



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

**(21) PI 0722329-3 A2**



(22) Data de Depósito: 14/12/2007  
(43) Data da Publicação: 08/04/2014  
(RPI 2257)

(51) *Int.Cl.:*  
F01N 3/02  
F01N 7/06

**(54) Título:** CONTROLES DE TEMPERATURA DO GÁS DE EXAUSTÃO E REFRIGERAÇÃO DO MOTOR PARA A REGENERAÇÃO APÓS TRATAMENTO DE DIESEL **(57) Resumo:**

**(73) Titular(es):** International Engine Intellectual Property Company, LLC

**(72) Inventor(es):** Gregory Lapp, Jacob Thomas, James Yager, Qianfan Xin, Shengmei Zhang

**(74) Procurador(es):** Dannemann, Siemsen, Bigler & Ipanema Moreira

**(86) Pedido Internacional:** PCT US2007061778 de 14/12/2007

**(87) Publicação Internacional:** WO 2009/078847 de 25/06/2009

Relatório Descritivo da Patente de Invenção para "**CONTROLES DE TEMPERATURA DO GÁS DE EXAUSTÃO E REFRIGERAÇÃO DO MOTOR PARA A REGENERAÇÃO APÓS TRATAMENTO DE DIESEL**".

**CAMPO DA INVENÇÃO**

5 A presente invenção refere-se a motores de combustão interna, especialmente a sistemas de motor a diesel, métodos e estratégias para aperfeiçoar o desempenho do motor em diferentes condições ambientes e aperfeiçoar o desempenho pós-tratamento de exaustão, este incluindo o aperfeiçoamento da regeneração de filtros de particulado de diesel (DPS's), o  
10 aperfeiçoamento da regeneração de absorvedores de NO<sub>x</sub>, e o aperfeiçoamento da eficiência de conversão de NO<sub>x</sub> pela redução catalítica seletiva (SCR). Para realizar estes aperfeiçoamentos, os sistemas, métodos e estratégias da invenção compreendem o controle da operação de um sistema de resfriamento que regula a temperatura em um distribuidor de entrada do mo-  
15 tor e a temperatura em um distribuidor de exaustão do motor através de tal regulação.

**ANTECEDENTES DA INVENÇÃO**

A indústria de motores a diesel enfrenta exigências legislativas cada vez mais graves para reduzir emissões de óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) e  
20 de material particulado (PM). Dispositivos pós-tratamento, tais como absorvedores de DPF's e NO<sub>x</sub> e processos, tal como SCR, são soluções atraentes para reduzir as emissões de PM e de NO<sub>x</sub>.

Aperfeiçoamentos na tecnologia DPF permitiram que a eficiência de aprisionamento de particulado de um DPF fosse aumentada e a perda de  
25 pressão reduzida. Entretanto, após o aprisionamento de uma certa quantidade de fuligem, mesmo um DPF aperfeiçoado tem que ser regenerado a fim de restaurar o desempenho.

A regeneração de um DPF pode ser iniciada de várias maneiras por vários dispositivos e métodos. Basicamente, a regeneração de DPF é  
30 iniciada com a elevação da temperatura do gás de exaustão para aquela que é alta o suficiente para iniciar e sustentar a combustão da fuligem aprisionada. A queima de PM aprisionado reduz a contrapressão de exaustão (EBP) e

recupera a eficiência de aprisionamento de DPF. Este processo de oxidação de fuligem é comumente denominado de regeneração de DPF.

Técnicas conhecidas para facilitar ou forçar a regeneração de DPF incluem: 1) o desenvolvimento de aditivos de combustível eficientes para diminuir a temperatura de ativação para a regeneração de DPF; 2) o uso pós-injeção de combustível diesel a montante do DPF para aumentar a temperatura do gás de exaustão; e 3) o uso de uma fonte de aquecimento auxiliar (tal como um queimador ou aquecedor elétrico) para aumentar a temperatura do gás de exaustão.

Desvantagens destas técnicas conhecidas incluem custo de hardware adicional (por exemplo, acrescentando em dispositivo de pós-injeção), confiabilidade, e custo de garantia. Sistemas e estratégias inovadores para um melhor controle da temperatura de exaustão são, portanto, desejáveis para uma regeneração de DPF mais efetiva e eficiente.

Para pós-tratamento de  $\text{NO}_x$ , as temperaturas de exaustão têm que ser similarmente elevadas: 1) para se conseguir a alta eficiência de conversão para dispositivos que executam o SCR, e 2) para regenerar e/ou dessulfatar dispositivos, tais como absorvedores de  $\text{NO}_x$ . Consequentemente, o controle térmico da exaustão do motor a diesel assume uma maior importância quando em conformidade com as exigências aplicáveis de emissão de tubo de descarga.

A temperatura de exaustão do motor é afetada por fatores que incluem a temperatura de distribuidor de entrada, que é em si afetada diretamente pela temperatura do ar de carga que sai de um resfriador de ar de carga (CAC) no sistema de admissão do motor, a temperatura de gás de EGR, a taxa de EGR, a relação de ar/combustível (A/F), a regulação de injeção de combustível no cilindro, e a quantidade de combustível (ou consumo de combustível específico de freio, que é afetado pela perda de bombeamento do motor e pela potência indicada).

De modo geral, a presente invenção se refere a aperfeiçoamentos em sistemas, métodos e estratégias para iniciar e sustentar a regeneração de certos dispositivos de pós-tratamento de exaustão, tais como DPF's e

absorvedores  $\text{NO}_x$ , e para alcançar altas eficiências de conversão em outros dispositivos de pós-tratamento, tais como aqueles que executam a SCR, estes aperfeiçoamentos seguindo a partir do reconhecimento dos inventores da importância que o controle flexível da temperatura de ar de carga pode ter em tais sistemas, métodos e estratégias.

O controle flexível é realizado por um sistema de controle de fluxo que controla o fluxo do refrigerante do motor através de um resfriador de ar de carga (CAC) de modo a permitir que a temperatura do ar de carga seja aumentada a níveis para executar a regeneração de certos dispositivos de pós-tratamento e para alcançar altas eficiências de conversão de outros dispositivos de pós-tratamento. Em conjunção com uma estratégia para controlar uma válvula de EBP e/ou uma válvula reguladora de admissão (IT), uma estratégia de controle de CAC flexível pode elevar a temperatura do gás de exaustão a temperaturas adequadas para realizar essas tarefas. O uso de estratégias de controle de emissão de  $\text{NO}_x$  adicionais envolve a regulação da taxa EGR e a regulação de injeção de combustível pode também ser coordenada com o uso do controle CAC flexível, do controle EBP, e do controle IT. A invenção pode permitir que um fabricante de motor atenda as exigências aplicáveis tanto para a conformidade de emissão de tubo de descarga como para a regeneração do dispositivo de pós-tratamento (por exemplo, DPF) sem o uso ou de um sistema de pós-injeção a montante de um DPF ou de uma fonte de aquecimento auxiliar.

O controle flexível da temperatura de ar de carga é uma ferramenta importante para elevar a temperatura do gás de exaustão a temperaturas adequadas para regenerar certos dispositivos de pós-tratamento e alcançar altas eficiências de conversão em outros dispositivos em virtualmente todas as velocidades do motor, cargas do motor, e condições ambientes para motores a diesel turbocarregados.

O gás de exaustão gerado por um motor a diesel que corre em baixa carga e/ou em temperatura ambiente fria, em geral, não é suficiente para iniciar e sustentar a combustão de fuligem aprisionada em um DPF. A fim de elevar a temperatura de gás de exaustão a uma temperatura adequa-

da para a regeneração do DPF sob condições extremas como aquelas recém mencionadas, o controle flexível de temperatura do ar de carga pelo controle tanto da taxa como da temperatura do fluxo de refrigerante através de um resfriador de ar de carga (CAC) resfriado por refrigerante pode ser  
5 uma parte importante de toda uma estratégia de controle para produzir a grande elevação da temperatura de gás de exaustão para combustão bem sucedida sob tais condições.

Outros meios auxiliares para ajudar toda a estratégia poderão, naturalmente, ser também empregados, quando apropriados, para se conseguir temperaturas de gás de exaustão para queimar a fuligem aprisionada  
10 em um DPF e simultaneamente reduzir a concentração de oxigênio no cilindro (ou relação de ar-combustível) para controlar o teor de  $\text{NO}_x$  no gás de exaustão de motor. Estes outros meios incluem, por exemplo, a operação seletiva de uma válvula de EBP e/ou de IT em diferentes velocidades e car-  
15 gas para seletivamente restringir o ar de carga e fluxos de gás de exaustão, a regulação da taxa e temperatura EGR, e o retardo da regulação de injeção de combustível.

A invenção apresenta sete concretizações atualmente preferidas de sistemas de controle de fluxo para realizar o controle flexível de temperatura de ar de carga para regenerar certos dispositivos de pós-tratamento de  
20 exaustão e para alcançar uma alta eficiência de conversão em outros dispositivos de pós-tratamento pelo controle de fluxo de refrigerante de motor através de um CAC.

Também são apresentadas estratégias de controle de CAC e de  
25 EBP para conseguir a conformidade tanto com as exigências aplicáveis de emissões de tubo de descarga como com as exigências de regeneração de pós-tratamento.

Vantagens significativas da presente invenção para a regeneração de dispositivo de pós-tratamento incluem a eliminação da necessidade  
30 de qualquer sistema de pós-injeção a montante do dispositivo de pós-tratamento ou qualquer fonte de aquecimento auxiliar para ajudar na regeneração e no consequente impedimento de mais custos de instalação e de ga-

5      rância de incluir tal dispositivo ou fonte em um motor, uma quantidade mínima de hardware adicional para um modelo de motor de base (isto é, a adição de apenas uma ou duas válvulas de controle na suposição de que uma válvula de EBP e uma válvula de IT sejam peças pré-existentes do motor de base).

10                      Através do controle flexível da taxa de fluxo de refrigerante de CAC e da temperatura de refrigerante, a presente invenção também apresenta soluções de custo efetivo para um melhor desempenho de motor e controle de emissão de tubo de descarga. Independente de seu uso na regeneração de DPF, o controle flexível pode prover características de aquecimento de motor mais rápidas e melhores, pode eliminar a necessidade de um "idle kicker" para o aquecimento da cabine de veículo, pode prover um hidrocarboneto melhor em classe e limpeza de fumaça branca, pode aperfeiçoar a resposta transitória do motor, pode oferecer conformidade de emissões melhores e mais rápidas durante a operação de partida, transitória e de clima fio do motor, pode aperfeiçoar a economia de combustível do veículo durante o estado constante, transitório e de aquecimento do motor, pode aperfeiçoar a economia de combustível em climas frios, pode reduzir o avanço de regulação de injeção de combustível e a pressão de pico do cilindro em operação em ambiente frio para uma melhor confiabilidade da cabeça do cilindro do motor, pode reduzir a potência suplementar do motor através da substituição da potência do ventilador de resfriamento pela potência de bomba de refrigerante CAC, especialmente em ambiente quente, e pode reduzir a temperatura do distribuidor de exaustão em altitude elevada ou carga total ambiente quente para uma melhor durabilidade da turbina e/ou tubo de distribuição do motor com o aumento do fluxo de refrigerante no CAC para reduzir as temperaturas do tubo de distribuição de admissão e de exaustão.

### **SUMÁRIO DA INVENÇÃO**

30                      Um aspecto genérico da presente invenção refere-se a um motor de combustão interna que compreende um sistema de admissão para criar ar de carga em um distribuidor de entrada, câmaras de combustão nas quais

o ar de carga do distribuidor de entrada e o combustível são queimados, e um sistema de exaustão para conduzir gás de exaustão das câmaras de combustão através de um dispositivo de tratamento de gás de exaustão que, às vezes, exige a regeneração com a elevação da temperatura de gás de exaustão.

Um resfriador de ar de carga compreende um trajeto de fluxo de ar para o ar de carga a montante do distribuidor de entrada e um trajeto de fluxo de líquido para o refrigerante líquido do motor na relação de troca de calor com o trajeto de fluxo de ar.

Um sistema de controle eleva a temperatura do gás de exaustão à temperatura alta o suficiente para regenerar o dispositivo de tratamento de gás de exaustão por meio do controle do refrigerante de motor que flui através do trajeto de fluxo de líquido do resfriador de ar de carga como um elemento de uma estratégia executável no sistema de controle.

Ainda outro aspecto genérico da invenção refere-se a um método para regular a temperatura do ar de carga em um distribuidor de entrada de um motor de combustão interna.

O método compreende o controle da temperatura do refrigerante de motor líquido que flui através de um trajeto de fluxo de líquido de um resfriador de ar de carga que está em relação de troca de calor com o ar de carga que entra no distribuidor de entrada sobre uma faixa que provê o ar de carga a ser seletivamente aquecido e resfriado pelo refrigerante líquido do motor.

O antecedente, juntamente com características e vantagens adicionais da invenção, será visto na seguinte descrição de uma concretização atualmente preferida da invenção que descreve o melhor modo contemplado neste momento para se executar a invenção. Este relatório descritivo inclui desenhos, agora brevemente descritos, como segue.

#### **BREVE DESCRIÇÃO DOS DESENHOS**

A figura 1A é um diagrama esquemático que ilustra uma primeira das sete concretizações mencionadas anteriormente.

A figura 1B é um diagrama esquemático que ilustra uma segun-

da das sete concretizações mencionadas anteriormente.

A figura 1C é um diagrama esquemático que ilustra uma terceira das sete concretizações mencionadas anteriormente.

5 A figura 1D é um diagrama esquemático que ilustra uma quarta das sete concretizações mencionadas anteriormente.

A figura 2 é um diagrama esquemático que ilustra uma quinta das sete concretizações.

A figura 3 é um diagrama esquemático que ilustra uma sexta das sete concretizações.

10 A figura 4 é um diagrama esquemático que ilustra uma sétima das sete concretizações.

As figuras 5A-H são registros gráficos de certas relações entre a taxa de fluxo de refrigerante flexivelmente controlada, a temperatura de gás de exaustão (medida na saída da turbina), e a temperatura de saída CAC em temperaturas ambiente normal e ambiente fria para diversas cargas de motor diferentes em várias velocidades de motor diferentes.

15

A figura 6 é um gráfico que ilustra o efeito da relação de ar-combustível em emissões de  $\text{NO}_x$  e de PM.

20 A figura 7A é um registro gráfico de certas relações entre a operação de válvula de contrapressão de exaustão e restrição de exaustão de saída de turbina para várias condições de operação.

A figura 7B é um registro gráfico de certas relações entre a operação de válvula de contrapressão de exaustão e a contrapressão do distribuidor de exaustão para várias condições de operação.

25 A figura 7C é um registro gráfico de certas relações entre a operação de válvula de contrapressão de exaustão e a temperatura de gás de exaustão de saída de turbina para várias condições de operação.

30 A figura 7D é um registro gráfico de certas relações entre a operação de válvula de contrapressão de exaustão e o consumo de combustível específico de freio (BSFC) para várias condições de operação.

A figura 7E é um registro gráfico de certas relações entre a operação de válvula de contrapressão de exaustão e a relação de

ar/combustível (A/F) para várias condições de operação.

A figura 7F é um registro gráfico de certas relações entre a operação de válvula de contrapressão de exaustão e a porcentagem de taxa de EGR para várias condições de operação.

5 As figuras 8 e 9 são respectivos gráficos que ilustram a estratégia de controle de resfriamento de CAC para satisfazer tanto os padrões de emissão como as exigências de desempenho e/ou regeneração pós-tratamento de diesel em diferentes condições ambientes, velocidades e cargas do motor.

10 As figuras 10A, 10B, 10C, 10D, 10E e 10F são respectivos gráficos que ilustram várias estratégias de controle de temperatura de gás de exaustão e de resfriamento de CAC para regenerar certos dispositivos de pós-tratamento de exaustão e para alcançar a alta eficiência de conversão em outros dispositivos de pós-tratamento.

## 15 **DESCRIÇÃO DETALHADA DA CONCRETIZAÇÃO PREFERIDA**

Um resfriador de ar de carga (CAC) resfriado por líquido flexivelmente controlado em um motor a diesel turbocarregado pode ser flexivelmente controlado para ajudar a atingir temperaturas de gás de exaustão adequadas para a regeneração e/ou alcançar uma alta eficiência de conversão de dispositivos de pós-tratamento, dependendo do dispositivo de pós-tratamento específico, sobre um total domínio de carga-velocidade do motor em diferentes temperaturas ambientes. Uma estratégia total para atingir essas temperaturas de gás de exaustão preferivelmente compreende um controle flexível de um CAC em conjunção com o controle de contrapressão de exaustão (EBP) com o controle da extensão com relação à qual uma válvula de EBP pode restringir o fluxo de gás de exaustão. Toda a estratégia pode realizar a regeneração do DPF ao mesmo tempo em que a relação de ar/combustível (A/F) do motor é reduzida para conformidade de emissão de NO<sub>x</sub>. Um acelerador de admissão, como um dispositivo opcional, pode ser

20  
25  
30

As figuras 1A-4 mostram sete concretizações de sistemas de controle flexível, que diferem na localização de alimentação de refrigerante

CAC, em números e no tipo de válvulas, e no número de bombas de refrigerante. As direções de fluxo para os vários fluidos de trabalho indicados pela legenda anexa em cada figura são indicadas pelas setas direcionais. Deve ser entendido que os princípios da invenção são potencialmente aplicáveis a qualquer dispositivo de pós-tratamento de exaustão cuja operação e desempenho dependem da capacidade de controlar a temperatura de exaustão.

A figura 1A mostra um motor a diesel 50 que compreende um bloco de motor 52 contendo cilindros de motor 54 nos quais os injetores de combustível 56 de um sistema de injeção de combustível diretamente injetam combustível diesel. Um sistema de entrada 58 dispensa ar de carga criado pelos compressores de estágios 60A, 60B de um turbocarregador de dois estágios, com ou sem um resfriador de interestágios, em cilindros 54 onde o ar de carga é comprimido a temperaturas que fazem com que o combustível injetado inflame e energize o motor. Um sistema de exaustão 62

conduz gás de exaustão dos cilindros 54 através de turbinas de estágios 60A, 60B para operar o turbocarregador. Embora um turbocarregador de dois estágios seja mostrado aqui, os princípios da invenção podem ser aplicados a essencialmente qualquer turbocarregador de motor.

O sistema de exaustão 62 compreende uma válvula de EBP 64 e um dispositivo pós-tratamento que é mostrado no desenho como dispositivo de pós-tratamento de  $\text{NO}_x$  e/ou material particulado (PM) 66 (por exemplo, um filtro de particulado de diesel (DPF), absorvedor de  $\text{NO}_x$ , SCR), através do qual o gás de exaustão sucessivamente flui depois de deixar o turbocarregador. Às vezes, um dispositivo de pós-tratamento específico 66 pode exigir a regeneração, tal como para queimar fuligem aprisionada, quando o dispositivo de pós-tratamento for um DPF.

O sistema de entrada 58 compreende um filtro de ar 68 que filtra ar que entra no sistema de entrada antes de alcançar o turbocarregador. Depois de o turbocarregador ter elevado a pressão do ar de entrada filtrado para criar ar de carga, o ar de carga é resfriado. Na concretização ilustrada, o resfriamento é executado por um resfriador de interestágios 70 entre os dois estágios de compressor de turbocarregador e um resfriador de ar de

carga resfriado por líquido (CAC) 72. Os resfriadores 70, 72 são essencialmente trocadores de calor de líquido para ar. O resfriador 70 resfria o ar que passa do estágio de baixa pressão 60A para o estágio de alta pressão 60B. O CAC 72 resfria o ar de carga que deixa o estágio 60B. O sistema de entrada 58 adicionalmente compreende uma válvula reguladora de admissão (IT) 74 depois do CAC 72, embora os princípios mais gerais da invenção não exijam a presença de um acelerador de admissão.

A recirculação de gás de exaustão para aprisionamento com ar de carga que entra em um distribuidor de entrada do motor 50 é controlada por um sistema de EGR 76 que tipicamente inclui uma válvula de EGR.

O motor 50 é resfriado a líquido e compreende, portanto, um sistema de resfriamento 78 que inclui uma bomba 80, uma que seja tipicamente acionada a motor. Uma porção do sistema de resfriamento 78 é convencional pelo fato de compreender uma válvula de termostato 82 que, na partida a frio, é fechada, mas que irá se abrir, quando o motor for aquecido à temperatura de operação. Quando fechada, a válvula 82 permite que o refrigerante seja bombeado para fora do bloco 52 para o radiador 84 e de volta para o bloco. Quando o sistema de EGR 76 exigir o resfriamento do gás de exaustão que é recirculado, o refrigerante será bombeado através de um resfriador EGR 86.

O sistema de resfriamento 78 adicionalmente compreende uma válvula de controle de CAC 88 e um radiador de baixa temperatura resfriado a ar 90. A válvula 88 dispõe de uma entrada que está em comunicação de fluido com uma saída do radiador principal 84. A comunicação não é direta, mas acontece através da bomba 80. A válvula 88 dispõe também de uma primeira saída em comunicação de fluido através de uma passagem secundária 92 com as entradas dos resfriadores 70, 72. A válvula 88 também apresenta uma segunda saída em comunicação de fluido com as entradas de resfriadores 70, 72 através do radiador 90. As duas passagens das saídas da válvula 88 para os resfriadores proveem dois trajetos de fluxo paralelos da válvula para os resfriadores.

A válvula 88 é uma válvula de três vias que é seletivamente ope-

rável para uma primeira condição que invalida o fluxo através de um dos dois trajetos de fluxo paralelos enquanto permite o fluxo através do outro, para uma segunda condição que invalida o fluxo através do outro trajeto de fluxo enquanto permite o fluxo através de um trajeto de fluxo, para uma terceira condição que divide o fluxo entre os dois, e para uma quarta condição que não permite nenhum fluxo através de cada um deles.

Quando a válvula 88 não estiver bloqueando o fluxo de entrada, o refrigerante poderá fluir da saída da bomba de refrigerante acionada a motor 80 através da válvula 88 para passar ou: 1) inteiramente através do radiador 90, ou 2) inteiramente através da passagem secundária 92, ou 3) ser dividido entre os dois trajetos de fluxo paralelos antes de passar através de resfriadores 70, 72. Desta forma, a válvula 88 permite que a temperatura do fluxo de refrigerante para os resfriadores 70, 72 seja controlada com o controle de que porcentagem do fluxo de entrada é resfriada pela passagem através do radiador 90. A passagem secundária 92 provê refrigerante "mais quente" para os resfriadores 70, 72 diretamente da bomba 80. O refrigerante de retorno flui dos resfriadores 70, 72 para a entrada da bomba 80.

A passagem secundária 92 pode ser opcional em certos motores. Quando a passagem secundária não estiver presente, a válvula 88 poderá ser substituída por uma válvula de ligar-desligar mais simples, seja a montante ou a jusante dos trocadores de calor CAC 70, 72. Tal concretização é mostrada na figura 1B.

A figura 1B mostra um motor 50 apresentando os mesmos componentes dispostos da mesma maneira que o motor 50 da figura 1A e identificados pelos mesmos numerais de referência, mas carecendo da passagem secundária 92 e apresentando uma válvula de controle de ligar-desligar 88A em vez da válvula de três vias 88, conforme mostrado na figura 1A. A válvula de controle 88A pode ser de qualquer construção e pode ser qualquer uma que esteja totalmente aberta ou totalmente fechada, ou aquela que possa seletivamente restringir o fluxo. Enquanto a válvula 88A é mostrada a montante do radiador 90, ela poderia estar alternativamente a jusante do radiador 90. Em cada caso, a válvula 88A controla o fluxo através do radiador 90.

mente da saída do motor (isto é, próximo à entrada de termostato), em vez da bomba 80. Os mesmos numerais de referência anteriormente usados são usados para indicar os mesmos componentes na figura 2. A válvula 88 na figura 2 opera da mesma forma conforme descrito em conexão com a figura 5 1A.

A concretização da figura 3 pode prover a flexibilidade de fluxo refrigerante "mais frio" em alguns exemplos e fluxo de refrigerante "mais quente" em outros. Os mesmos numerais de referência anteriormente usados são usados para indicar os mesmos componentes na figura 3. Em vez de uma válvula de três vias como a válvula 88 das figuras 1A e 2, a concretização da figura 3 comunica a saída da bomba 80 diretamente com a entrada do radiador 90 e comunica a saída do radiador aos trocadores de calor 70, 72 através de uma válvula de controle 94. Um trajeto de fluxo paralelo que leva aos resfriadores 70, 72 provê refrigerante a ser extraído diretamente da 15 saída do motor (isto é, próximo à entrada de termostato) e o fluxo controlado por uma segunda válvula 96.

A taxa de fluxo de refrigerante "mais frio" é controlada pela válvula 94 enquanto que a taxa de fluxo de refrigerante "mais quente" é controlada pela válvula 96. O fluxo mais frio através dos resfriadores 70, 72 ocorrerá quando a válvula 94 estiver totalmente aberta e a válvula 96 estiver total- 20 mente fechada. O fluxo mais quente ocorrerá quando a válvula 96 estiver totalmente aberta e a válvula 94 estiver totalmente fechada. A abertura simultânea das duas válvulas mistura os dois fluxos para prover outras temperaturas para o fluxo refrigerante através dos dois resfriadores.

25 As palavras "mais frio" e "mais quente" devem ser entendidas no contexto como relativos descritores, indicando simplesmente que o refrigerante "mais frio" apresenta uma temperatura mais baixa do que o refrigerante "mais quente".

O nome "mais frio" na locução "resfriador de ar de carga" deve 30 ser também entendido no contexto. Quando o resfriador de ar de carga resfriar o ar, ele estará executando uma função de resfriamento, mas quando ele aquecer o ar, ele estará executando uma função de aquecimento. Con-

A figura 1C mostra um motor 50 apresentando os mesmos componentes dispostos da mesma forma que o motor 50 da figura 1A e identificados pelos mesmos numerais, mas com a válvula de três vias disposta diferentemente da figura 1A. Na figura 1C, o fluxo de refrigerante para o resfriador de interestágios 70 e o CAC 72 é controlado pela válvula 88 para 1) vir inteiramente diretamente do bloco de motor 52, 2) vir inteiramente da bomba 80 depois de ter sido resfriado pelo radiador 90, ou 3) compreender fluxos tanto do bloco de motor 52 como do radiador 90, conforme repartidos pela válvula 88. A válvula 88 pode ser também operada para interromper todo o fluxo para o resfriador de interestágios 70 e CAC 72. Por causa da conexão direta da válvula 88 para o bloco de motor, é possível que um fluxo de refrigerante um tanto "mais quente" seja dispensado para o resfriador de interestágios 70 e o CAC 72, quando a válvula 88 for operada para permitir o fluxo diretamente do bloco de motor.

15 A figura 1D mostra um motor 50 apresentando os mesmos componentes como na figura 1C e identificados pelos mesmos numerais de referência, com a exceção de que as duas válvulas de ligar-desligar 88A e 96 são conectadas conforme mostrado em substituição da válvula de três vias 88. A disposição de resfriamento da figura 1D pode ser, entretanto, considerada o equivalente funcional daquela da figura 1C. A coordenação da operação das válvulas 88A e 96 permite o fluxo para o resfriador de interestágios 70 e CAC 72 1) venha inteiramente diretamente do bloco de motor 52, quando a válvula 96 for aberta e a válvula 88A for fechada, 2) venha inteiramente da bomba 80 com resfriamento provido pelo radiador 90, quando a válvula 88A for aberta e a válvula 96 for fechada, 3) seja repartido entre o fluxo do bloco de motor 52 e o fluxo do radiador 90, quando ambas as válvulas 88A e 96 estiverem abertas, e 4) seja interrompido, quando ambas as válvulas 88A e 96 forem fechadas. Cada válvula pode ser ou uma válvula de abrir-fechar ou aquela que possa seletivamente restringir o fluxo.

30 A concretização da figura 2, como aquelas da figura 1C e 1D, pode prover um fluxo de refrigerante um tanto "mais quente" para aquecer o ar de carga porque o refrigerante na entrada da válvula 88 é extraído direta-

sequentemente, enquanto o resfriador de ar de carga for indicado como "resfriador", ele realmente será um trocador de calor que pode ou aquecer ou resfriar o ar. Consequentemente, o resfriador de ar de carga mostrado e descrito aqui não deve ser construído como executando apenas uma função de resfriamento, e irá continuar a ser referido como um resfriador de ar de carga por todo este documento, mesmo que, às vezes, possa executar o aquecimento.

Cada válvula 94, 96 pode ser uma válvula de ligar-desligar ou uma válvula continuamente regulada. O fluxo de retorno retorna para a entrada da bomba de refrigerante. A válvula 94 pode ser colocada ou a montante ou a jusante dos resfriadores 70, 72.

A concretização da figura 4 é diferente daquelas das figuras 1A, 1B, 1C, 1D, 2, e 3 em diversos aspectos. Primeiro, ela compreende uma bomba de refrigerante de fluxo variável não acionada a motor adicional e separada 98, e enquanto ela compreende uma válvula 96, como na figura 3, ela não compreende nenhuma válvula no trajeto de fluxo da bomba 98 para as entradas de resfriadores 70, 72, mas ao invés disso compreende uma válvula de controle 100 no trajeto de fluxo de retorno dos resfriadores 70, 72 para a bomba 80. As saídas dos resfriadores 70, 72 apresentam uma comunicação de fluido direta com a entrada da bomba 98.

O fluxo através do radiador de baixa temperatura resfriado a ar 90 é controlado inteiramente pela bomba 98 porque o circuito da saída da bomba para a entrada da bomba não contém qualquer válvula. Um fluxo refrigerante "mais quente" extraído da saída do motor (isto é, próximo à entrada de termostato) poderá fluir através de trocadores de calor 70, 72, quando ambas as válvulas 96 e 100 estiverem abertas e a bomba 98 estiver fechada. O refrigerante flui através do CAC resfriado a refrigerante.

A fim de satisfazer as emissões de  $\text{NO}_x$  em alta carga de motor, é desejável obter um refrigerante de CAC de baixa temperatura cuja temperatura seja ligeiramente mais alta do que a temperatura de ar ambiente. Se o fluxo de refrigerante no radiador de baixa temperatura resfriado por ar 90 for extraído da saída de bomba de refrigerante acionado por motor em vez da

saída do motor, o radiador de baixa temperatura poderá ser projetado em um tamanho menor para economizar custo de hardware.

As figuras 5A-5H são uma série de registros gráficos que mostram que a temperatura de gás de exaustão aumenta à medida que a taxa de fluxo de refrigerante CAC é reduzida. O registro gráfico superior em cada  
5 folha, figuras 5A, 5C, 5E, e 5G, são traçados tomados em ambiente de 0°C (0°F), enquanto os registros gráficos inferiores são traçados tomados em ambiente de 25°C (77°F).

Os traçados nas figuras 5A e 5B são tomados em uma velocidade de motor de 1900 rpm para cargas de 25%, 50%, 75%, e carga total  
10 (100%). Os traçados nas figuras 5C e 5D são tomados em uma velocidade de motor de 1800 rpm para cargas de 25%, 50%, 75% e carga total (100%). Os traçados nas figuras 5E e 5F são tomados em uma velocidade de motor de 1500 rpm para cargas de 50%, 75% e carga total (100%). Os traçados  
15 nas figuras 5G e 5H são tomados em uma velocidade de motor de 1200 rpm para cargas de 50%, 75% e carga total (100%).

Estas séries de traçados mostram as relações correlativas que confirmam a capacidade de controle de refrigerante flexível para alcançar diversos graus de resfriamento. O refrigerante CAC em ambiente frio é mais  
20 frio do que em ambiente normal. A temperatura de ar de saída de CAC e a temperatura de gás de exaustão são também mais baixas em ambiente frio do que aquelas na temperatura ambiente normal.

Em ambiente frio em baixa carga de motor usando refrigerante de CAC, a temperatura de gás de exaustão pode ser aumentada.

A fim de aumentar a temperatura de gás de exaustão em baixa  
25 carga de motor em ambiente frio para regeneração de pós-tratamento e/ou desempenho, é desejável extrair refrigerante "mais quente" do motor a partir da saída do motor em vez de a partir da saída de bomba de refrigerante acionado a motor, e fluí-lo através da passagem secundária para os resfriadores 70, 72.  
30

A figura 1A e a figura 2 refletem o câmbio entre a demanda sobre o refrigerante CAC "mais frio" para emissões NO<sub>x</sub> de carga elevada e a

exigência sobre o refrigerante CAC "mais frio" para alta temperatura de gás de exaustão de baixa carga para regeneração de pós-tratamento de diesel.

5 A figura 3 impede este câmbio com o uso de duas válvulas (uma válvula de controle de CAC e uma válvula de desvio) e com a alimentação de dois fluxos de refrigerante de CAC de diferentes localizações.

Cada figura 1A, 1B, 1C, 1D, 2 e 3 usa apenas uma bomba de refrigerante acionada a motor no circuito de resfriamento de CAC, com a bomba sendo compartilhada pelo circuito de resfriamento de motor também. O refrigerante na saída de bomba acionada a motor estará quente, quando o motor estiver funcionando em temperatura de operação. A fim de prover uma temperatura de refrigerante "mais fria" para o CAC 72 e um resfriador de interestágios 70 em temperatura ambiente normal, o radiador 90 tem que ser muito grande nessas seis concretizações. A concretização da figura 4 pode alcançar um refrigerante de CAC muito frio com o uso da bomba de refrige-  
10 rante separada não acionada a motor 98 para exclusivamente servir o circuito de resfriamento CAC sem a misturar com o refrigerante quente.

15 As figuras 1A, 2, 3 e 4 sequencialmente alcançam progressivamente um desempenho de regeneração de pós-tratamento e de motor aperfeiçoado com custo de hardware gradualmente maior.

20 A interrupção do fluxo de refrigerante de CAC ou o suprimento de refrigerante de motor quente para ar de carga para o CAC 72 (em baixa carga) resulta em uma temperatura de distribuidor de entrada mais alta e conseqüentemente em uma temperatura de gás de exaustão mais alta. A temperatura de distribuidor de entrada mais alta poderia levar a uma emissão de NO<sub>x</sub> mais alta. O ajuste dos parâmetros de calibração de motor (tais como o retardo da regulação de injeção de combustível, o aumento da taxa de EGR, a redução da relação de ar-combustível) pode ser usado para impedir essa possibilidade, de modo que os padrões de emissão de NO<sub>x</sub> possam ser atendidos.

30 Para a regeneração de DPF em baixa carga de motor, além de usar o refrigerante de motor quente para aumentar a temperatura de gás de exaustão, conforme descrito acima, uma válvula de EBP pode ser regulada

em velocidade e em carga diferentes para reduzir a relação de ar-combustível a fim de aumentar a temperatura do gás de exaustão ou tornar a temperatura mais uniforme em domínio de velocidade-carga. Para motores turbocarregados, uma relação de ar-combustível e a temperatura de gás de exaustão são muito sensíveis à restrição de exaustão. O carregamento de fuligem do motor em DPF resulta em um aumento sobre a restrição de exaustão. O fechamento da válvula de EBP pode também aumentar a restrição de exaustão. Se a regeneração for necessária, uma restrição de exaustão alvo poderá ser alcançada com a regulação da abertura da válvula de EBP com base no carregamento de fuligem de DPF nesse momento a fim de ativar a fuligem.

As figuras 7A-7F mostram a estratégia de controle da abertura da válvula de EBP ou essencialmente o controle de restrição de exaustão em diferentes cargas de motor em ambiente frio para regeneração de DPF.

Em carga total, a válvula de EBP é totalmente aberta, e é gradualmente fechada à medida que a carga do motor diminui. Quando a válvula de EBP for fechada, a restrição de exaustão aumentará e a relação de ar-combustível diminuirá. As figuras mostram a abertura da válvula de EBP no início da regeneração de DPF a fim de ativar a fuligem no DPF. Depois da ativação ou da regeneração, a abertura de válvula de EBP é ajustada em totalmente aberta novamente em qualquer velocidade e carga do motor. A baixa relação de ar-combustível (baixa concentração de oxigênio) em cilindros do motor durante o curto período de regeneração de DPF geralmente leva a uma baixa emissão de  $\text{NO}_x$  (figura 6), embora também resulte em uma emissão de PM mais alta. Tal emissão PM pode ser removida por regeneração de DPF ou outras medidas de calibração de motor. Caso necessário, o acelerador de admissão pode também ser usado para reduzir a relação de ar-combustível para ajudar a controlar o  $\text{NO}_x$ . Além disso, os parâmetros de calibração de motor (tais como a regulação da injeção de combustível, a pressão de injeção de combustível, a taxa de EGR) poderão ser sintonizados para controlar as emissões de  $\text{NO}_x$  e PM, quando a válvula de EBP for regulada. A figura 7 também mostra que a penalidade sobre o consumo de combustível específi-

co de freio (BSFC) com o fechamento da válvula de EBP é geralmente pequena em alta carga de motor, havendo efetivamente uma redução sobre o BSFC em baixa carga, quando a relação de ar-combustível for reduzida. Para alcançar uma eficiência de SCR desejada em temperaturas ambientes frias, o fechamento da válvula de EBP pode aumentar a temperatura do gás de exaustão para ajudar a estratégia de controle térmico.

As figuras 10A-10F mostram os mecanismos de controle de resfriamento de CAC flexível e controles de temperatura de gás de exaustão para regeneração pós-tratamento.

Em ambiente normal (por exemplo, de 25°C (77°F)), quando o refrigerante de CAC frio (por exemplo, de 32,22°C (90°F)) for usado, a temperatura de gás de exaustão de saída de turbina será suficientemente alta para ativar o DPF (figura 10A). De modo geral, não há qualquer necessidade de interromper o resfriamento CAC ou fechar a válvula de EBP, a menos que haja um desejo de adicionalmente aumentar a temperatura do gás de exaustão em baixa carga de motor (figura 10B).

Em ambiente frio (por exemplo, de -17,77°C (0°F)) e carga de média a alta, quando o refrigerante de CAC frio (por exemplo, de -10,55°C (13°F)) for usado, a temperatura do gás de exaustão de saída de turbina não será suficientemente alta para ativar o DPF. (figura 10C). O resfriamento de CAC é interrompido para aumentar a temperatura de exaustão em uma carga de média a alta. (figura 10D) Em ambiente frio (por exemplo, de -17,77°C (0°F)) e carga de baixa a média, quando o refrigerante CAC frio (por exemplo, -10,55° (13°F)) for usado, a temperatura do gás de exaustão de saída de turbina será muito baixa. O refrigerante de CAC quente (por exemplo, de 90°C (194°F)) é usado para aumentar a temperatura do gás de exaustão para ativar o DPF em carga de baixa a média em climas frios. (figura 10E) O refrigerante de CAC quente pode também ser usado durante o aquecimento do motor. Outra maneira alternativa é a de regular a válvula de EBP em cada velocidade e carga para aumentar a temperatura de gás de exaustão para ativar o DPF ou tornar a temperatura de exaustão mais uniforme em domínio de velocidade-carga. (figura 10F) A emissão de NO<sub>x</sub> não é geralmente um

problema porque a relação de ar combustível será baixa, quando a válvula de EBP for fechada. Além disso, outros parâmetros de calibração do motor (tal como a regulação da injeção de combustível, a pressão de injeção de combustível, a taxa EGR, o acelerador de admissão) poderão ser sintonizados para controlar o  $\text{NO}_x$  e o PM.

5

As figuras 8 e 9 mostram as estratégias de controle sobre o resfriamento de CAC flexível e a temperatura de gás de exaustão para satisfazer tanto o padrão das emissões quanto as exigências de regeneração de DPF simultaneamente em diferentes velocidades de motor, cargas e condições ambientes.

10

Enquanto uma concretização atualmente preferida da invenção foi ilustrada e descrita, deve ser apreciado que os princípios da invenção se aplicam a todas as concretizações que estão dentro do escopo das seguintes reivindicações.

---

## REIVINDICAÇÕES

1. Motor a combustão interna que compreende:

um sistema de admissão para criar o ar da carga em um distribuidor de entrada;

5 câmaras de combustão em que o ar de carga do distribuidor de entrada e o combustível são queimados;

um sistema de exaustão para transportar o gás de exaustão a partir das câmaras de combustão através de um dispositivo do tratamento do gás de exaustão que requer em tempos a regeneração elevando a temperatura

10 tura do gás de exaustão;

um resfriador de ar de carga que compreende um trajeto do fluxo de ar para o ar de carga a montante do distribuidor de entrada e um trajeto líquido do fluxo para o líquido de refrigeração líquido do motor no relacionamento da inversão térmica com o trajeto do fluxo de ar; e

15 um sistema de controle para elevar a temperatura do gás de exaustão à temperatura suficientemente alta para regenerar o dispositivo de tratamento do gás de exaustão controlando o líquido de refrigeração do motor que flui através do trajeto de fluxo de líquido do resfriador de ar de carga como um elemento de uma estratégia executável no sistema de controle.

20 2. Motor de acordo com a reivindicação 1, em que a estratégia executável eleva a temperatura do gás de exaustão altamente para regenerar o dispositivo do tratamento do gás de exaustão pelo controle conjuntivo do sistema de exaustão e do líquido de refrigeração do motor que corre através do trajeto líquido do fluxo do resfriador de ar da carga.

25 3. Motor de acordo com a reivindicação 2, ainda compreendendo:

um dispositivo de controle para seletivamente restringir o fluxo através do sistema de exaustão a montante do dispositivo de tratamento do gás de exaustão; e

30 em que a estratégia executável eleva a temperatura do gás de exaustão suficientemente alta para regenerar o dispositivo de tratamento do gás de exaustão pelo controle conjuntivo do dispositivo de controle e do li-

quido de refrigeração do motor que flui através do trajeto do fluxo de líquido do resfriador de ar da carga.

4. Motor de acordo com a reivindicação 3, ainda compreendendo:

5 pelo menos um de um sistema de EGR para recircular o gás de exaustão do sistema de exaustão ao sistema de admissão, um sistema da injeção de combustível para injetar o combustível diretamente nas câmaras de combustão, e a um regulador de pressão de admissão no sistema de admissão seletivamente restringir o ar de carga nas câmaras de combustão;

10 e

em que a estratégia executável eleva a temperatura do gás de exaustão suficientemente alta para regenerar o dispositivo de tratamento do gás de exaustão pelo controle conjuntivo do líquido de refrigeração do motor que flui através do trajeto de fluxo de líquido do resfriador de ar de carga, do

15 dispositivo de controle, e pelo menos um do sistema EGR, do sistema da injeção, e da válvula reguladora de admissão.

5. Motor de acordo com a reivindicação 2, em que a estratégia executável controla conjuntamente o líquido de refrigeração do sistema de exaustão e refrigerante do motor que flui através do trajeto do fluxo de líquido do resfriador de ar de carga em função da temperatura ambiente.

20

6. Motor de acordo com a reivindicação 1, em que o sistema de admissão compreende um turbo compressor de dois estágios, incluindo um trocador de calor interestágio, para criar o ar de carga, e em que o trocador de calor interestágio e o trajeto de fluxo de líquido do resfriador de ar de carga são dispostos numa relação de fluxo paralelo.

25

7. Motor de acordo com a reivindicação 1, em que o sistema de controle compreende trajetos de fluxo paralelo tendo cada um uma comunicação de fluido com o trajeto de fluxo de líquido através do resfriador de ar de carga, e pelo menos uma válvula para seletivamente repartir o fluxo através dos trajetos de fluxo paralelo, um dos trajetos de fluxo compreendendo um radiador no qual o líquido de refrigeração aquecido no resfriador de ar de carga é desprezado.

30

8. Motor de acordo com a reivindicação 7, em que pelo menos a uma válvula é seletivamente operável para uma primeira condição que invalida o fluxo através de um primeiro dos trajetos de fluxo paralelo enquanto permite o fluxo através de um segundo dos trajetos de fluxo paralelo, para  
5 uma segunda condição que invalida o fluxo através do segundo dos trajetos de fluxo paralelo enquanto permite o fluxo através do primeiro dos trajetos de fluxo paralelo, para uma terceira condição que divide o fluxo entrante entre o primeiro e o segundo dos trajetos de fluxo paralelo, e para uma quarta condição que bloqueia o fluxo entrante dos trajetos de fluxo paralelo.

10 9. Motor de acordo com a reivindicação 8, ainda compreendendo um radiador principal no qual o calor perdido do motor é rejeitado quando uma válvula termostática permitir o líquido de refrigeração do motor bombeado por uma bomba de líquido de refrigeração para fluir para fora de um bloco de motor que contém as câmaras de combustão, através do radiador  
15 principal, e de volta ao bloco de motor, e uma válvula de três vias que tem uma entrada em uma comunicação de fluido com uma saída do radiador principal, uma primeira saída em uma comunicação de fluido com o primeiro trajeto de fluxo paralelo, e uma segunda saída em uma comunicação de fluido com o segundo trajeto de fluxo paralelo.

20 10. Motor de acordo com a reivindicação 7, em que pelo menos a uma válvula compreende uma primeira válvula numa relação de fluxo em série com o primeiro trajeto de fluxo paralelo e uma segunda válvula numa relação de fluxo em série com o segundo trajeto de fluxo paralelo, e ainda compreendendo um radiador principal no qual o calor perdido do motor é  
25 rejeitado quando uma válvula termostática permite o líquido de refrigeração do motor bombeado por uma bomba de líquido de refrigeração fluir para fora de um bloco de motor que contém as câmaras de combustão e através do radiador principal para uma saída do radiador principal, a primeira válvula tem uma entrada em comunicação de fluido direta com uma saída da bomba  
30 e uma saída em comunicação de fluido com o primeiro trajeto de fluxo paralelo, e a segunda válvula tem uma entrada em comunicação de fluido com a saída do radiador principal e uma saída em comunicação de fluido com o

segundo trajeto de fluxo paralelo.

11. Motor, de acordo com a reivindicação 1, compreendendo:

um radiador principal no qual a dissipação de calor do motor é rejeitada quando uma válvula termostática permite o bombeamento do líquido de refrigeração de motor através de uma bomba de líquido de refrigeração de motor controlado para fluir para um bloco de motor contendo as câmaras de combustão, através do radiador principal, e de volta para o bloco de motor, e o sistema de controle de fluxo compreendendo uma primeira válvula que possui uma admissão direta em comunicação de fluido com um defletor da bomba e um defletor em comunicação de fluido com a trajetória do fluxo de líquido do resfriador de ar de carga, e o ciclo do líquido de refrigeração que inclui um radiador auxiliar, uma bomba de motor não controlado, e a trajetória do fluxo do líquido do resfriador de ar de carga.

12. Motor de acordo com a reivindicação 1, em que o sistema de controle compreende um ou mais controles para controlar tanto a temperatura quanto o fluxo do líquido de refrigeração do motor através da trajetória do fluxo do líquido do resfriador de ar de carga para seletivamente aquecer e resfriar o fluxo do ar de carga através do resfriador de ar de carga.

13. Motor, de acordo com a reivindicação 12, em que o sistema de controle compreende trajetórias de fluxo paralelo cada uma em comunicação de fluido com a trajetória do fluxo de líquido através do resfriador de ar de carga, e pelo menos uma válvula para seletivamente distribuir o fluxo através das trajetórias de fluxo paralelo, uma das trajetórias de fluxo compreendendo um radiador no qual líquido de refrigeração aquecido no resfriador de ar de carga é rejeitado.

14. Método para regular a temperatura do ar de carga em um coletor de admissão de um motor de combustão interna, que compreende a etapa de:

controlar a temperatura do líquido de refrigeração do motor que flui através de um trajeto de fluxo de líquido de um resfriador de ar de carga que está numa relação de troca de calor com o ar de carga que entra no coletor de admissão ao longo de uma faixa que proporciona ao ar de carga

seletivamente ser aquecido e resfriado pelo líquido de refrigeração do motor.

5 15. Método, de acordo com a reivindicação 14, em que a temperatura do fluxo de refrigeração através da trajetória de fluxo de líquido é controlada pelo fluxo de distribuição seletiva de diferentes partes de um sistema de refrigeração de motor.

10 16. Método, de acordo com a reivindicação 15, em que a etapa de seletivamente distribuir fluxos de diferentes partes do sistema de refrigeração do motor compreende operar seletivamente pelo menos uma válvula que é seletivamente operável em uma primeira condição que não permite  
15 fluxo através de uma primeira trajetória de fluxo paralelo de diferentes partes do sistema de refrigeração do motor enquanto permite o fluxo através de uma segunda trajetória de fluxo paralelo, para uma segunda condição que não permite fluxo através da segunda trajetória de fluxo paralelo enquanto permite fluxo através de uma primeira trajetória de fluxo paralela, para uma  
15 terceira condição que divide a chegada de fluxo entre a primeira e a segunda trajetórias de fluxo paralelo, e para uma quarta condição que bloqueia o fluxo entrante a partir das trajetórias de fluxo paralelo.

20 17. Método de acordo com a reivindicação 14, ainda compreendendo controlar a temperatura do fluxo de gás de exaustão através de um sistema de exaustão do motor em conjunto com a controlar a temperatura do líquido de refrigeração que flui através do trajeto de fluxo de líquido do resfriador de ar de carga.

25 18. Método de acordo com a reivindicação 17, em que controlar a temperatura do gás de exaustão que flui através de um sistema de exaustão do motor conjuntamente com controlar a temperatura do líquido de refrigeração que flui através do trajeto de fluxo de líquido do resfriador de ar de carga que compreende controlar em conjunto a contrapressão da exaustão e do fluxo de refrigerante que flui através do resfriador de ar de carga para  
30 tornar a temperatura do gás de exaustão suficientemente alta para regenerar um dispositivo de tratamento do gás de exaustão através do qual o gás de exaustão flui.

19. Método de acordo com a reivindicação 18, que inclui ainda

controlar pelo menos um de um sistema EGR para recircular o gás de exaustão do sistema de exaustão para o sistema de admissão para a um sistema da injeção para injetar o combustível diretamente nas câmaras de combustão, e a um válvula reguladora de admissão no sistema de admissão do ar seletivamente de limitação da carga nas câmaras de combustão, conjuntamente com o controlo da contrapressão e do líquido refrigerante da exaustão corre através do trajeto líquido do fluxo.

20. Método de acordo com a reivindicação 19, que inclui ainda o controle conjuntivo da contrapressão de exaustão, líquido de refrigeração que flui através do trajeto de fluxo líquido, e pelo menos de um do sistema EGR, do sistema da injeção, e da válvula reguladora de admissão em função da temperatura ambiente.

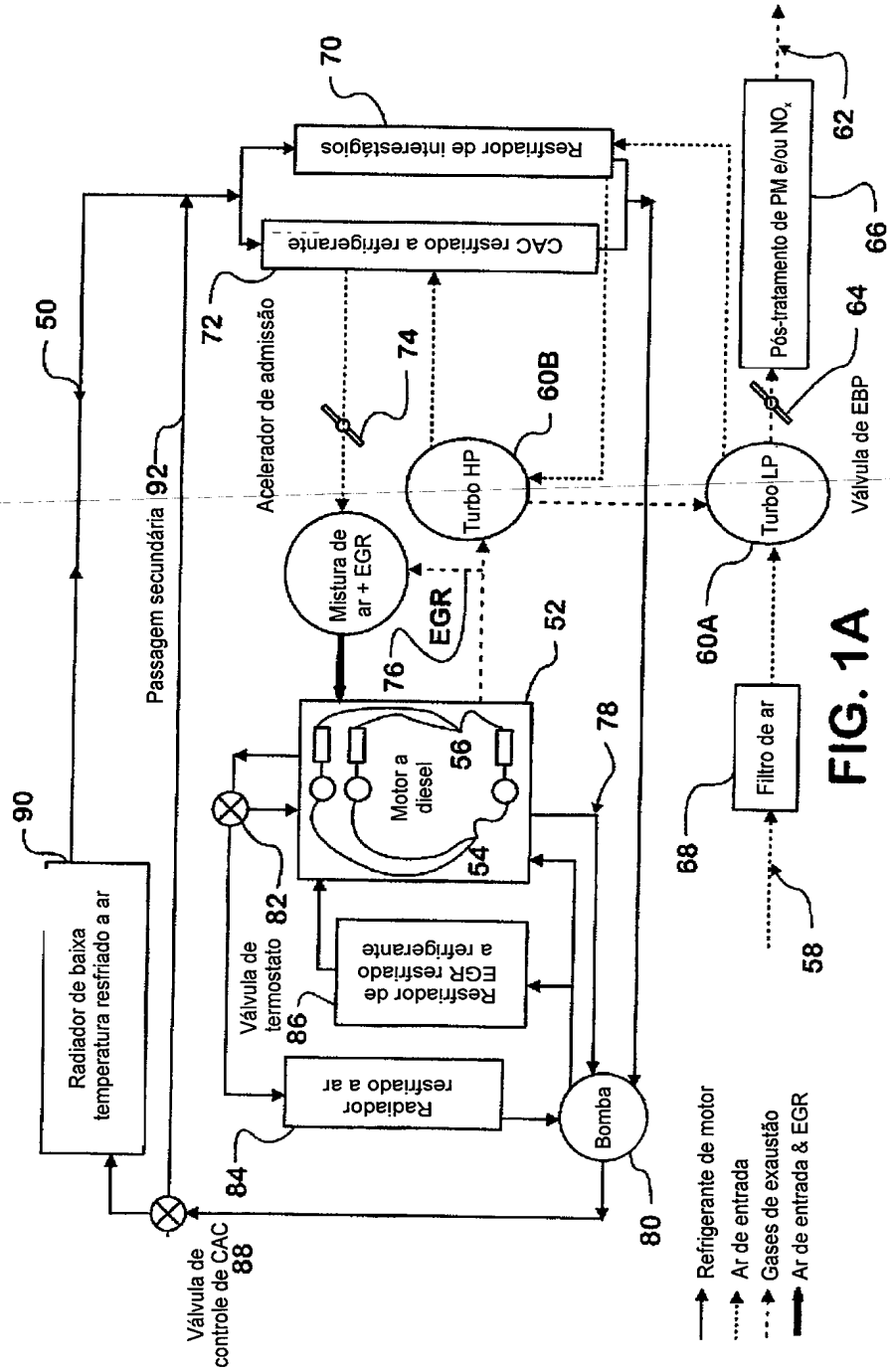


FIG. 1A

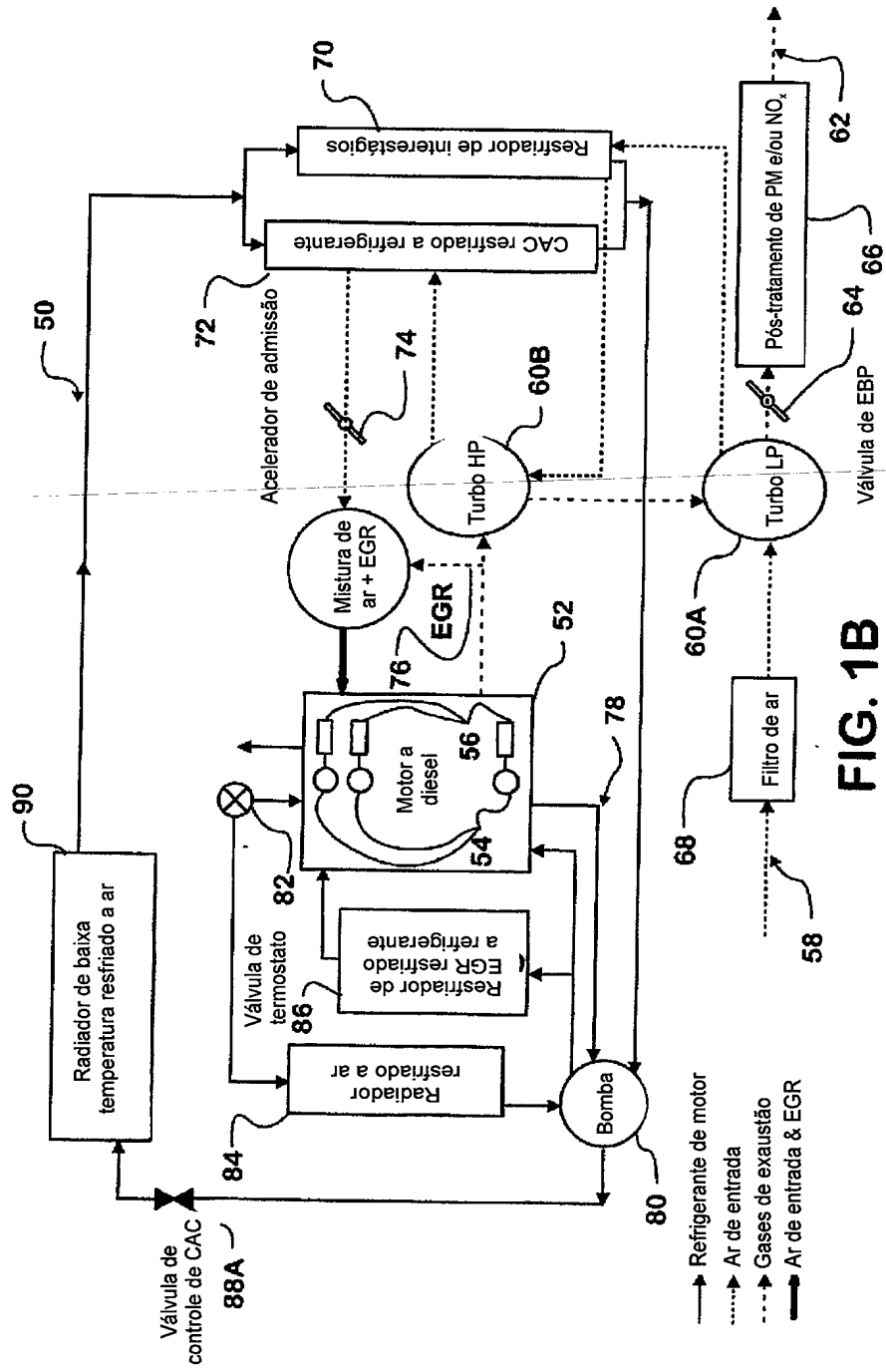
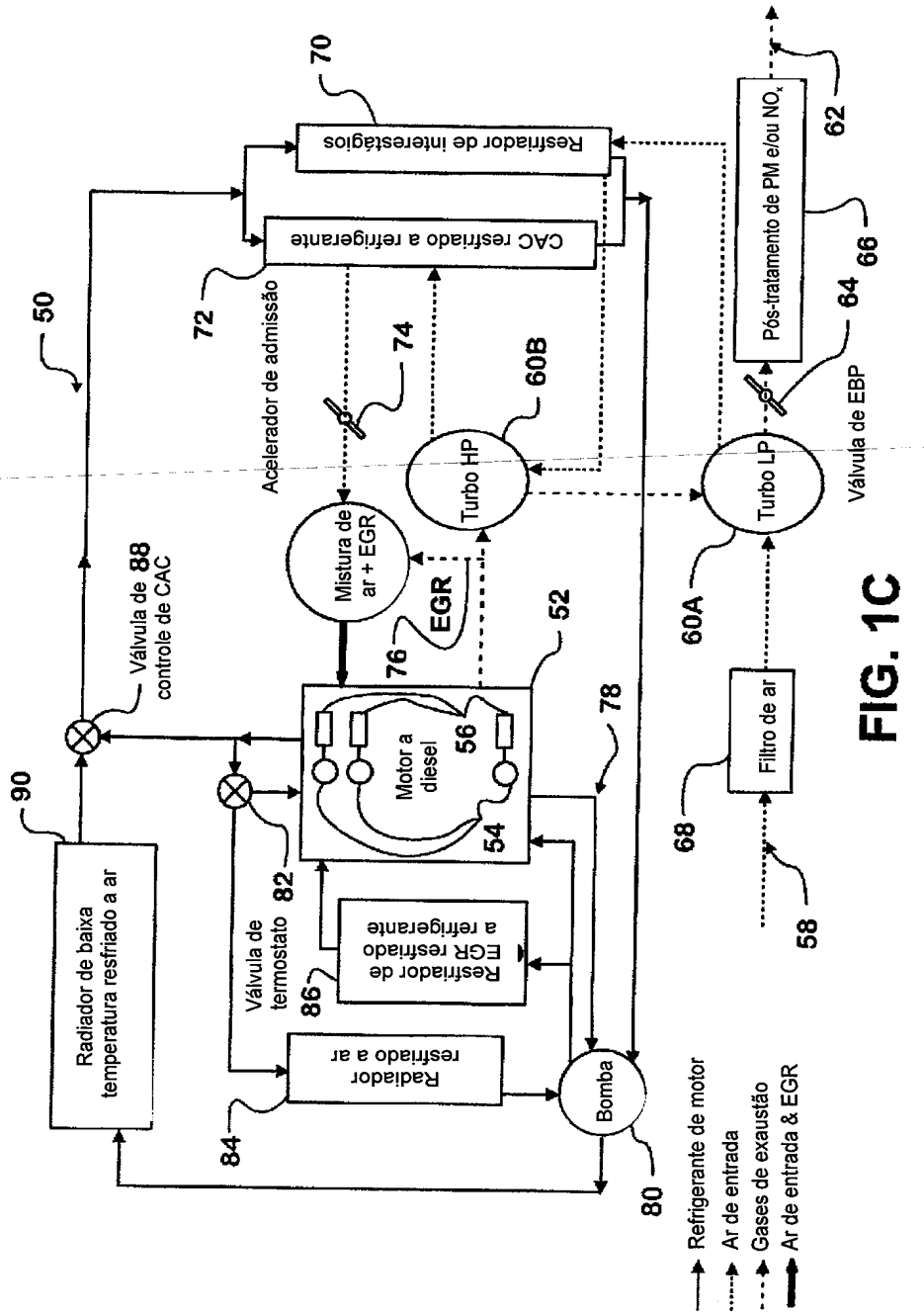


FIG. 1B



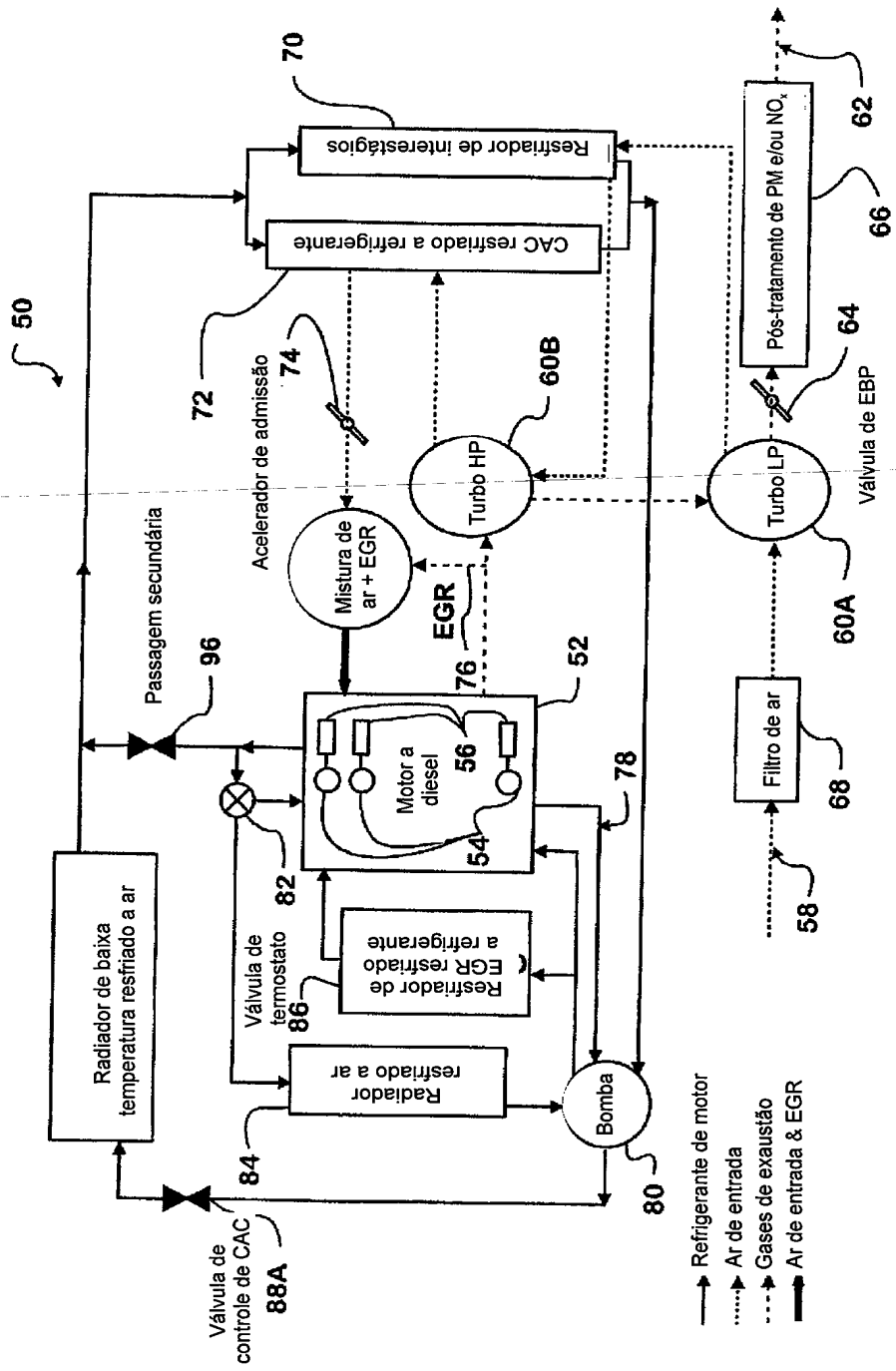


FIG.1D

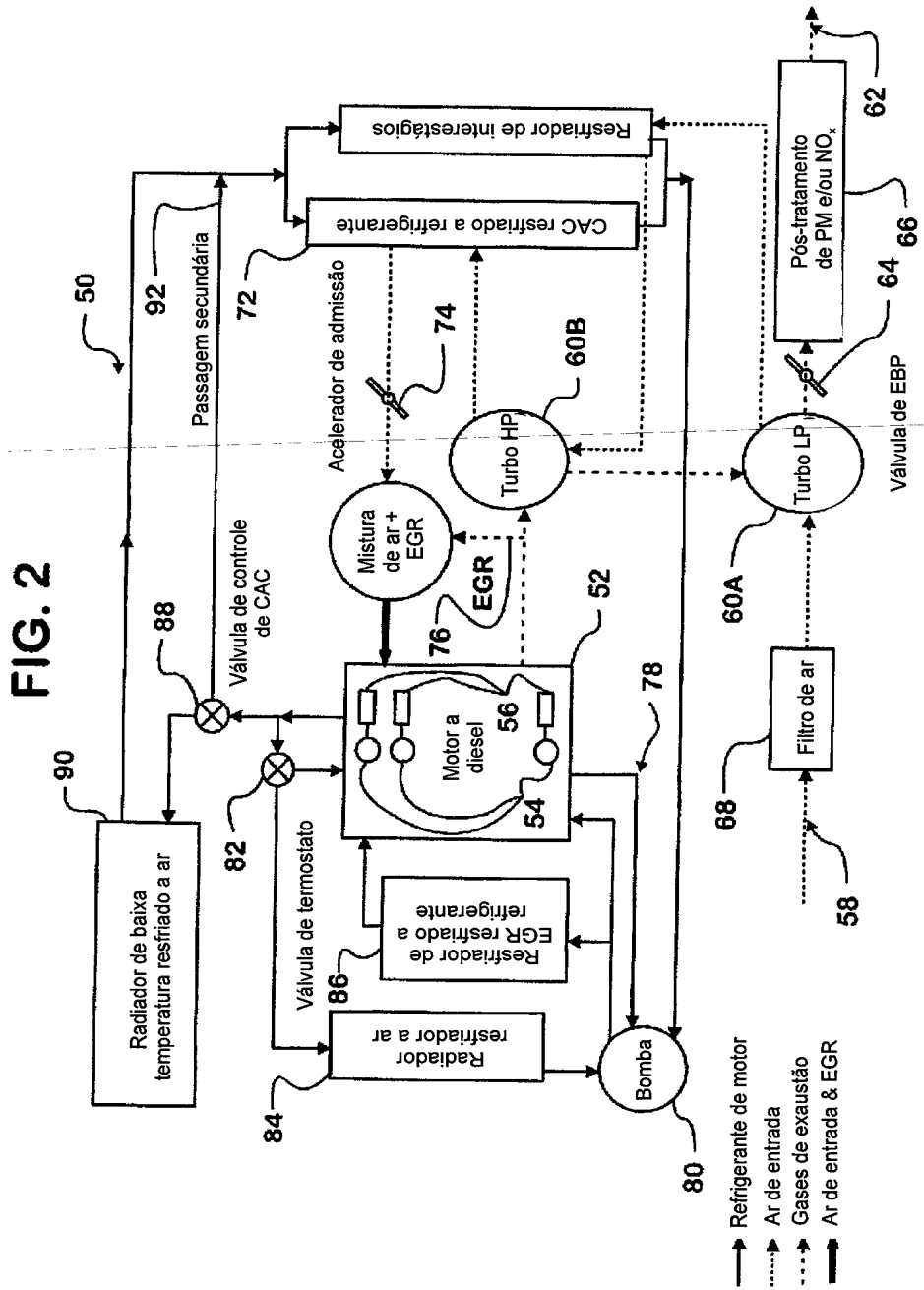


FIG. 3

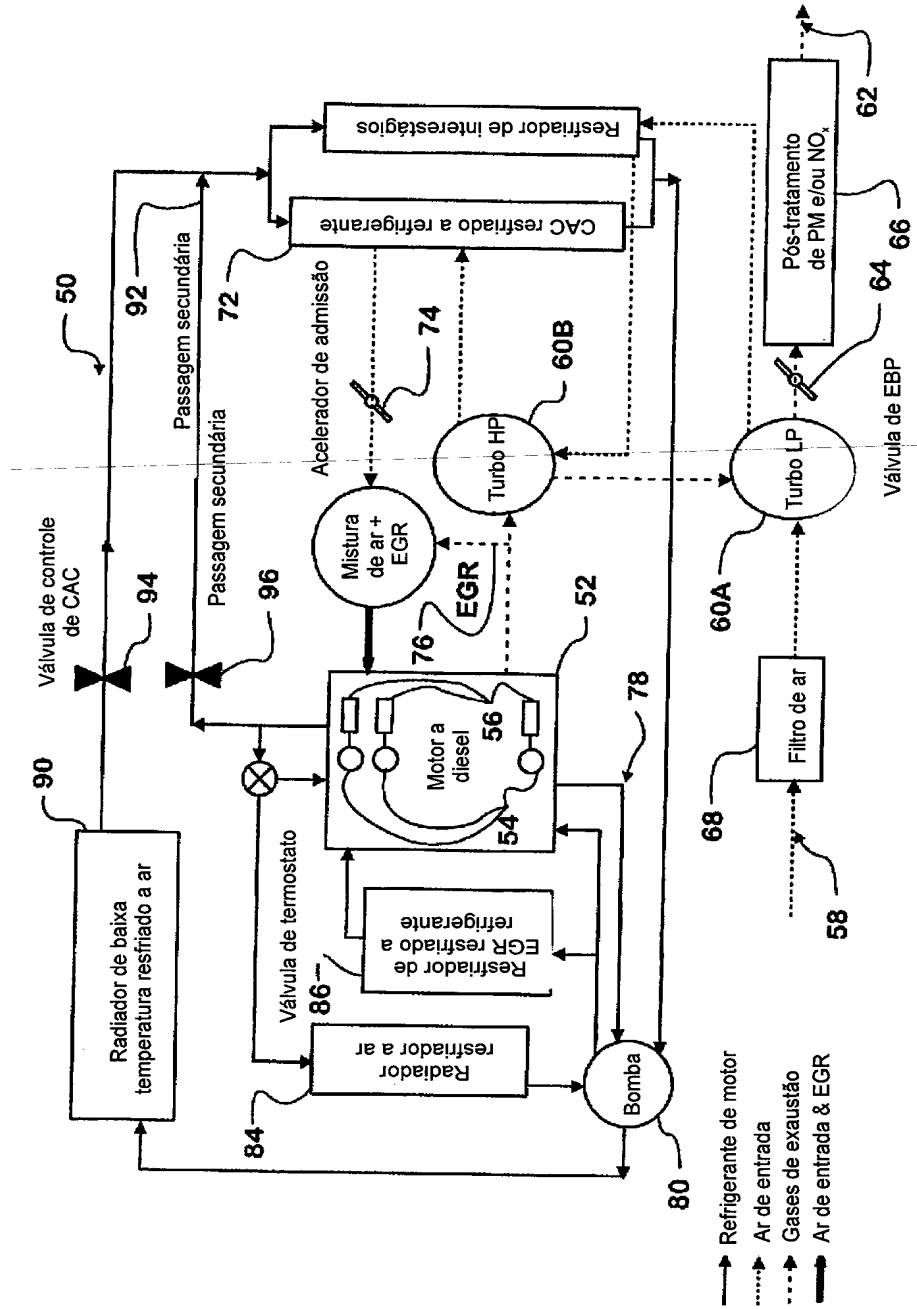
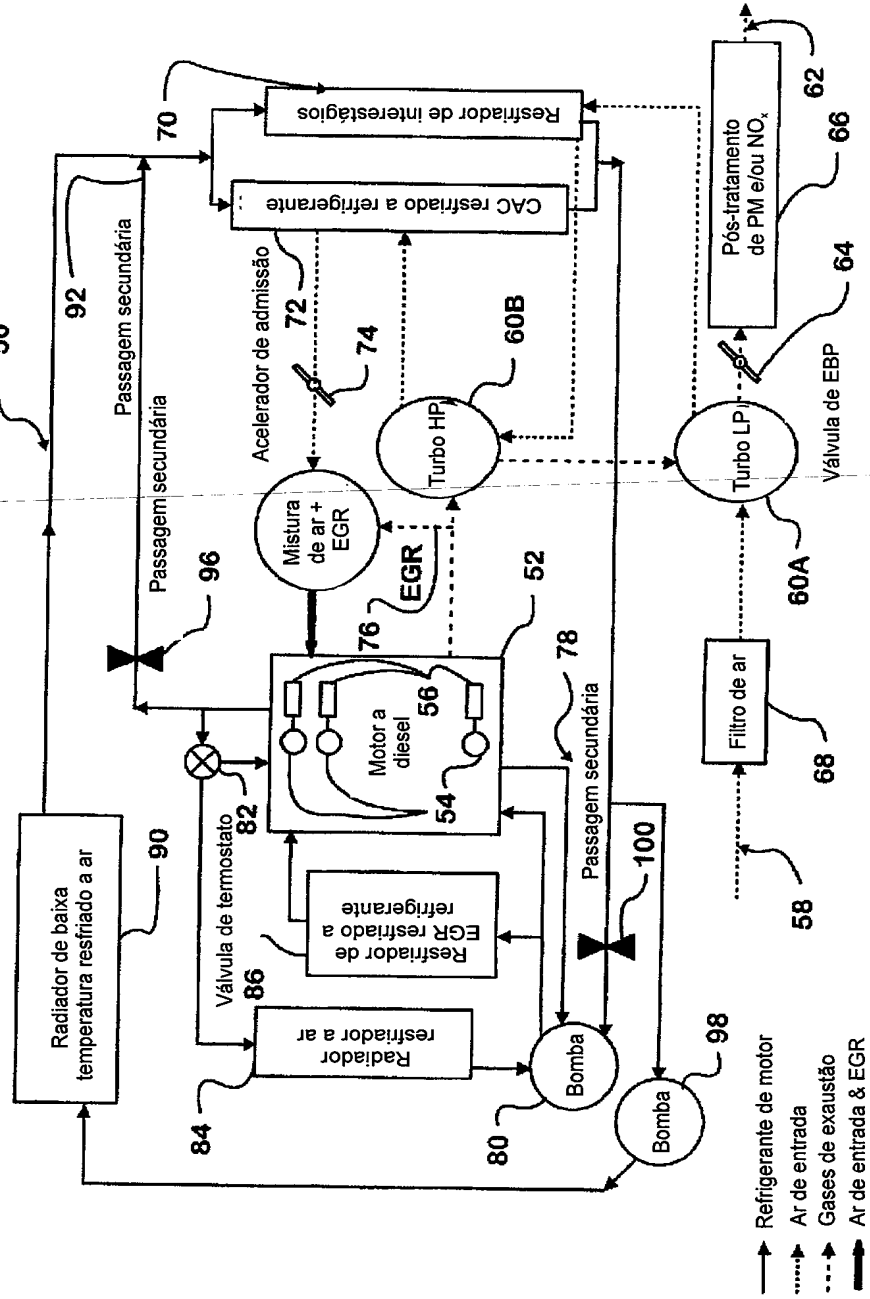


FIG. 4



Efeito de resfriamento de resfriador de ar de carga de motor a diesel e de resfriador de interestágios sobre desempenho do motor em 1900 rpm, temperatura ambiente de 0°F

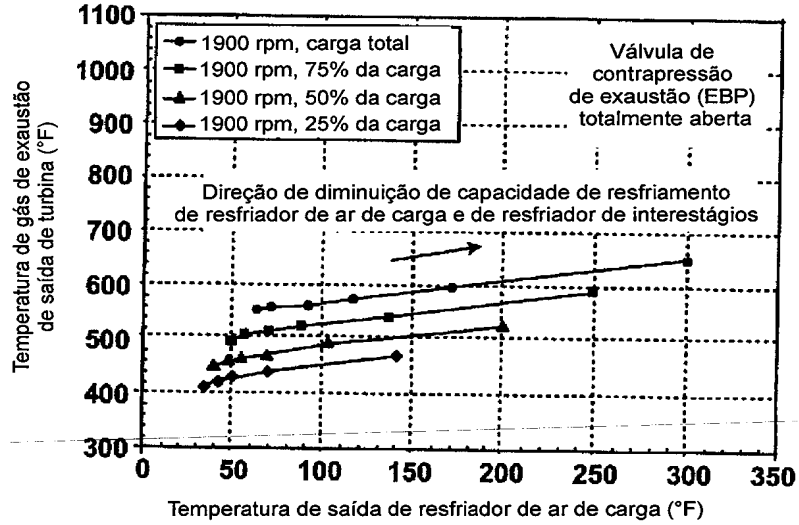


FIG. 5A

Efeito de resfriamento de resfriador de ar de carga de motor a diesel e de resfriador de interestágios sobre desempenho do motor em 1900 rpm, temperatura ambiente de 77°F

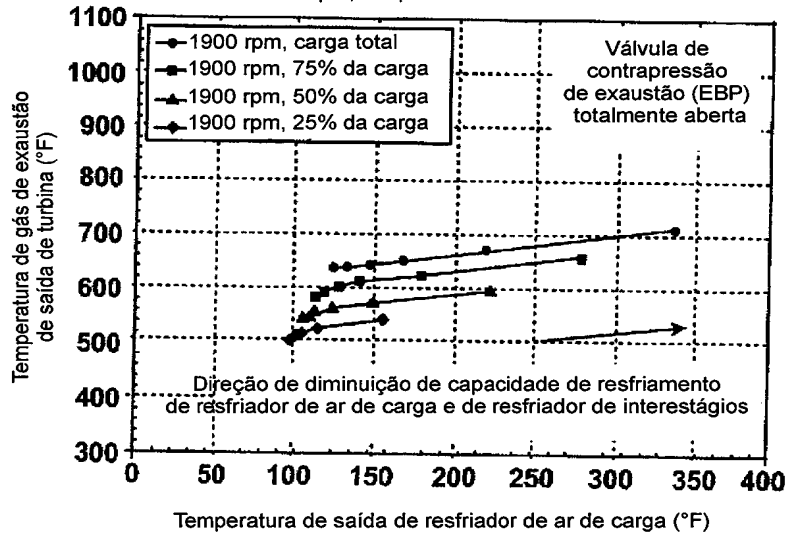


FIG. 5B

Efeito de resfriamento de resfriador de ar de carga de motor a diesel e de resfriador de interestágios sobre desempenho do motor em 1800 rpm, temperatura ambiente de 0°F

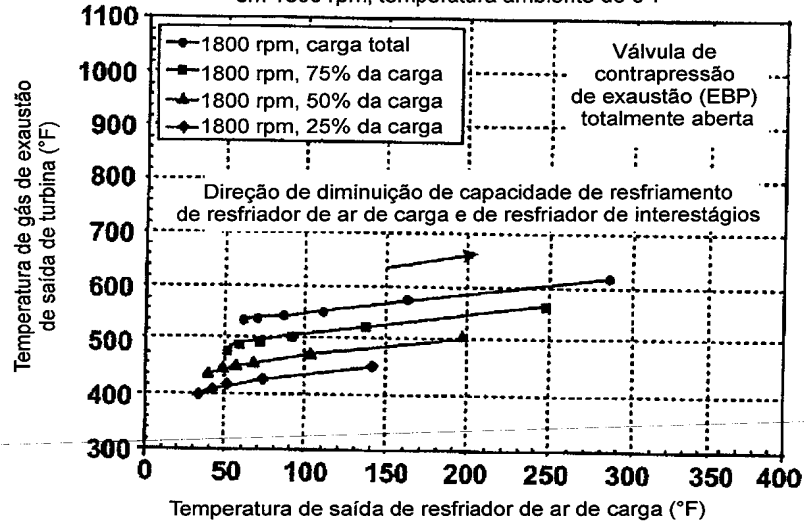


FIG. 5C

Efeito de resfriamento de resfriador de ar de carga de motor a diesel e de resfriador de interestágios sobre desempenho do motor em 1800 rpm, temperatura ambiente de 77°F

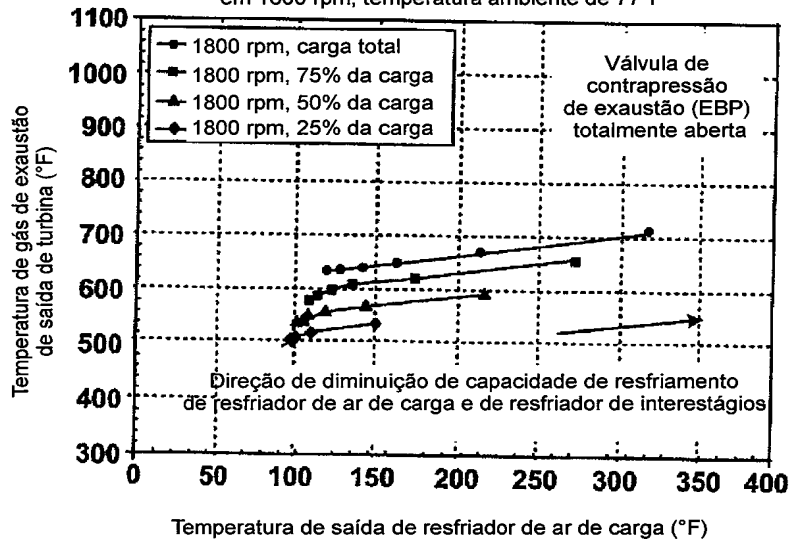


FIG. 5D

Efeito de resfriamento de resfriador de ar de carga de motor a diesel e de resfriador de interestágios sobre desempenho do motor em 1500 rpm, temperatura ambiente de 0°F

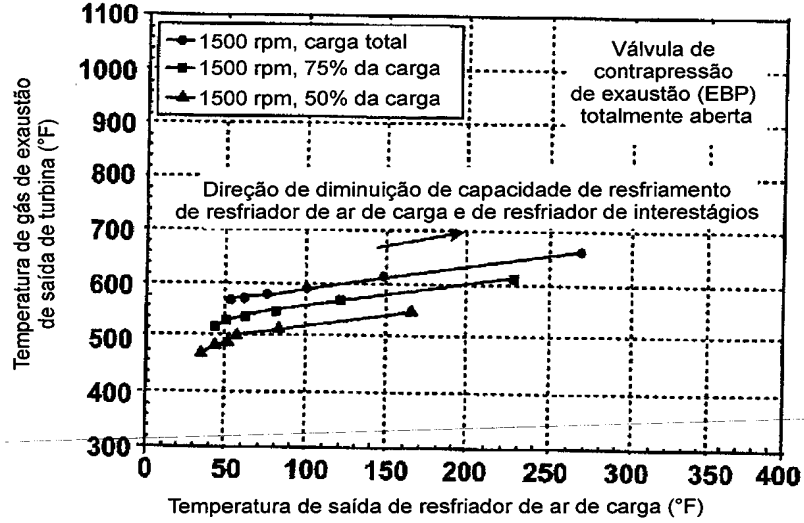


FIG. 5E

Efeito de resfriamento de resfriador de ar de carga de motor a diesel e de resfriador de interestágios sobre desempenho do motor em 1500 rpm, temperatura ambiente de 77°F

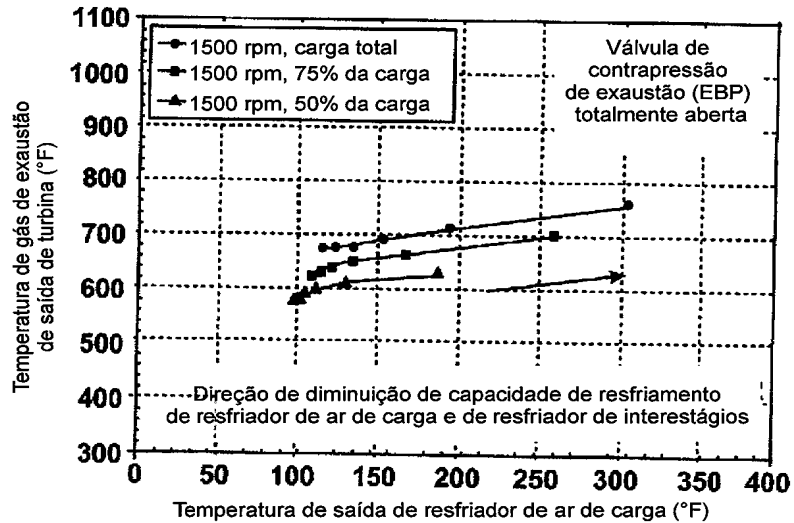


FIG. 5F

Efeito de resfriamento de resfriador de ar de carga de motor a diesel e de resfriador de interestágios sobre desempenho de motor em 1200 rpm, temperatura ambiente de 0°F

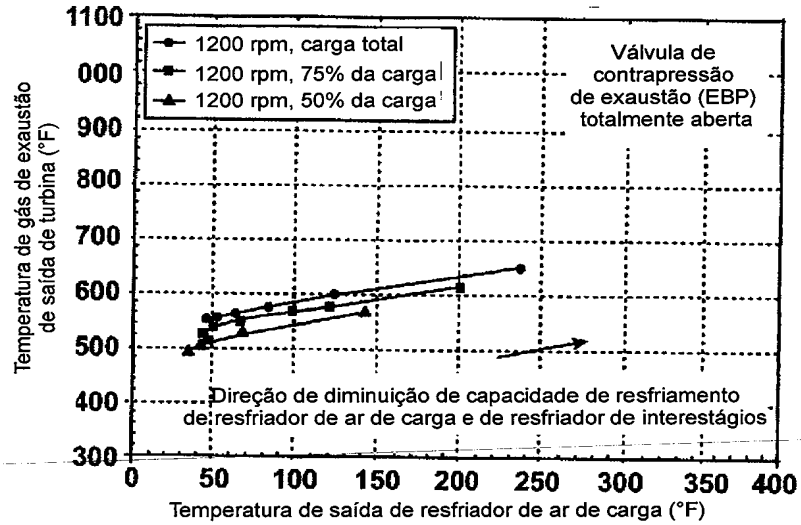


FIG. 5G

Efeito de resfriamento de resfriador de ar de carga de motor a diesel e de resfriador de interestágios sobre desempenho de motor em 1200 rpm, temperatura ambiente de 77°F

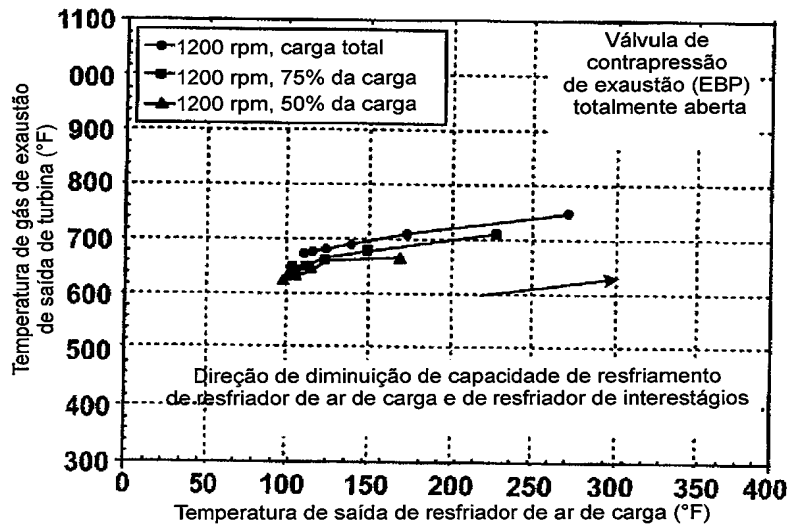


FIG. 5H

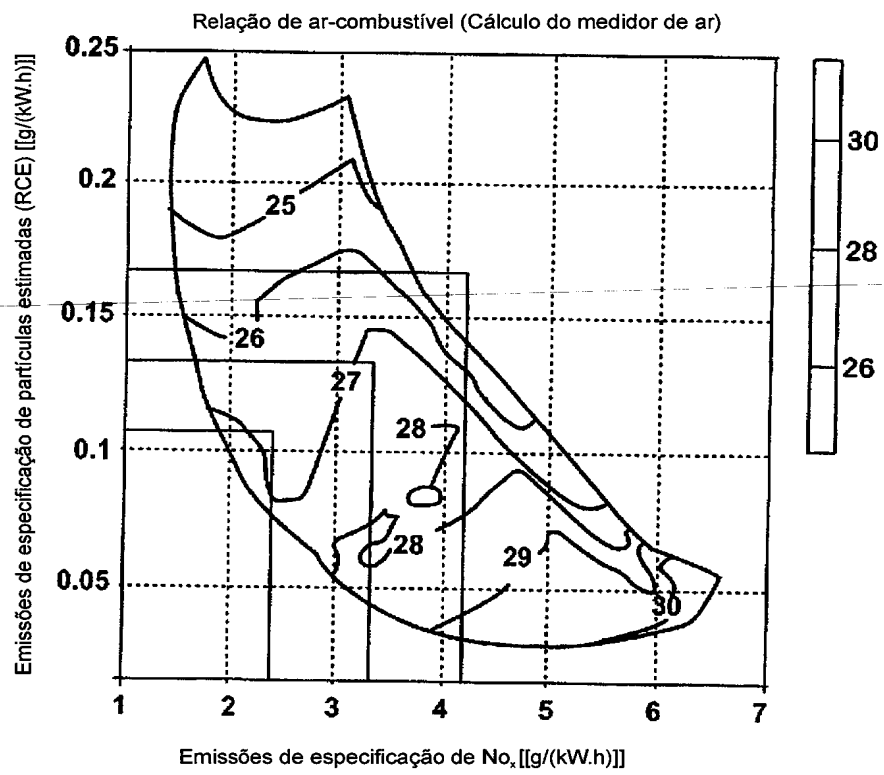


FIG. 6

Efeito de abertura de válvula de contrapressão de exaustão sobre desempenho do motor em 1800 rpm, temperatura ambiente de 0°F, nenhum fluxo de refrigerante de CAC

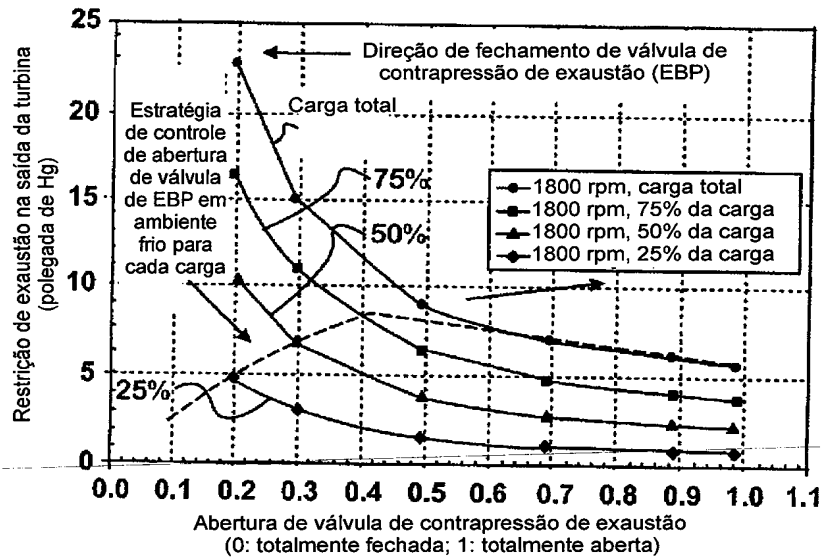


FIG. 7A

Efeito de abertura de válvula de contrapressão de exaustão sobre desempenho do motor em 1800 rpm, temperatura ambiente de 0°F, nenhum fluxo de refrigerante de CAC

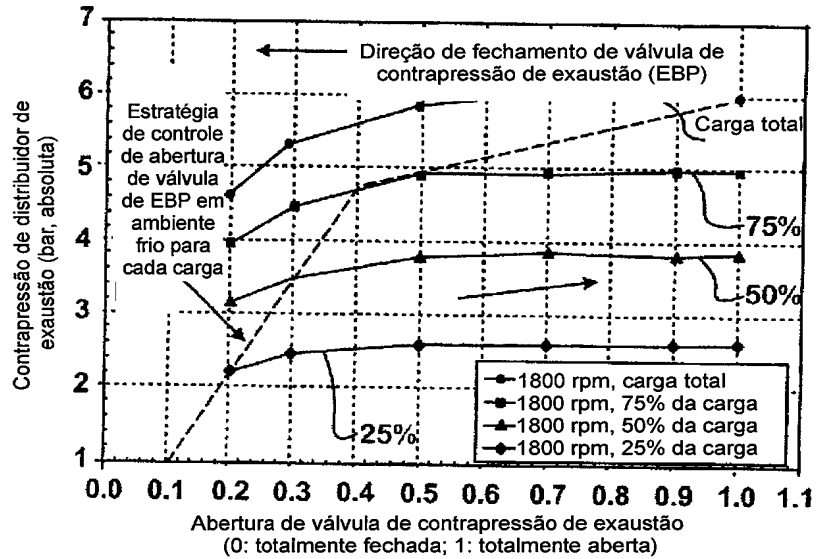


FIG. 7B

Efeito de abertura de válvula de contrapressão de exaustão sobre desempenho do motor em 1800 rpm, temperatura ambiente de 0°F, nenhum fluxo de refrigerante de CAC

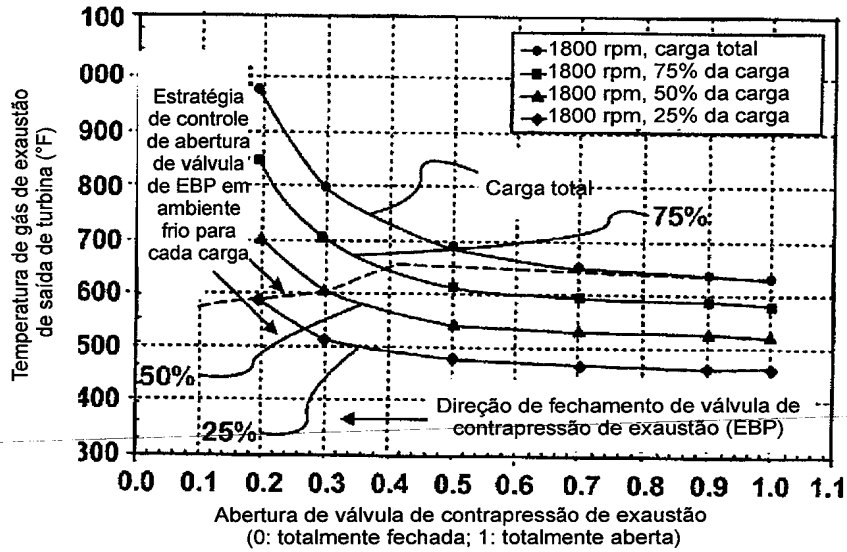


FIG. 7C

Efeito de abertura de válvula de contrapressão de exaustão sobre desempenho do motor em 1800 rpm, temperatura ambiente de 0°F, nenhum fluxo de refrigerante de CAC

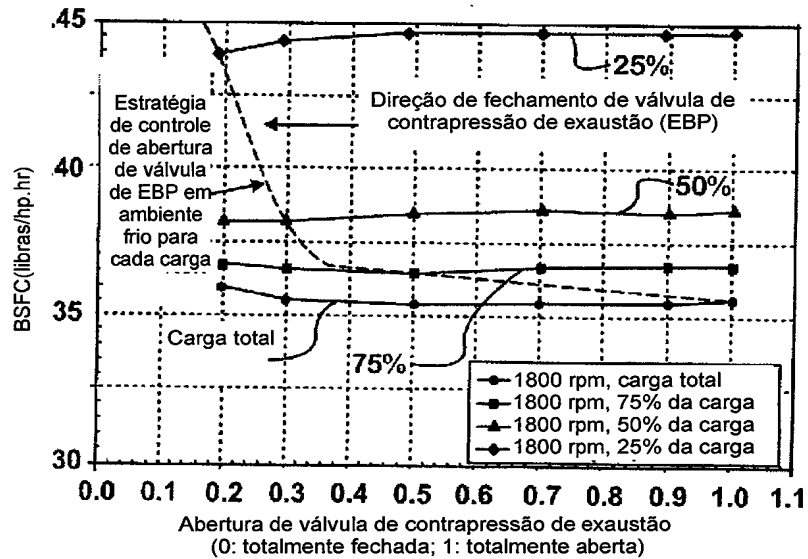


FIG. 7D

Efeito de abertura de válvula de contrapressão de exaustão sobre desempenho do motor em 1800 rpm, temperatura ambiente de 0°F, nenhum fluxo de refrigerante de CAC

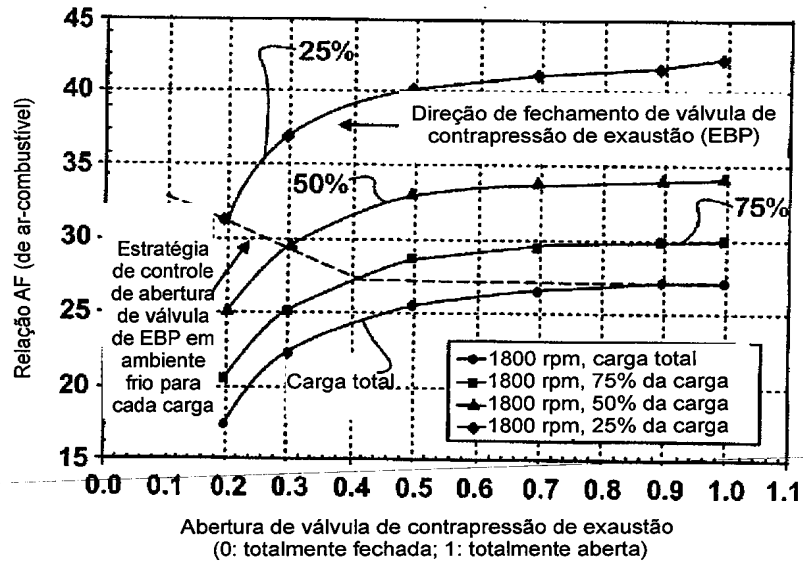


FIG. 7E

Efeito de abertura de válvula de contrapressão de exaustão sobre desempenho do motor em 1800 rpm, temperatura ambiente de 0°F, nenhum fluxo de refrigerante de CAC

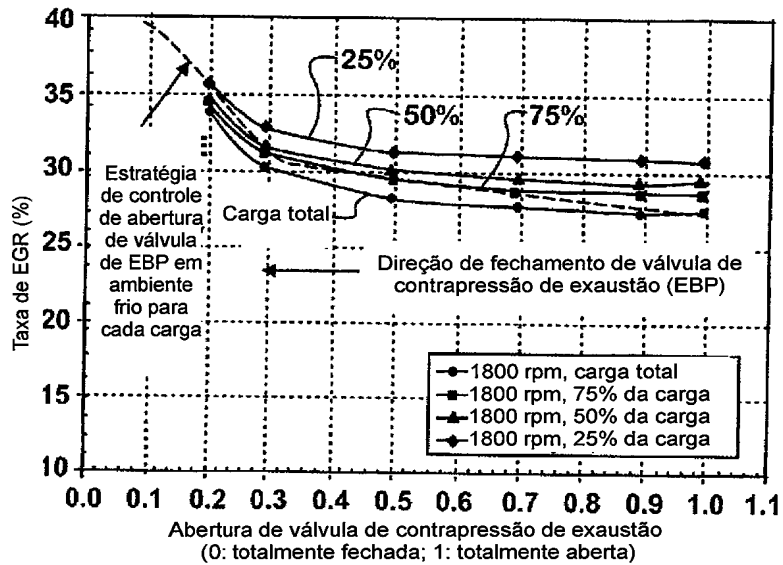
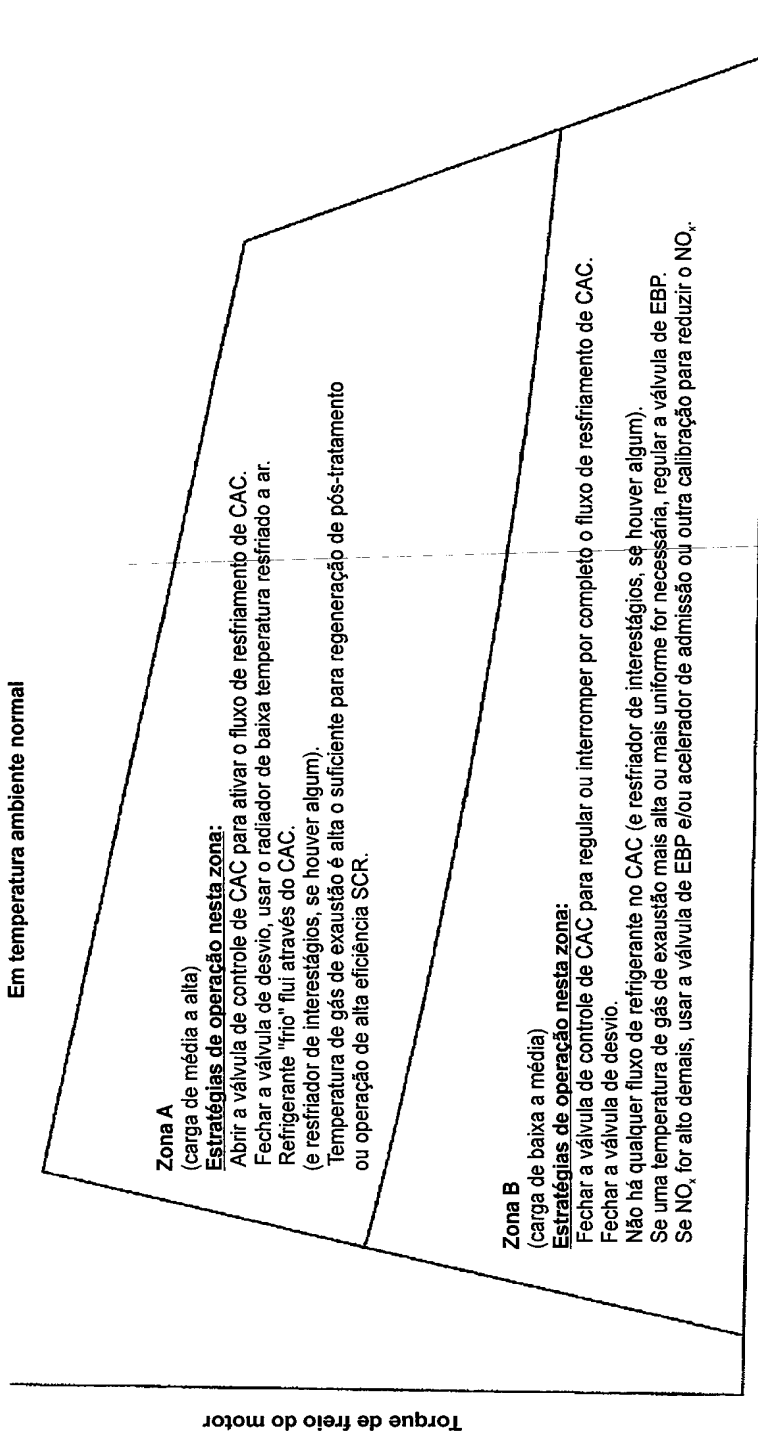
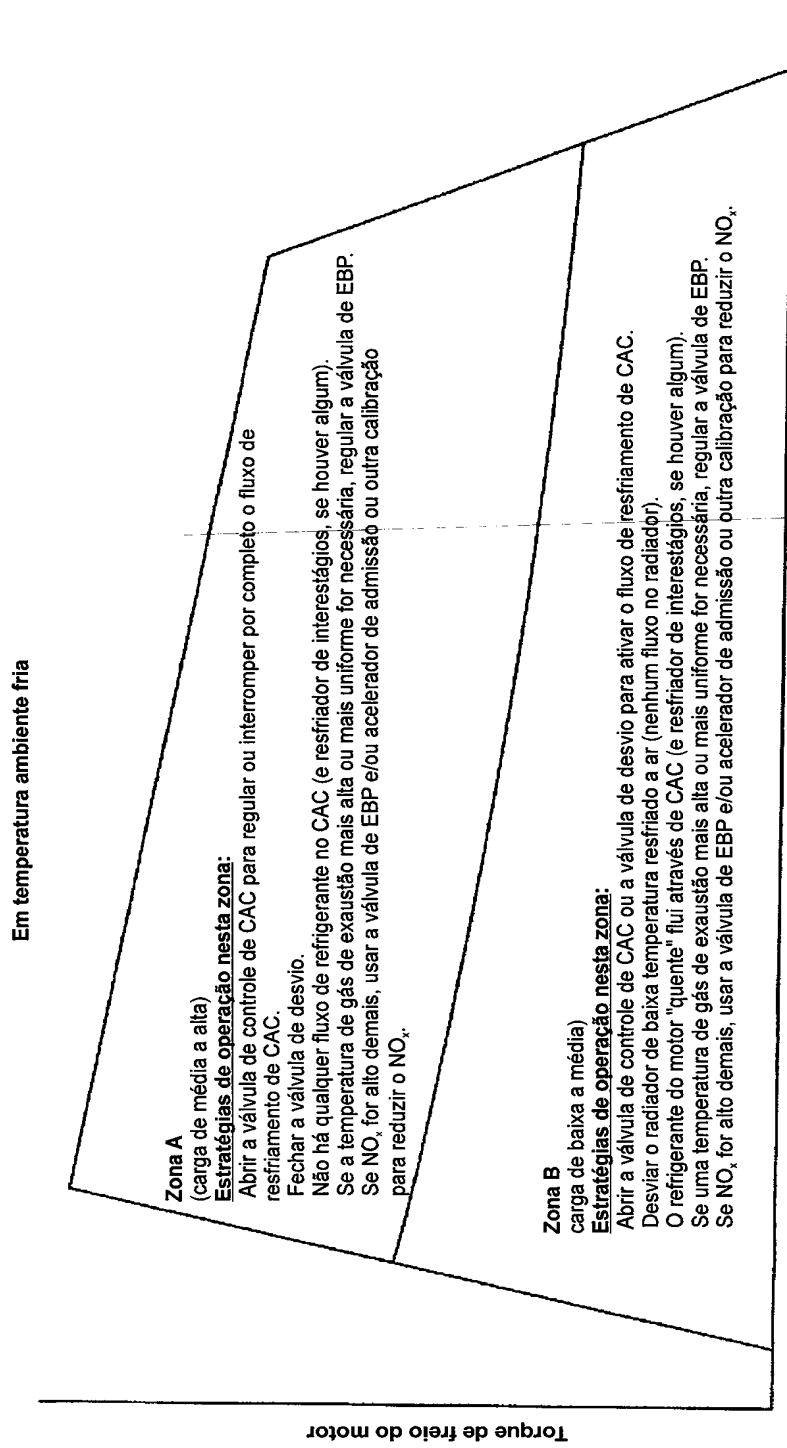


FIG. 7F



**FIG. 8**



**FIG. 9**

Ambiente de 77°F, fluid refrigerante frio de 90°F em CAC

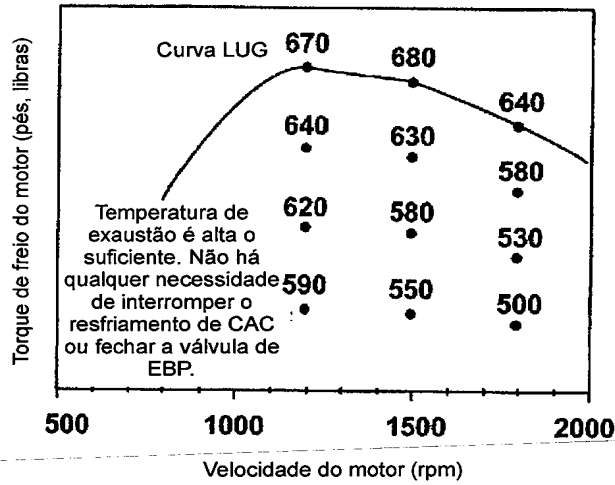


FIG. 10A

Ambiente de 77°F, interromper fluxo de refrigerante de CAC

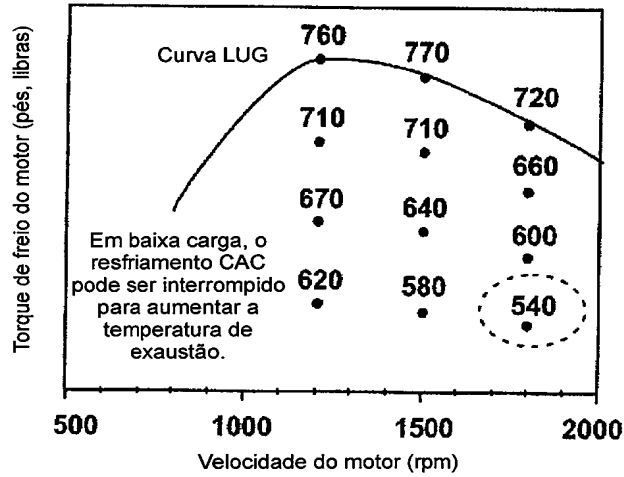


FIG. 10B

Ambiente de 0°F, fluido refrigerante frio de 13°F em CAC

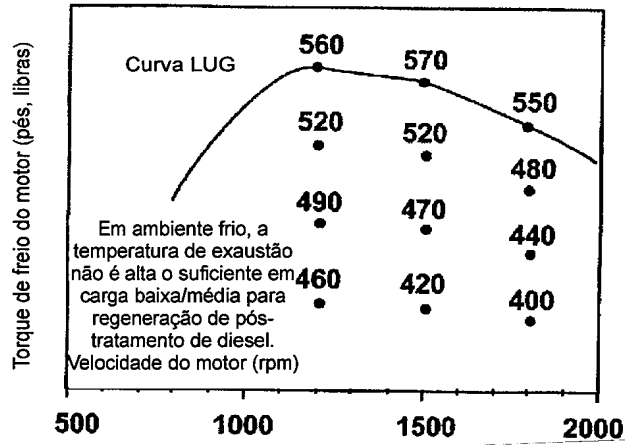


FIG. 10C

Ambiente de 0°F, interromper refrigerante frio de CAC

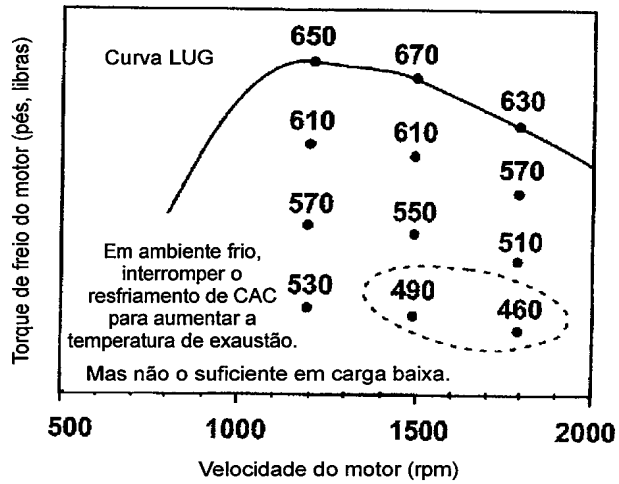


FIG. 10D

Ambiente de 0°F, fluido refrigerante quente de 194°F em CAC

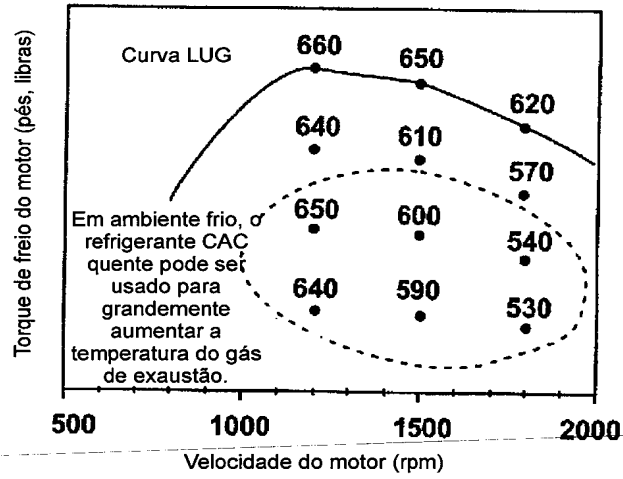


FIG. 10E

Ambiente de 0°F, interromper fluxo de refrigerante de CAC, fechar válvula de EBP

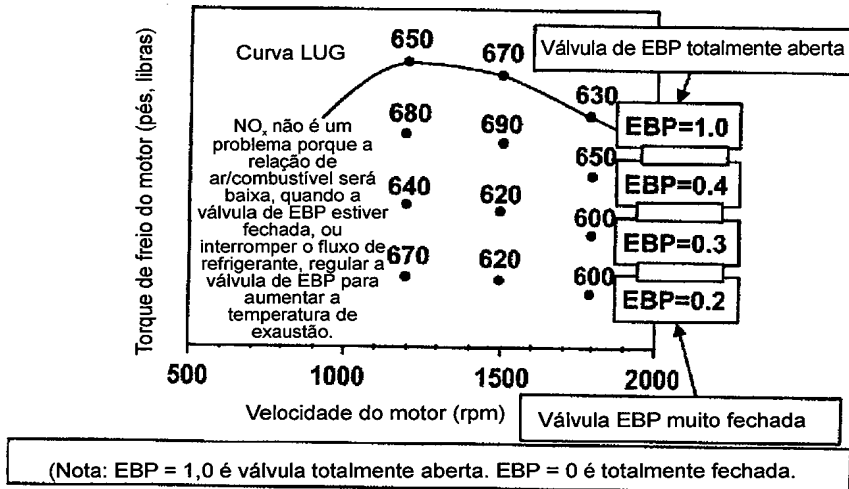


FIG. 10F

## RESUMO

Patente de Invenção: "CONTROLES DE TEMPERATURA DO GÁS DE EXAUSTÃO E REFRIGERAÇÃO DO MOTOR PARA A REGENERAÇÃO APÓS TRATAMENTO DE DIESEL".

5                   A presente invenção refere-se a sistema, métodos, e estratégias para regular a temperatura de ar de carga em um coletor de admissão de um motor de combustão interna (50) por meio do controle da taxa de fluxo e da temperatura do líquido de refrigeração do motor que flui através de um trajeto de fluxo de líquido de um resfriador de ar de carga (72), que está em uma  
10                   relação de troca de calor com o ar de carga que entra no coletor de admissão ao longo de uma faixa que proporciona ao ar de carga seletivamente ser aquecido e refrigerado pelo líquido de refrigeração do motor. A presente invenção proporciona o controle flexível que é útil no controle da temperatura do gás de exaustão para a restauração da regeneração e/ou da eficiência  
15                   dos dispositivos de pós-tratamento da exaustão (66) assim como o desempenho de motor melhorado.