O controle também é conectado por sinal ao dispositivo de contra pré-carga 610 para permitir que a válvula 618 seja aberta pela pressão diferencial entre o coletor de exaustão 710 e a pressão dentro do cilindro 502. O controle 700 pode iniciar o movimento de válvula induzido por pulso de pressão de coletor de exaustão mediante o comando da válvula de EBP 706 para fechar a um grau especificado e também aumentando a força de contra pré-carga sobre a válvula 618 mediante o comando de um aumento na força de contra pré-carga pelo dispositivo 610.

[00057] Embora a válvula de EBP 706 seja mostrada a jusante da turbina 708, é possível que a válvula de EBP possa ser localizada a montante da turbina 708. Também é possível que as pás de turbina em uma turbina de geometria variável possam ser ao menos parcialmente fechadas ou restritas ou uma comporta de exaustão da turbina de uma pequena turbina possa ser ao menos parcialmente fechada, para elevar a contrapressão de exaustão.

[00058] A partir do anteriormente mencionado, deve-se observar que inúmeras variações e modificações podem ser efetuadas sem que se desvie do espírito e escopo da invenção. Deve-se compreender que nenhuma limitação em relação ao aparelho específico ilustrado no presente documento se destina ou deveria ser inferida.

REIVINDICAÇÕES

1. Sistema de controle para freio motor para um veículo alimentado por um motor, em que o motor tem uma pluralidade de cilindros (502) e uma válvula de admissão e uma válvula de exaustão (614, 618) associada a pelo menos um dos cilindros (502), a válvula de admissão que abre o cilindro (502) para um coletor de admissão e a válvula de exaustão (614, 618) que abre o cilindro (502) para um coletor de exaustão (710), o sistema de controle que compreende:

um controle de freio motor;

pelo menos um atuador de válvula de exaustão (610) responsivo às demandas a partir do controle de freio para fazer com que a válvula de exaustão (614, 618) se abra;

o controle de freio é configurado para comandar o atuador de válvula de exaustão (610) para abrir substancialmente e fechar substancialmente a válvula de exaustão (614, 618) pelo menos duas vezes durante cada ciclo do motor, uma primeira etapa e uma segunda etapa, quando a pressão dentro do coletor de exaustão (710) é maior que a pressão no cilindro (502);

onde o motor consiste em um motor de quatro tempos, em que um eixo de manivela gira 720 graus para cada ciclo completo, e 0 graus é TDC,

caracterizado pelo fato de que o controle de freio é configurado para comandar o atuador de válvula de exaustão (610), para fazer com que a válvula de exaustão (614, 618) se abra substancialmente e se feche substancialmente para a primeira etapa, durante alguma parte do ciclo entre os ângulos de manivela de 360 e 500 graus, e fazer com que a válvula de exaustão se abra substancialmente e se feche substancialmente para a segunda etapa durante alguma parte do ciclo entre os ângulos de manivela de 630 e 90 graus.

2. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** que a ao menos um válvula de exaustão compreende uma mola de válvula (638) para reter a válvula fechada com uma força de mola de pré-carga e o atuador de válvula de exaustão compreende um dispositivo de contra pré-carga (610) para exercer seletivamente uma força contra à força de pré-carga da mola para auxiliar na abertura da válvula.

3. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** que o atuador de válvula de exaustão (610) compreende um dispositivo selecionado a partir do grupo que consiste em: um came mecânico, um dispositivo pneumático eletronicamente controlado, um dispositivo hidráulico eletronicamente controlado e um atuador eletromagnético.

4. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** que o atuador de válvula de exaustão compreende um atuador eletromagnético.

5. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 4, **caracterizado pelo fato de** que o atuador eletromagnético pode exercer forças opostas selecionáveis sobre a válvula para induzir a abertura ou fechamento da válvula.

6. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** que o dito ao menos um atuador de válvula de exaustão compreende um atuador de válvula variável que é eletronicamente controlado e opera sobre a pelo menos uma válvula de exaustão por meio de fluido pneumático ou hidráulico durante a frenagem.

7. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** que o dito pelo menos um atuador de válvula de exaustão é eletronicamente controlado e opera sobre a pelo menos uma válvula de exaustão por meio de força magnética durante

a frenagem.

8. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** que compreende uma válvula de contrapressão de exaustão (EBP) localizada em um conduto de exaustão a jusante do coletor de exaustão, em que o controle de freio comanda a válvula de EBP para que fique mais fechada para elevar a contrapressão de exaustão durante a frenagem.

9. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 8, **caracterizado pelo fato de** que compreende uma turbina a jusante do coletor de exaustão e em que a válvula de EBP fica localizada a jusante da turbina.

10. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 8, **caracterizado pelo fato de** que compreende uma turbina (708) a jusante do coletor de exaustão e em que a válvula de EBP fica localizada a montante da turbina.

11. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** que compreende uma turbina a jusante do coletor de exaustão e em que a turbina consiste em uma turbina de geometria variável, em que o controle de freio comanda as pás da turbina de geometria variável para que fiquem mais fechadas para aumentar a contrapressão de exaustão durante a frenagem.

12. Sistema de controle, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** que compreende uma turbina a jusante do coletor de exaustão e uma comporta de exaustão controlável que desvia o gás de exaustão em torno da turbina, em que o controle de freio comanda a comporta de exaustão para que fique mais fechada para aumentar a contrapressão de exaustão durante a frenagem.

13. Método de controle de freio motor em um veículo alimentado por um motor, o método sendo usado em um sistema de controle como definido em qualquer uma das reivindicações 1 a 12,

em que o motor tem uma pluralidade de cilindros (502) e uma válvula de admissão e uma válvula de exaustão (614, 618) associada a pelo menos um dos cilindros (502), em que a válvula de admissão abre o cilindro (502) para um coletor de admissão e a válvula de exaustão (614) abre o cilindro (502) para um coletor de exaustão (710), que compreende as etapas de:

aumentar a contrapressão de gás de exaustão durante a frenagem;

durante cada ciclo do motor, abrir substancialmente e fechar substancialmente a válvula de exaustão (614, 618) duas vezes, uma primeira etapa e uma segunda etapa, quando a pressão dentro do coletor de exaustão (710) é maior que a pressão no cilindro (502);

em que o motor consiste em um motor de quatro tempos, em que um eixo de manivela gira 720 graus para cada ciclo completo, e 0 graus é TDC;

caracterizado pelo fato de que as etapas de abrir substancialmente e fechar substancialmente a válvula de exaustão (614, 618) são adicionalmente definidas pelo fato de que a primeira etapa ocorre durante alguma parte do ciclo entre os ângulos de manivela de 360 e 500 graus e a segunda etapa ocorre durante alguma parte do ciclo entre os ângulos de manivela de 630 e 90 graus.

14. Método para controlar a frenagem do motor em um veículo alimentado por um motor, o método sendo usado em um sistema de controle como definido em qualquer uma das reivindicações 1 a 12, o motor tendo uma pluralidade de cilindros (502) e uma válvula de admissão e uma válvula de escapamento (614, 618) associada a pelo menos um dos cilindros (502), a válvula de admissão que abre o cilindro (502) para um coletor de admissão e a válvula de escape (614) que abre o cilindro (502) para um coletor de escape (710), compreendendo as etapas de:

aumentar da contrapressão dos gases de escape durante travagem;

durante cada ciclo do motor, abrir e fechar substancialmente a válvula de escape (614, 618) duas vezes, um primeiro evento e um segundo evento, quando a pressão dentro do coletor de escape (710) é maior que a pressão no cilindro (502);

em que o motor é um motor de quatro tempos em que um eixo de manivela gira 720 graus para cada ciclo completo e 0 graus é TDC;

as etapas de abrir e fechar substancialmente a válvula de escape são ainda definidas em que o primeiro evento ocorre durante alguma parte do ciclo entre ângulos de manivela de 500 e 630 graus e o segundo evento ocorre durante alguma parte do ciclo entre ângulos de manivela de 630 e 90 graus;

caracterizado por substancialmente abrir e fechar substancialmente a válvula de escape (614, 618) durante alguma parte do ciclo entre ângulos de manivela de 360 e 500 graus como um terceiro evento (220).

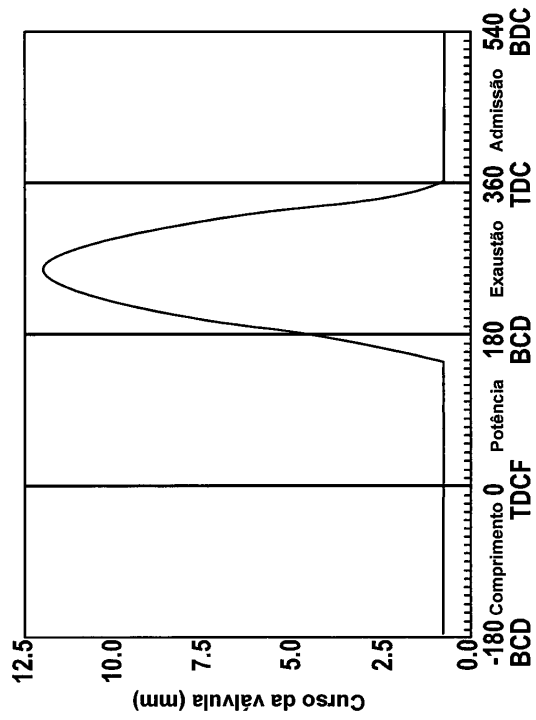
15. Método, de acordo com a reivindicação 14, **caracterizado pelo fato de** que a etapa de abrir e fechar substancialmente a válvula de escape durante o terceiro evento está entre primeiro e segundo eventos.

16. Método, de acordo com qualquer uma das reivindicações 13 ou 14, **caracterizado pelo fato de** que a etapa de elevar a contrapressão de gás de escape é ainda definida pelas etapas de fornecer uma válvula de contrapressão de escape (EBP) no caminho do fluxo de exaustão a jusante do coletor de escape e restringir fluxo dos gases de escape fechando pelo menos parcialmente a válvula EBP no caminho do fluxo de escape.

17. Método, de acordo com a reivindicação 13 ou 14,

caracterizado pelo fato de que a etapa de elevar a contrapressão dos gases de escape é ainda definida pelas etapas de fornecer uma turbina (708) no caminho de fluxo dos gases de escape do coletor de escape e restringir o fluxo através da turbina.

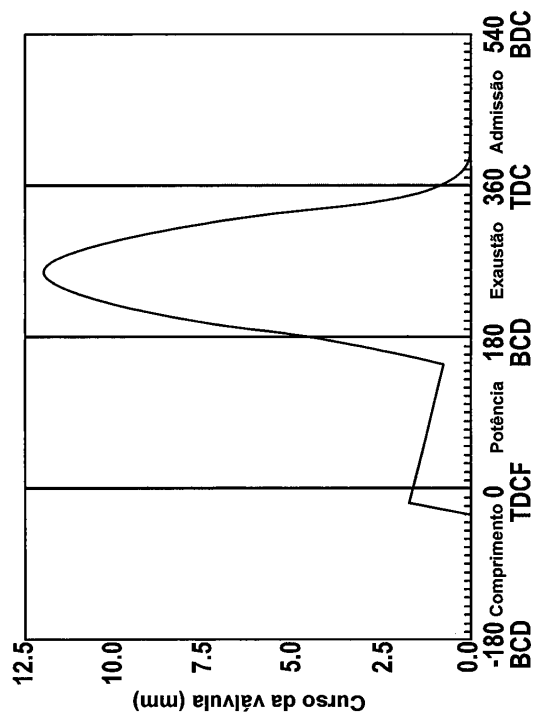
18. Método, de acordo com a reivindicação 13 ou 14, **caracterizado pelo fato de** que a etapa de elevar a contrapressão de gás de exaustão é ainda definida pelas etapas de fornecer uma turbina no caminho de fluxo de gás de exaustão a partir do coletor de exaustão e uma válvula de descarga controlável que ignora o fluxo de gás de exaustão através da turbina e restringindo o fluxo de gases de escape através da válvula de descarga.



Ângulo acionador principal (graus)
Freio do tipo "sangrador"

FIG. 1b

Técnica anterior



Ângulo acionador principal (graus)
Freio do tipo "Jake"

FIG. 1a

Técnica anterior

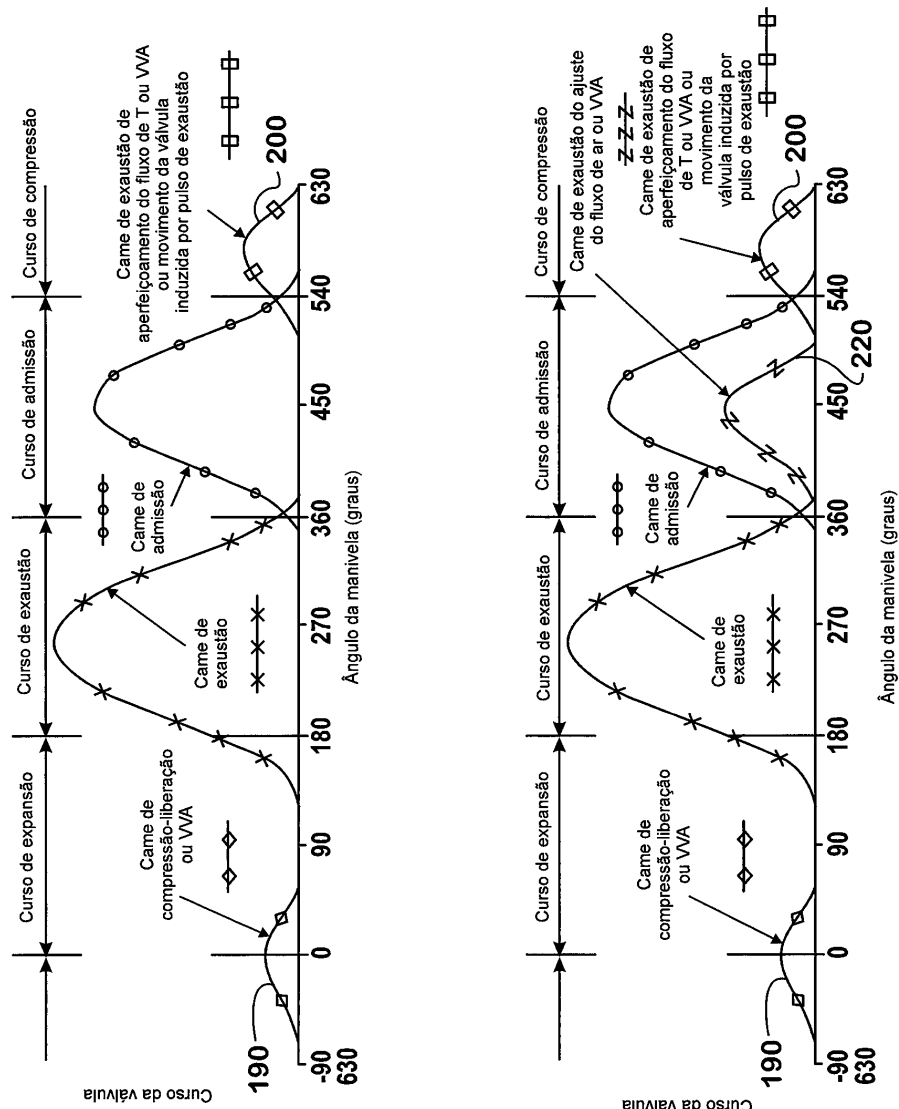


FIG. 2a

FIG. 2b

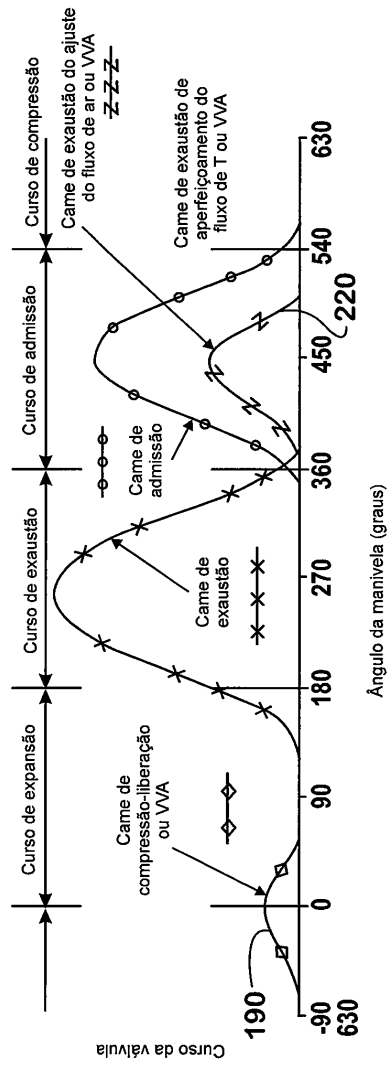


FIG. 2C

Curso da válvula

Ângulo da manivela (graus)

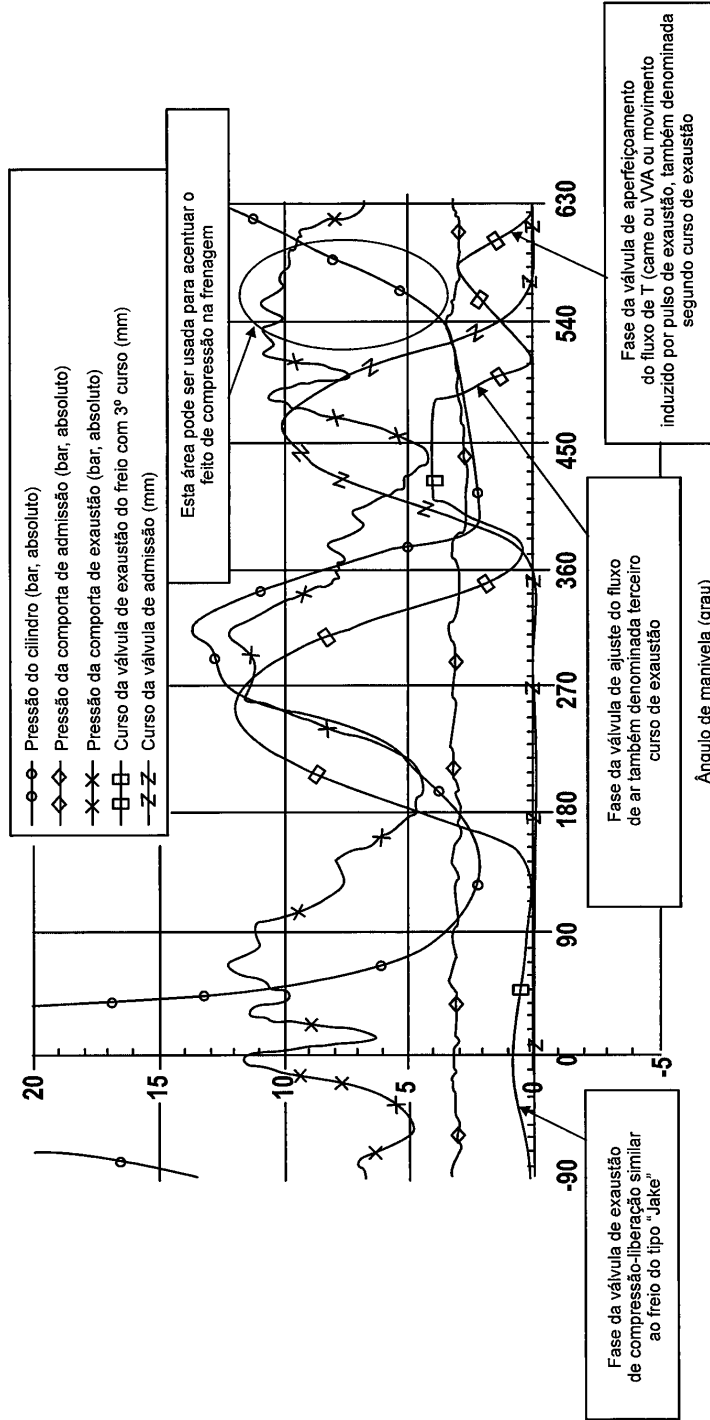


FIG. 3

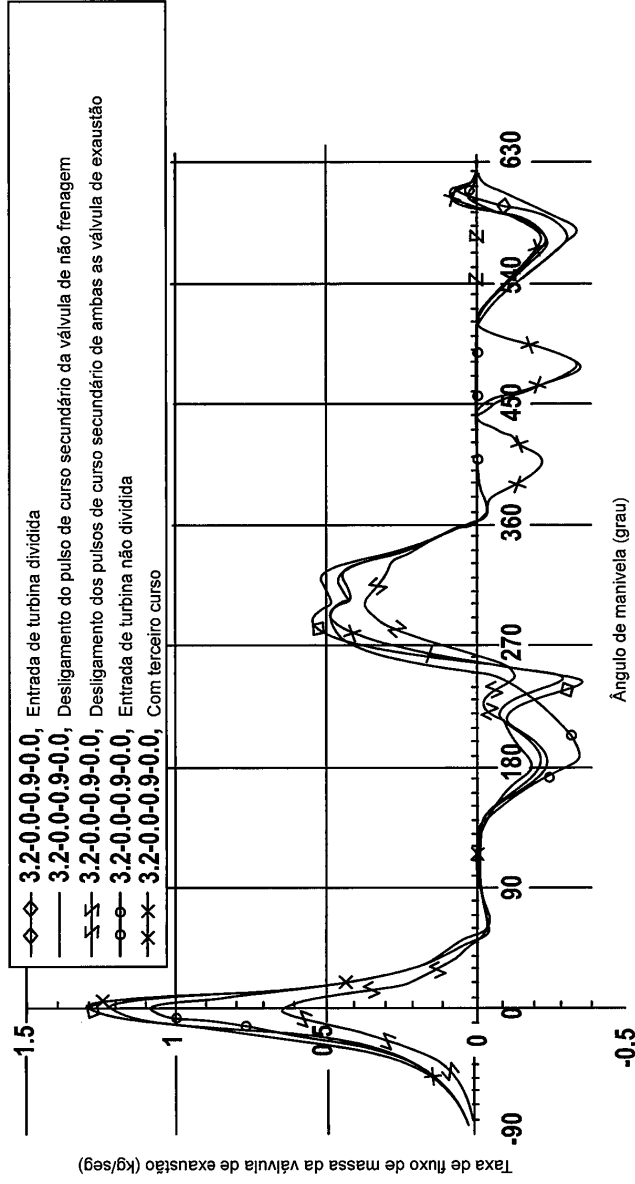


FIG. 4

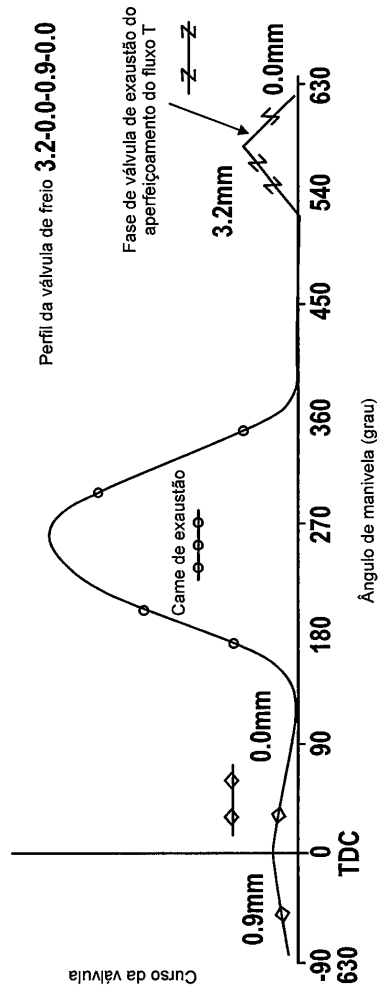


FIG. 5

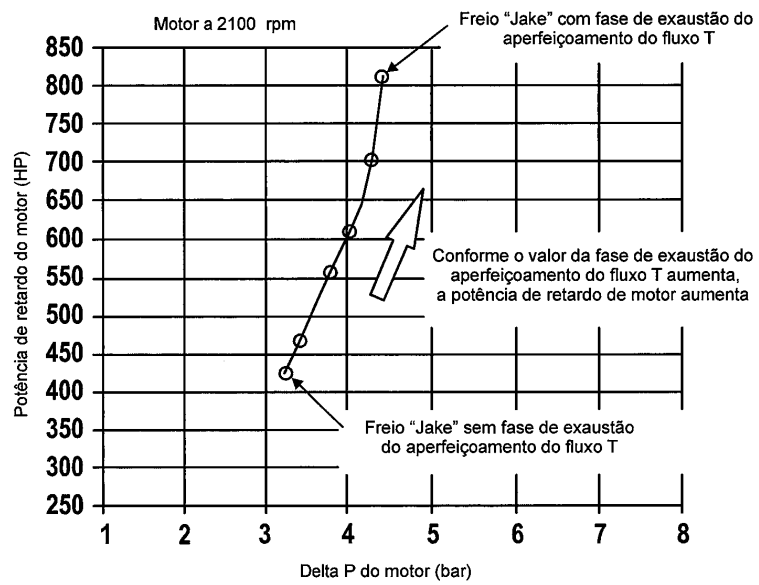


FIG. 6

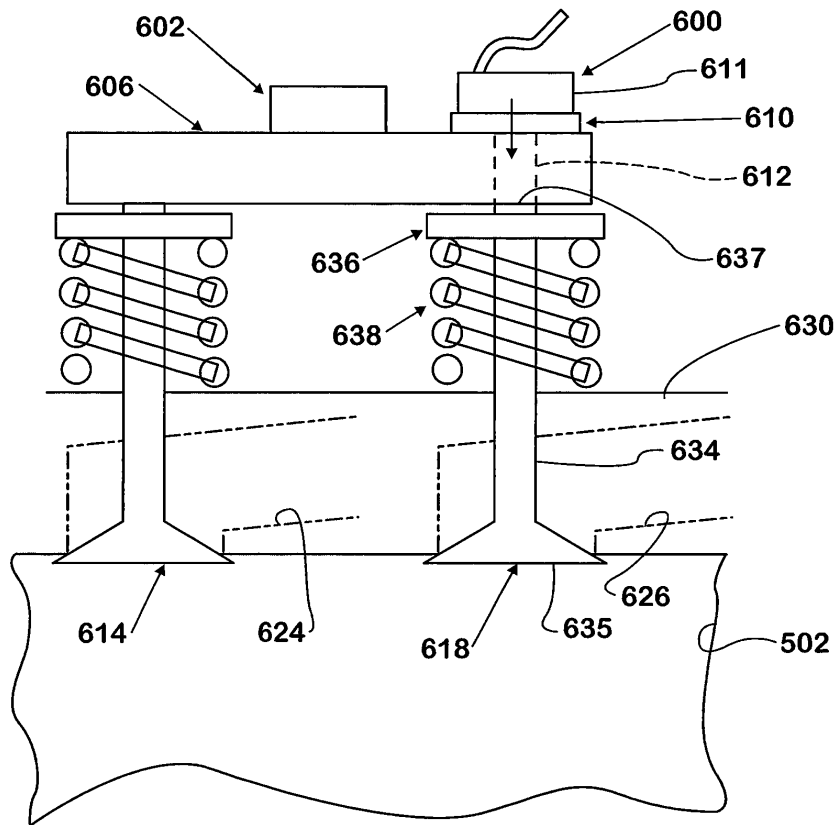


FIG. 7

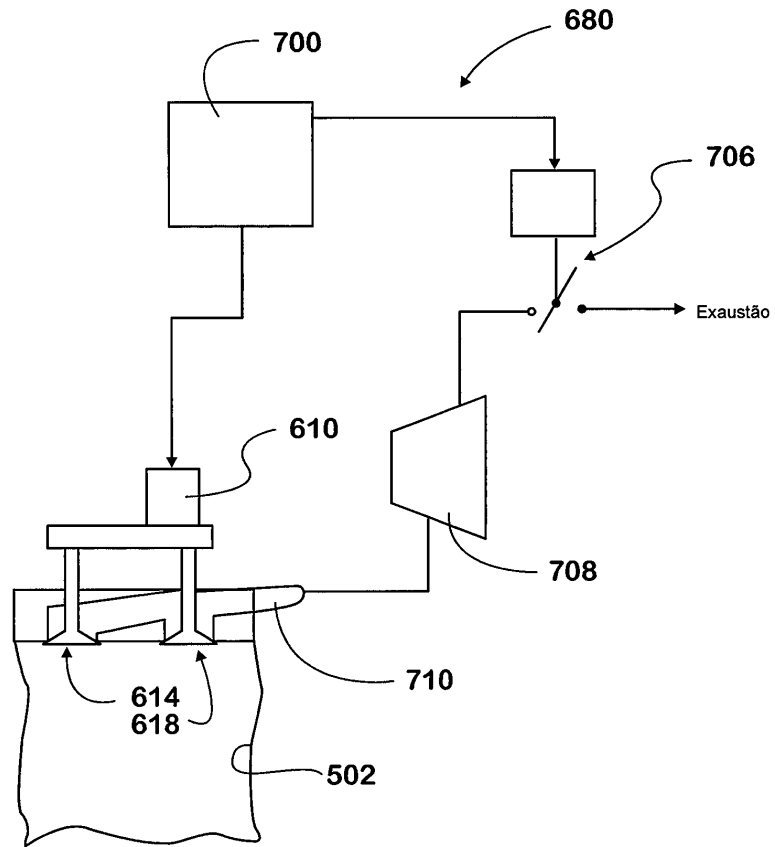


FIG. 8