



REPÚBLICA FEDERATIVA DO BRASIL



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

CARTA PATENTE N.º PI 0410364-5

Patente de Invenção

O INSTITUTO NACIONAL DA PROPRIEDADE INDUSTRIAL concede a presente PATENTE, que outorga ao seu titular a propriedade da invenção caracterizada neste título, em todo o território nacional, garantindo os direitos dela decorrentes, previstos na legislação em vigor.

(21) Número do Depósito : PI 0410364-5

(22) Data do Depósito : 14/05/2004

(43) Data da Publicação do Pedido : 25/11/2004

(51) Classificação Internacional : F02D 23/02; F02B 41/00; F02B 37/013; F02M 45/00

(30) Prioridade Unionista : 15/05/2003 SE 0301412-3; 11/05/2004 SE PCT/SE2004/000715

(54) Título : MOTOR A PISTÃO E MÉTODO PARA CONTROLAR UM MOTOR A PISTÃO

(73) Titular : Volvo Lastvagnar AB, Empresa Sueca. Endereço: S-405 08 Göteborg, Suécia (SE).

(72) Inventor : Gobert, Ulrich, Inventor(a). Endereço: Prilyckegatan 60, SE-405 08 Göteborg, Suécia. Cidadania: Sueca.; Grunditz, Daniel, Inventor(a). Endereço: Storegården 74, SE-433 51 Öjersjö, Suécia. Cidadania: Sueca.

Prazo de Validade : 10 (dez) anos contados a partir de 19/08/2014, observadas as condições legais.

Expedida em : 19 de Agosto de 2014.

Assinado digitalmente por
Júlio César Castelo Branco Reis Moreira
Diretor de Patentes



**"MOTOR A PISTÃO E MÉTODO PARA CONTROLAR UM MOTOR
A PISTÃO"**

Campo Técnico da Invenção

A presente invenção se refere a um método para
5 controlar um motor a pistão, de acordo com o preâmbulo da
reivindicação 1. Mais especificamente, se refere a um
método para controlar um motor à pistão do tipo diesel, no
qual o combustível é injetado diretamente na câmara de
combustão para ignição. A invenção também se refere a um
10 motor a pistão, de acordo com o descrito no preâmbulo da
reivindicação 23.

Estado da Técnica

Em um motor a diesel de injeção direta padrão
para veículos de cargas pesadas, isto é, um motor a diesel
15 com uma capacidade cúbica entre 0,5 e 4 litros por
cilindro, o motor é controlado para combustão em uma
pressão máxima de cilindro que alcança de cerca de 180 bar
a 22 bar, BMEP. No referido motor, o combustível é injetado
diretamente nas câmaras de combustão em cerca de 30 graus
20 de ângulo com a manivela, quando o motor de combustão
interna está sob carga máxima. Na carga máxima,
normalmente, a injeção é iniciada a 10-15 graus antes do
ponto morto superior e continua por cerca de 15-20 graus
após o ponto morto, dependendo do modo de operação do
25 motor. Um motor de combustão interna convencional do
referido tipo é fixado a uma unidade de turbo tendo uma
eficiência gráfica do turbo totalizando cerca de 55-60%. A
pressão máxima de carga a partir da unidade de turbo
totaliza cerca de 330 kPa de pressão absoluta. Os motores a

diesel convencionais do tipo indicado acima têm uma eficiência térmica totalizando, no máximo, cerca de 45-46%. Eficiência térmica significa uma parcela da quantidade de energia do combustível que é liberada durante a combustão
5 que o motor é capaz de converter em trabalho mecânico útil.

Recentemente, foram intensificados os requisitos estatutários relativos às emissões dos motores a diesel, especialmente relativos a descargas de compostos e partículas de óxido de nitrogênio. A quantidade de
10 substância de óxidos de nitrogênio que é formada quando o combustível entra em combustão em um cilindro depende da temperatura e duração da combustão. Temperaturas mais elevadas proporcionam uma maior parcela de nitrogênio no ar ser convertida em óxidos de nitrogênio. Uma maneira de
15 reduzir a quantidade de óxido de nitrogênio formada é reduzir a temperatura na combustão. Entretanto, a redução da temperatura na etapa de combustão cria problemas. Em determinadas condições de funcionamento, a quantidade de partículas de fuligem aumenta, o que, por este motivo, pode
20 resultar em um motor deixando de receber aprovação mediante a legislação vigente sobre emissões. Além disso, a eficiência térmica do motor de combustão interna pode diminuir quando a temperatura cai. Entretanto, os óxidos de nitrogênio formados durante a combustão podem ser reduzidos
25 e, em consequência, re-convertidos em nitrogênio através de pós-tratamento dos gases de escapamento em câmaras de reação catalítica localizadas no cano de descarga. Entretanto, a presença de câmaras de reação catalítica aumenta a contra-pressão do gás de exaustão. Uma contra-

pressão do gás de exaustão aumentada provoca uma queda na eficiência térmica do motor de combustão interna. Além disso, as demandas por descargas reduzidas de partículas de fuligem podem necessitar do uso das chamadas trapas
5 (armadilhas) de partículas, caso o motor de combustão interna, em determinados modos de operação, gere quantidades excessivas de partículas, de modo a cumprir com as exigências sobre emissão em vigor. As trapas de partículas também proporcionam o surgimento do aumento da
10 contra-pressão de exaustão e, em consequência, uma eficiência térmica reduzida para o motor de combustão interna.

Um problema enfrentado pelos fabricantes de motores de combustão interna, sobre os quais as exigências
15 estatutárias são impostas com relação aos níveis máximos permitidos de emissão de partículas de fuligem e compostos de óxido de nitrogênio, se baseia no fato de que os níveis exigidos de emissão permitidos estão sendo constantemente reduzidos. As exigências para níveis de emissão reduzidos
20 significam, primeiramente, que o motor não pode ser otimizado para um baixo consumo de combustível e, em segundo lugar, que o equipamento periférico de redução de emissão é solicitado, o que contribui para a eficiência térmica reduzida do motor de combustão interna.

25 Resumo da Invenção

O objetivo da presente invenção é de fornecer um método para controlar um motor de combustão interna, pelo qual a eficiência térmica do motor de combustão interna pode ser aumentada, ao mesmo tempo em que exigências

relativas às emissões de óxido de nitrogênio e partículas de fuligem continuam a ser mantidas.

Este objetivo é alcançado por meio de um método de acordo com a parte caracterizadora da reivindicação 1.

5 Em motores convencionais de combustão interna do tipo diesel, a injeção deve ser logo iniciada, de 10-15 graus de ângulo com a manivela, antes do ponto morto superior, de modo a garantir o suprimento de uma quantidade suficiente de combustível antes do ponto morto superior, 10 deste modo, aliviando os efeitos adversos que surgem da injeção para uma expansão e, em consequência, com resfriamento na câmara de combustão. Exemplos de tais efeitos adversos são a eficiência térmica reduzida e o aumento de fuligem. Em motores convencionais de combustão 15 interna do tipo diesel, além disso, a injeção continua até 15-20 graus de ângulo com a manivela, após o ponto morto superior. A combustão lenta faz com que uma grande quantidade de calor seja evacuada para o sistema de resfriamento do motor de combustão interna, resultando numa 20 redução da eficiência térmica do motor de combustão interna. Além disso, em combustão lenta, os gases quentes de exaustão são evacuados em maiores quantidades, deste modo, contribuindo também com a eficiência térmica reduzida. Uma redução significativa do tempo de injeção em 25 relação aos conhecidos motores a diesel de injeção direta garante que os problemas associados a um longo tempo de injeção são reduzidos e que, portanto, a eficiência térmica do motor aumenta. De acordo com a presente invenção, o combustível é injetado a partir do referido dispositivo de

injeção, com um tempo de injeção específico, inferior a 0,12 graus de ângulo com a manivela / (bar x m/s), quando a carga no motor de combustão interna é superior a 7 bar BMEP.

5 O tempo de injeção específico é uma medida, independente do tamanho do motor e da extensão do tempo de injeção. O tempo de injeção específico (φ_{espec}) é calculado com o auxílio de um tempo de injeção ($\varphi_{\text{injeção}}$) em graus de ângulo com a manivela, a pressão média efetiva (BMEP) em
10 bar e a velocidade média do pistão (V_p) em m/s, como segue:

$$\varphi_{\text{espec}} = \frac{\varphi_{\text{injeção}}}{BMEP \cdot V_p} \quad [\text{s} \cdot \text{m} / (\text{bar} \cdot \text{m} / \text{s})]$$

BMEP é definido como segue:

$$BMEP = \frac{T_{\text{freagem}} \cdot 4\pi}{V} \cdot 10^{-3} \quad [\text{bar}]$$

onde T_{freagem} constitui o torque de freio medido no
15 virabrequim em Nm, e V constitui a capacidade cúbica em m³. Assim, BMEP é um valor médio, independente do tamanho do motor, do torque liberado do virabrequim durante um ciclo completo, inclusive da fase de indução, fase de compressão, fase de expansão e fase de saída.

20 A extensão do tempo de injeção é definida como a distância em graus de ângulo com a manivela, entre 50% da suspensão da agulha em relação a um flanco de abertura e fechamento. Na figura 1, é apresentado um gráfico em representação diagramática, cujo gráfico mostra a suspensão
25 da agulha como uma função do ângulo da manivela. Ambos, o flanco descrevendo a abertura da válvula de injeção "O" e o flanco descrevendo o fechamento da válvula de injeção "C" são relativamente acentuados. Normalmente existe um pequeno

sobre-impulso "Os" na fase de abertura, dependendo das propriedades elásticas da válvula de injeção. Antes do início da abertura, podem ocorrer alguns pequenos desvios "B", a partir da posição zero. Além disso, o fenômeno do

5 retrocesso "R" pode resultar no momento do fechamento da válvula de injeção ser indefinido. Para que possam ser eliminadas as dificuldades na determinação do tempo de injeção, este é definido, de acordo com o indicado acima, como sendo a distância "D" de graus de ângulo com a

10 manivela, entre 50% da suspensão da agulha em relação ao flanco de abertura "O" e o flanco de fechamento "C".

A invenção utiliza um curto tempo de injeção específico, sob cargas relativamente elevadas e r.p.m. O valor limite para o tempo de injeção específico de 0,12

15 graus de ângulo com a manivela / (bar x m/s) é escolhido de modo a que o tempo de injeção medido em graus de ângulo com a manivela seja inferior a 18 graus de ângulo com a manivela com 22 bar de BMEP e uma velocidade média do pistão de 7,5 m/s. A pressão de 22 bar de BMEP corresponde

20 aproximadamente a uma carga total para um moderno motor a diesel para veículos de carga pesada.

Nas figuras 2a-2d são apresentadas medições do tempo de injeção para um número de cenários de operação.

No curso do desenvolvimento da presente invenção,

25 os estudos demonstraram que um efeito especialmente favorável sobre a eficiência térmica do motor de combustão interna é obtido com uma BMEP mais elevada. Nas modalidades preferidas da presente invenção, o critério indicado é um pouco modificado, para que o tempo de injeção específico

seja inferior a 0,095 graus de ângulo com a manivela / (bar x m/s) e 0,09 graus de ângulo com a manivela / (bar x m/s) a uma carga do motor superior a 12 bar de BMEP e, especialmente, a uma carga superior a 18 bar de BMEP. O
5 tempo específico de injeção, como uma função da carga no motor de combustão interna para um conjunto de velocidades médias do pistão, está apresentado na Figura 3.

De acordo com uma modalidade da presente invenção, o suprimento de combustível tem início na faixa
10 de 10 graus de ângulo com a manivela, antes do ponto morto superior e 1 grau do ângulo com a manivela, após o ponto morto superior. Os cálculos registrados na figura 4 demonstram que a eficiência térmica é acentuadamente dependente do ponto de partida para a injeção.
15 Preferencialmente, a injeção ocorre na faixa entre 8 graus de ângulo com a manivela, antes do ponto morto superior e após o ponto morto superior. Ao se proporcionar um ponto de partida do tempo de injeção de acordo com o acima proposto, uma redução nas perdas parasíticas devido à troca de calor
20 e ao atrito é garantida. A duração da injeção também exerce um grande efeito sobre o consumo de combustível.

De acordo com uma modalidade da presente invenção, as ditas câmaras de combustão são providas com válvulas de troca de gás, de modo a produzir uma mínima
25 eficiência volumétrica de gás, inferior a 85%. Válvulas de troca de gás significam válvulas de admissão e válvulas de exaustão. O controle é exercido por meio da troca dos tempos de abertura e fechamento das válvulas de troca de gás, em relação ao respectivo tempo de abertura e

fechamento, normalmente disposto para o motor de combustão interna, cujo tempo de abertura e fechamento é disposto para proporcionar ao motor de combustão interna, o máximo possível de eficiência volumétrica de gás. Um motor no qual
5 as válvulas de admissão são controladas de modo a proporcionar uma mais baixa eficiência volumétrica de gás é normalmente referenciado como um motor Miller. O conceito de motor Miller foi introduzido na Patente U.S. No. 2.670.595.

10 De acordo com outra modalidade da presente invenção, a eficiência volumétrica de gás varia na dependência da carga no motor de combustão interna e da velocidade média do pistão do motor de combustão interna. A eficiência volumétrica de gás é permitida variar entre 45 e
15 85%, de acordo com o que está evidente a partir da Figura 5. De acordo com uma variação desta modalidade, as válvulas de admissão são fechadas antecipadamente de modo a proporcionar uma baixa eficiência volumétrica de gás. Em um motor de padrão moderno, o fechamento de uma válvula de
20 admissão ocorre na folga zero da válvula, até 56 graus de ângulo com a manivela após o ponto morto inferior. O efeito disto é que a eficiência volumétrica de gás normalmente totaliza pelo menos 90%. De acordo com a invenção, onde é usado um perfil de came fixo, o tempo de fechamento da
25 válvula de admissão (folga zero da válvula) é reduzido para 30 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, sob alta carga e alta r.p.m. Também é possível utilizar válvulas de admissão controladas eletro-mecanicamente e ou válvulas de exaustão controladas eletro-

mecanicamente. Os processo de abertura e fechamento, respectivamente, normalmente prossegue mais rapidamente com controle de válvula eletro-mecânico, do que no caso de ser utilizado um eixo de came convencional. Isto significa que os tempos de abertura e fechamento devem ser trocados com relação ao uso de uma válvula acionada por eixo de came. Os tempos de abertura e fechamento de válvulas controladas eletro-mecanicamente são estabelecidos, neste caso, de modo a obter a desejada densidade de carga ou eficiência volumétrica de gás na câmara do cilindro.

É conhecido como eficiência volumétrica de gás, a proporção entre a quantidade fornecida de gás e a capacidade cúbica da câmara de combustão. Caso seja utilizada a recirculação do gás, (EGR), a quantidade fornecida de gás compreende a soma da quantidade de gás fornecida e a quantidade de ar fornecido. Caso não seja utilizado a EGR, a quantidade de gás fornecida compreende simplesmente o ar fornecido.

Em um motor de combustão interna equipado com uma ou mais unidades turbo, o motor de combustão interna pode ser controlado de modo a priorizar a eficácia do processo de combustão nos cilindros ou priorizar o processo de turbina a gás para a unidade turbo, através da otimização da eficiência volumétrica de gás do motor ou da otimização entre o processo de combustão e o processo de turbina a gás, respectivamente. A eficácia do processo de combustão nos cilindros é aperfeiçoada através da otimização da quantidade de gás (o que afeta as perdas parasíticas na forma de atrito, transferência de calor e atividade de

troca de gás) que é fornecida para o processo de combustão. A quantidade de gás é controlada através da eficiência volumétrica de gás (na modalidade ilustrativa, pela variação do ponto de fechamento para a válvula de admissão). O processo de turbina de gás também é promovido pelo controle do fluxo de gás através do motor. A escolha da ótima da eficiência volumétrica de gás para um determinado ponto de operação é aquela em que o processo de turbina a gás e o processo de combustão operam simultaneamente com alta eficiência de processo. A escolha da eficiência ótima volumétrica de gás, depende acentuadamente da eficiência do processo de turbina de gás. Quanto maior a eficiência de processo para o processo de turbina de gás, menor será a eficiência ótima volumétrica de gás para um determinado ponto de operação. Com um processo de turbina a gás muito eficaz (uma eficiência gráfica do turbo de pelo menos 70% em um sistema de dois estágios série, com resfriamento intermediário e pós-resfriamento), a eficiência ótima volumétrica de gás é mostrada como sendo inferior a 70% para os pontos de operação que são importantes para um motor a diesel de carga pesada.

As figuras 6 e 7 mostram claramente que o fluxo de gás através do motor é importante para a eficiência térmica. Ao se variar a eficiência volumétrica de gás entre os pontos de operação, é possível controlar o excesso de ar. Para um motor de combustão interna tendo uma designada disposição de turbo, é o caso em que, para uma dada eficiência para uma unidade de turbo, existe, para uma dada

proporção desejada de ar-combustível, uma eficiência volumétrica de gás, a qual otimiza o motor em termos de eficiência térmica. Na figura 6, a eficiência térmica é demonstrada como uma função do fator de excesso de ar (λ) para um sistema de turbo compreendendo um primeiro turbo de baixa pressão e um segundo turbo de alta pressão, colocados a jusante do dito turbo de baixa pressão, em que o turbo de alta pressão e o turbo de baixa pressão que formam o sistema de turbo, têm um total de 50% de eficiência. O fator de excesso de ar é definido de modo que $\lambda = 1$, quando todo o oxigênio suprido é consumido na combustão. Se, por exemplo, $\lambda = 1,2$, então, 20% do oxigênio suprido é deixado de ser consumido, mesmo após a combustão.

Pode ser observado através da figura que a eficiência volumétrica de gás não é significativa para a eficiência térmica, para um fator λ de excesso de ar inferior a 1,8. Para um fator λ de excesso de ar superior a 1,8, é o caso em que uma eficiência volumétrica de gás mais baixa produz uma eficiência térmica mais baixa para um determinado valor do fator de excesso de ar λ .

Na figura 7, a eficiência térmica é demonstrada como uma função do fator λ de excesso de ar para um sistema de turbo compreendendo um primeiro turbo de baixa pressão e um segundo turbo de alta pressão, colocados a jusante do dito turbo de baixa pressão, em que o turbo de alta pressão e o turbo de baixa pressão que formam o sistema de turbo, têm um total de 70% de eficiência.

A partir desta figura é evidente que uma eficiência volumétrica de gás mais baixa produz uma

eficiência térmica mais alta para um determinado valor do
 fator λ de excesso de ar. Isto significa que quando a
 eficiência gráfica do turbo, por estágio do turbo, é
 suficientemente elevada, isto é, de acordo com uma primeira
 5 modalidade, a eficiência gráfica do turbo é superior a 60%,
 de acordo com uma segunda modalidade preferida, a
 eficiência gráfica do turbo é superior a 65% e, de acordo
 com uma terceira modalidade ainda mais preferida, a
 eficiência gráfica do turbo é superior a 70%, então a
 10 eficiência térmica aumenta com a eficiência volumétrica de
 gás reduzida. Também pode ser observado, que a eficiência
 térmica é relativamente constante para um fator de excesso
 de ar normal λ , na faixa de $1,7 < \lambda < 2,1$, quando a
 eficiência volumétrica de gás é baixa. Por outro lado, a
 15 eficiência térmica diminui drasticamente com a eficiência
 volumétrica de gás aumentada. Preferencialmente, é
 garantido que a eficiência volumétrica é inferior a 70%,
 preferencialmente inferior a 60%, a uma velocidade média do
 pistão de 6,25 m/s e a uma carga do motor totalizando 26
 20 bar BMEP.

As Figuras 8-10 demonstram que a eficiência
 térmica expressa como BSFC (Sigla em Inglês de Break
 Specific Fuel Consumption - Interrupção do Consumo
 Específico de Combustível) como sendo uma função do tempo
 25 de fechamento da válvula de indução. Os estudos se referem
 a um motor de combustão interna dotado de um sistema de
 supercarga de dois estágios. A válvula de indução é
 controlada por um eixo de came com perfil de came fixo. No
 caso de ser utilizada uma válvula de indução controlada

eletro-mecanicamente, os tempos da válvula, devido ao fato de que tais válvulas possuem processos mais rápidos de abertura e fechamento, deverão ser modificados, de modo a obter a desejada eficiência volumétrica de gás, do fluxo de gás através dos cilindros.

Nas figuras 8-10 pode ser observado que a BSFC aumenta acentuadamente para os tempos de fechamento da válvula de indução inferiores a 500 graus de ângulo com a manivela. Isto depende da redução da eficiência volumétrica de gás que aumenta rapidamente nessa região.

A figura 8 representa a eficiência térmica expressa como BSFC (Interrupção do Consumo Específico de Combustível), como sendo uma função do tempo de fechamento da válvula de indução para um motor dotado de um sistema de supercarga convencional de dois estágios, com a eficiência convencional no total de cerca de 56%, para um par de dispositivos compressor/turbina. O motor é projetado para combustão rápida, de acordo com a presente invenção. Neste caso, pode ser observado que a eficiência térmica não é afetada significativamente pelo uso de baixa eficiência volumétrica de gás.

A figura 9 representa a eficiência térmica expressa como uma função do tempo de fechamento da válvula de indução para um motor dotado de um sistema aperfeiçoado de supercarga de dois estágios, com a eficiência aumentada no total de cerca de 65%, para um par dispositivos de compressor/turbina. O motor é projetado para combustão rápida, de acordo com a presente invenção. Neste caso, pode ser observado que a eficiência térmica se eleva para

alcançar um ponto ótimo, em um tempo de fechamento da válvula de admissão, de cerca de 515 graus de ângulo com a manivela, isto é, 25 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, para um fator de excesso de ar $\lambda =$
 5 1,9 (linha contínua); um ponto ótimo em um tempo de fechamento da válvula de admissão de cerca de 525 graus de ângulo com a manivela, isto é, 15 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, para um fator de excesso de ar $\lambda = 2,1$ (linha tracejada); e um ponto ótimo
 10 em um tempo de fechamento da válvula de admissão de cerca de 535 graus de ângulo com a manivela, isto é, 5 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, para um fator de excesso de ar $\lambda = 2,3$ (linha pontilhada). O ponto ótimo se torna menos claro quando a válvula de fator
 15 λ de excesso de ar se eleva.

A figura 10 representa a eficiência térmica expressa como BSFC (Interrupção do Consumo Específico de Combustível), como sendo uma função do tempo de fechamento da válvula de indução para um motor dotado de um sistema
 20 convencional de supercarga de dois estágios, com a eficiência aumentada no total de cerca de 70%, para um par de dispositivos de compressor/turbina. O motor é projetado para combustão rápida, de acordo com a presente invenção. Neste caso, pode ser observado que a eficiência térmica se
 25 eleva, isto é, que a BSFC cai, para alcançar um ponto ótimo em um tempo de fechamento da válvula de admissão de cerca de 505 graus de ângulo com a manivela, isto é, 35 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, para um fator de excesso de ar $\lambda = 1,9$ (linha contínua); um

ponto ótimo em um tempo de fechamento da válvula de
 admissão de cerca de 515 graus de ângulo com a manivela,
 isto é, 25 graus de ângulo com a manivela antes do ponto
 morto inferior, para um fator de excesso de ar $\lambda = 2,1$
 5 (linha tracejada); e um ponto ótimo em um tempo de
 fechamento da válvula de admissão de cerca de 525 graus de
 ângulo com a manivela, isto é, 15 graus de ângulo com a
 manivela antes do ponto morto inferior, para um fator de
 excesso de ar $\lambda = 2,3$ (linha pontilhada). Neste caso, o
 10 benefício de um fechamento antecipado da válvula de
 admissão aparece ainda mais claro do que quando é utilizada
 uma disposição de turbo com 65% de eficiência por estágio.
 Além disso, a curva para o fator de excesso de ar $\lambda = 2,3$
 continua a exibir de forma clara um ponto ótimo para o
 15 fechamento antecipado da válvula de admissão.

Em projetos de motor anteriormente conhecidos, o
 conceito de Miller foi descartado, uma vez que poderia não
 contribuir significativamente com o aumento de eficiência
 térmica para o motor. Esta modalidade preferida da presente
 20 invenção faz uso do surpreendente fato de que, no uso de
 motores de combustão interna com combustão rápida, isto é,
 um tempo de injeção específico inferior a 0,12 graus de
 ângulo com a manivela / (bar x m/s), junto com uma
 disposição de turbo de dois estágios, em que cada estágio
 25 compreende um par de dispositivos turbina/compressor com
 uma eficiência mecânica superior a 60%, preferencialmente
 superior a 65% e, especialmente mais preferível, ainda
 totalizando pelo menos 70%, o aumento de eficiência térmica
 é alcançado pela garantia de que o motor de combustão

interna pode operar dentro de uma faixa de operação com uma eficiência volumétrica de gás relativamente baixa e, em que, ao mesmo tempo, a eficiência térmica é elevada.

De acordo com uma modalidade da presente invenção, as válvulas de troca de gás providas para a referida câmara de combustão são controladas para produzir uma eficiência volumétrica de gás, a qual pode variar entre 45% e 85%, dependendo do estado de operação do motor. De acordo com uma modalidade da invenção, as válvulas de troca de gás são utilizadas e o processo de abertura e/ou fechamento das mesmas é ajustável.

De acordo com esta modalidade da presente invenção, a quantidade correta de ar é garantida ao motor de combustão interna em virtude da variação no tempo de fechamento para as válvulas de admissão da câmara de combustão, dependendo do estado de operação do motor de combustão interna. De acordo com uma alternativa desta modalidade, as válvulas de troca de gás são controladas de modo a produzir, pelo menos, uma primeira faixa de operação para o motor de combustão interna, a uma velocidade média do pistão superior a 6 m/s e a uma carga de motor superior a 15 bar BMEP, em que a eficiência volumétrica de gás dentro da referida primeira faixa é inferior a 70%. A variação da eficiência volumétrica de gás pode ser alcançada através do suprimento de válvulas controladas eletronicamente, de válvulas controladas mecanicamente com perfil de came variável ou por qualquer outro meio conhecido por um especialista versado na técnica, variando

os tempos de fechamento para as válvulas de um motor de combustão interna.

Nos exemplos abaixo, os tempos de fechamento adequados para a válvula de admissão são mostrados quando um eixo de came com perfil de came fixo é utilizado. Os exemplos demonstram como a eficiência volumétrica de gás deve ser selecionada de modo a se obter uma boa eficiência térmica.

De acordo com uma primeira modalidade ilustrativa, o fechamento da válvula de admissão é antecipado da faixa de 30 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, para 20 graus de ângulo com a manivela após o ponto morto inferior, para uma disposição de turbo com 65% de eficiência por estágio.

Em resumo, se demonstra que a válvula de admissão deve ser preferencialmente fechada com cerca de 10 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, isto é, cerca de 20-0 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, para um fator λ de excesso de ar entre 2,1 e 2,3 e com cerca de 20 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, isto é, cerca de 30-10 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, para um fator λ de excesso de ar no total de 1,9, para uma disposição de turbo com 65% de eficiência por estágio.

Quando ocorre uma disposição de turbo com 70% de eficiência por unidade de turbo, será o caso em que a válvula de admissão deve ser preferencialmente fechada com cerca de 20 graus de ângulo com a manivela antes do ponto

morto inferior, isto é, cerca de 30-10 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, para um fator λ de excesso de ar entre 2,1 e 2,3 e com cerca de 30 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior, isto é, cerca de 40-20 graus de ângulo com a manivela antes do ponto morto inferior.

Nas modalidades ilustrativas acima da presente invenção, o fechamento antecipado da válvula de admissão resulta na queda da eficiência volumétrica de gás abaixo de 85%. Em determinados cenários de operação, a eficiência volumétrica de gás será tão baixa quanto 48% no ponto ótimo para a eficiência térmica do motor de combustão interna.

Também foi demonstrado que a formação de "Nox" declina se o fechamento da válvula de admissão for antecipado, de acordo com o acima exposto. Nas figuras 8-10, a formação de "NOx" é demonstrada como uma função do tempo de fechamento para a válvula de admissão. Isto também contribui para o aumento de eficiência térmica, uma vez que é exigido menor pós-tratamento de exaustão, o que, por si só, coloca carga no motor de combustão interna.

De acordo com uma modalidade, o suprimento de ar e combustível para a dita câmara de combustão é ajustado para produzir um fator λ de excesso de ar superior a 1,9. Ao utilizar um excesso de ar superior ao normal, a eficiência térmica do motor de combustão interna aumenta, ao mesmo tempo em que a fuligem diminui com a formação de "NOx" sendo mantida.

De acordo com as variantes preferidas da presente invenção, a eficiência volumétrica de gás reduzida é

alcançada por meio do fechamento das válvulas de admissão antes do ponto morto inferior. Nestes casos, a eficiência volumétrica de gás é reduzida mediante a expansão do ar presente na câmara de combustão, na medida em que o pistão se move da posição de pistão no momento do fechamento da 5 válvula de admissão e do ponto morto inferior. Esta expansão faz com que o ar na câmara de combustão seja um pouco resfriado. Por sua vez, o ar resfriado ajuda a reduzir a quantidade de NOx formado na combustão. Além 10 disso, a carga térmica no sistema de resfriamento do motor de combustão interna diminui, o que contribui para perdas menores de resfriamento e, em consequência, o aumento de eficiência térmica para o motor.

De acordo com uma modalidade da presente 15 invenção, é utilizado um came fixo, o qual produz baixa eficiência volumétrica de gás. O came fixo significa um dispositivo de abertura e fechamento mecanicamente controlado, no qual o tempo de abertura e o tempo de fechamento não podem variar. De acordo com uma alternativa 20 da modalidade, a eficiência volumétrica de gás desejada é alcançada através do fechamento da válvula de admissão antes do ponto morto inferior. Este motor é adequado para instalações fixas, nas quais o motor deve ser acionado com boa eficiência no ponto de operação.

25 A variação do tempo de fechamento para a válvula de indução é preferencialmente realizada de modo a que o tempo de fechamento seja antecipado com aumento de carga e velocidade do motor. Um exemplo de como a variação no tempo de fechamento pode ser realizada é demonstrado na Figura

11. Nessa modalidade ilustrativa, o fechamento o mais cedo possível em todos os pontos de operação é empregado a uma velocidade do motor de 1500 r.p.m. O ponto de fechamento é ajustado em 520 graus de ângulo com a manivela.

5 Convencionalmente, o ponto de fechamento é ajustado em 596 graus de ângulo com a manivela. A uma velocidade de motor de 1250 r.p.m., o ponto de fechamento de 520 graus de ângulo com a manivela é utilizado na carga total e na carga parcial, correspondendo a 75% da carga total. Para carga

10 parcial correspondendo a 50% da carga total, é utilizado o ponto de fechamento de 550 graus de ângulo com a manivela e para carga parcial correspondendo a 25% da carga total, é utilizado o ponto de fechamento de 596 graus de ângulo com a manivela. A uma velocidade do motor de 1000 r.p.m., é

15 utilizado o ponto de fechamento de 540 graus de ângulo com a manivela na carga total. Para uma carga parcial correspondendo a 75% da carga total, é utilizado o ponto de fechamento de 550 graus de ângulo com a manivela. Para cargas parciais correspondendo a 50% e 25% da carga total,

20 é utilizado o ponto de fechamento de 596 graus de ângulo com a manivela. De acordo com a presente modalidade, a variação do tempo de fechamento é utilizada para garantir que a câmara de combustão do motor de combustão interna seja proporcionada para corrigir a quantidade de ar, sob

25 condições de operação variáveis. Por conseguinte, o sistema de supercarga pode ser controlado mais livremente, de modo a garantir que o sistema de supercarga trabalhe mediante condições de funcionamento que permitam uma boa eficiência para o sistema de supercarga. O fato da válvula de admissão

permanecer aberta por um maior tempo sob carga baixa e sob baixa velocidade do motor, significa que o motor de combustão interna adquire uma excelente resposta transitória dentro desta faixa de trabalho. Na presente aplicação, o ponto de fechamento é dimensionado de modo que o ponto morto superior, correlacionado com a abertura da válvula de admissão na fase de indução em um motor de combustão interna de quatro tempos, permaneça em 360° . O ponto morto inferior seguinte permanece em 540° .

De acordo com o acima exposto, o motor de combustão interna é preferencialmente supercarregado através de um sistema turbo, o qual compreende um turbo de baixa pressão e um turbo de alta pressão com resfriamento intermediário. De acordo com uma primeira alternativa da sexta modalidade, o turbo de alta pressão e o turbo de baixa pressão nesse sistema turbo têm uma eficiência gráfica de turbo (η_{turbo}), superior a 60%. Para a eficiência gráfica do turbo (η_{turbo}),

$\eta_{turbo} = \eta_{compressor} \cdot \eta_{turbina} \cdot \eta_{mecânico}$, onde $\eta_{compressor}$ é a eficiência do estágio do compressor, $\eta_{turbina}$ é a eficiência da turbina e $\eta_{mecânico}$ é a eficiência da transmissão de energia entre a turbina e o compressor. As respectivas eficiências para os estágios do compressor e turbina são traçadas a partir dos gráficos produzidos pelo teste, calculando alternativamente com um fluxo não-pulsante sobre o componente. A eficiência gráfica do turbo significa a eficiência obtida pela multiplicação conjunta dos valores de eficiência para o estágio da turbina e estágio do compressor, traçadas a partir desses gráficos para os pontos de funcionamento sob

o qual o dispositivo é acionado e multiplicando o resultado pela eficiência mecânica relevante.

Em uma segunda alternativa, a eficiência gráfica do turbo é superior a 65%. Em uma terceira alternativa, a eficiência gráfica do turbo é superior a 70%. Um sistema turbo tendo uma eficiência gráfica do turbo de cerca de 70% é descrito correlacionado às Figuras 12-15. Este sistema turbo compreende um turbo de baixa pressão e um turbo de alta pressão, com resfriamento intermediário. Os cálculos demonstraram que a combustão rápida, junto com o tempo de fechamento variável da válvula de admissão, resulta na eficiência térmica para o motor de combustão interna sendo aumentada em 0,15 ponto percentual, para um aumento de ponto percentual na eficiência gráfica do turbo. Quando um motor controlado de maneira convencional é utilizado, a eficiência térmica é aumentada em apenas 0,05 ponto percentual para o aumento de um ponto percentual na eficiência gráfica do turbo. Essa baixa contribuição para a melhoria da eficiência térmica tem significado historicamente que a eficiência para a parte do compressor nas turbinas de estágio único, foi melhorada em apenas alguns pontos percentuais durante os últimos 25 anos. Em compressores turbo conhecidos para caminhões, comercialmente disponíveis, a eficiência foi melhorada em 1977 de cerca de 77% de eficiência para cerca de 79% de eficiência no ano 2000. Melhorias de eficiência adicionais bastante simples não compensam a fabricação. Na nova unidade turbo descrita correlacionada com as Figuras 12-15,

o compressor de baixa pressão e o compressor de alta pressão apresentam uma eficiência de cerca de 83%.

De maneira a aumentar ainda mais a eficiência térmica, o duto de exaustão, a carcaça da turbina e o sistema de tubulação de exaustão, isto é, todas as partes que são manifestamente aquecidas pelos gases de exaustão são dotadas de revestimento isolante de calor. Isto leva à diminuição da transferência de calor para o duto de exaustão, permitindo que uma grande parte da energia seja recuperada no sistema de supercarga.

Com vistas a aumentar ainda mais a eficiência térmica, o suprimento de ar e combustível para a referida câmara de combustão pode ser ajustado para permitir uma pressão máxima de cilindro durante a combustão, superior a 8*BMEP bar. Em uma modalidade preferida, o suprimento de ar e combustível para a referida câmara de combustão é ajustado para permitir uma pressão de cilindro máxima durante a combustão, superior a 9*BMEP bar e em outra alternativa, o suprimento de ar e combustível para a referida câmara de combustão é ajustado para permitir uma pressão máxima de cilindro durante a combustão, superior a 10*BMEP bar.

A invenção pode variar através de combinações das várias modalidades e alternativas.

A invenção também se refere a um motor de combustão interna, em que os princípios expostos acima são utilizados. A presente invenção é evidenciada em um motor de combustão interna de acordo com a parte que caracteriza a reivindicação 23.

As modalidades da presente invenção estão evidenciadas nas reivindicações 24-44.

Descrição dos Desenhos

Uma modalidade da presente invenção será descrita
5 abaixo com relação às figuras de desenhos anexadas, nas
quais:

A Figura 1 mostra em representação diagramática um gráfico que exhibe a suspensão da agulha em um injetor, como uma função de graus de ângulo com a manivela.

10 As Figuras 2a-2d mostram as medidas da suspensão da agulha como uma função dos graus de ângulo com a manivela para um número de cenários de operação.

A Figura 3 mostra o tempo de injeção específico como uma função de BMEP do motor de combustão interna, para
15 um conjunto de velocidades médias do pistão.

A Figura 4 mostra a dependência da eficiência térmica no ponto de partida e duração da injeção.

A Figura 5 mostra a ótima eficiência volumétrica de gás como uma função de carga do motor.

20 A Figura 6 mostra a eficiência térmica como uma função do fator λ de excesso de ar para uma unidade turbo tendo uma eficiência gráfica de turbo no total de 50%, por estágio.

A Figura 7 mostra a eficiência térmica como uma
25 função do fator λ de excesso de ar para uma unidade turbo tendo uma eficiência gráfica de turbo no total de 70%, por estágio.

A Figura 8 mostra a eficiência térmica expressa como uma função do tempo de fechamento da válvula de

indução, para um motor tendo um sistema convencional de supercarga de dois estágios.

A Figura 9 mostra a eficiência térmica como uma função do tempo de fechamento da válvula de indução para um motor dotado de um sistema convencional de supercarga de dois estágios, tendo eficiência gráfica de turbo aumentada, no total de cerca 65%.

A Figura 10 mostra a eficiência térmica como uma função do tempo de fechamento da válvula de indução para um motor dotado de um sistema convencional de supercarga de dois estágios, tendo eficiência gráfica de turbo aumentada, no total de cerca 70%.

A Figura 11 mostra um exemplo de como pode ser realizada a variação do tempo de fechamento para a válvula de admissão.

A Figura 12 mostra em representação diagramática, um motor de combustão interna tendo um sistema de turbo-carga de dois estágios.

A Figura 13 é representa uma seção longitudinal dos dois estágios turbo-carga, que formam o sistema de turbo-carga.

A Figura 14 representa em vista plana parcialmente seccionada um rotor de compressor usada no sistema de turbo-carga.

A Figura 15 apresenta em vista plana, o rotor da turbina, da turbina de alta-pressão.

A Figura 16 mostra em representação diagramática um motor de combustão interna controlado para obter uma satisfatória eficiência térmica.

Descrição das Modalidades

A Figura 16 representa de maneira diagramática um motor de combustão interna controlado para obter uma satisfatória eficiência térmica. O motor de combustão interna (51) é do tipo de motor a pistão e compreende um conjunto de câmaras de combustão, cada uma formada por um cilindro (52), um pistão disposto em movimentação (53) em cada cilindro, cujo pistão é conectado a um virabrequim (54) por meio de uma biela (55). A câmara de combustão é provida com um dispositivo de injeção (56), designado para injetar combustível diretamente na dita câmara de combustão. O dispositivo de injeção é designado para produzir um tempo de injeção específico inferior a 0,12 graus de ângulo com a manivela / (bar x m/s) dentro de uma faixa de operação para o motor de combustão interna, a uma velocidade média do pistão superior a 6 m/s, sob uma carga do motor superior a 6 bar BMEP.

Para tal fim, o dispositivo de injeção compreende um bico de injeção que permite um tempo de injeção específico inferior a 0,12 graus de ângulo com a manivela/ (bar x m/s). Para um motor de combustão interna com uma capacidade cúbica de 2 litros/cilindro, um pulverizador com uma área de bocal aumentada em relação aos pulverizadores convencionais, é preferencialmente utilizado. Além disso, é desejável ajustar o equipamento de injeção, de modo que a velocidade de injeção medida em metros/segundos permaneça aproximadamente a mesma que para os injetores convencionais. O coeficiente de fluxo para o pulverizador é superior a 2/5 litros/minuto para um motor com uma

capacidade cúbica no total de 2 litros/cilindro. Para a configuração dos dispositivos de injeção que permitem um tempo de injeção rápido, faz-se referência às Patentes U.S. No. 5.302.745 e U.S. No. 6.349.706, cujas descrições são
5 incorporadas no presente documento. A configuração do came injetor e do bico de pulverização para a obtenção de um desejado tempo de injeção específico é conhecida dos especialistas versados na técnica.

Cada câmara de cilindro (52) é provida com pelo
10 menos uma válvula de indução (57) e válvula de descarga (58). As válvulas são preferencialmente dispostas de modo que as mesmas permitam que o motor de combustão interna funcione mediante baixa eficiência volumétrica de gás, conforme exposto acima. Para tal fim, a válvula de indução
15 e/ou válvula de descarga pode ser dotada de cames fixos que permitem uma ótima baixa eficiência volumétrica de gás, em estado de operação constante. Isto é possível quando o motor é usado em uma instalação com carga constante. Quando o motor é para ser usado em uma instalação com carga
20 variável, os atuadores de válvula (59, 60), são preferencialmente usados, os quais são permitidos de abertura e fechamento ajustáveis da válvula de indução e/ou válvula de descarga. A abertura e fechamento ajustáveis das válvulas de troca de gás são antecipadamente conhecidos em
25 si. Os exemplos de dispositivos para obtenção de abertura e/ou fechamento variável das válvulas são apresentados nas Patentes U.S. Nos. 6.257.190, 6.053.134, 5.537.961 e 5.103.779, cujas descrições são incorporadas no presente documento.

Para o ajuste do ponto de abertura e/ou fechamento da válvula de indução (57) e da válvula de descarga (58), respectivamente, é fornecida uma unidade de controle (61). A unidade de controle (61) se comunica com o
5 respectivo atuador da válvula (59, 60), para o ajuste do tempo de abertura e fechamento. A unidade de controle compreende uma primeira representação, na qual a eficiência volumétrica de gás desejada é indicada como uma função da carga do motor e da velocidade média do pistão. A
10 representação pode ser configurada na forma matriz e representa um gráfico semelhante ao apresentado na Figura 5. Os valores de medição que estão armazenados na matriz são baseados nas medidas da bancada de teste, em que a ótima eficiência volumétrica de gás para obter a eficiência
15 térmica máxima, satisfaz as exigências vigentes com relação à emissão. A matriz é armazenada como uma base de dados (62), na qual uma desejada eficiência volumétrica de gás " η " é dada através da entrada de dados na forma de velocidade do motor " n " e carga do motor, por exemplo,
20 expressa em BMEP. A informação sobre velocidade do motor é obtida através de um modo conhecido, por exemplo, através de uma captação indutiva, que detecta a passagem dos dentes da roda de engrenagem montada no virabrequim. A informação sobre a carga do motor pode ser obtida, por exemplo, a
25 partir dos dados relativos à quantidade de combustível injetada ou por medição direta a partir dos transmissores de torque. Existe também a informação relativa ao fator λ de excesso de ar desejado ou, se apropriado, o equivalente fator de excesso de ar desejado, onde o motor de combustão

interna é equipado com recirculação de gás de exaustão. O fator de excesso de ar equivalente significa a proporção entre uma massa de ar específica e os gases de exaustão recirculados no cilindro e a massa de ar que permite a
5 combustão estequiométrica. Essa informação é armazenada como uma representação (13) relativa ao excesso de ar desejado como uma função de carga e velocidade do motor. A partir da informação sobre a eficiência volumétrica de gás desejada ou onde EGR é usado, são geradas informações sobre
10 o equivalente fator de excesso de ar desejado, os tempos de abertura e tempos de fechamento das válvulas de troca de gás (59, 60), em uma terceira representação (64). De acordo com uma modalidade da presente invenção, as representações (62-64) podem ser simplesmente expressas em uma única
15 representação, na qual o tempo de fechamento da válvula de indução é indicado como uma função da carga do motor e da velocidade do motor. Um exemplo desta representação pode ser encontrado na Figura 11.

De acordo com uma modalidade da invenção, é usado
20 um sistema de supercarga, o qual será descrito abaixo em maiores detalhes. O sistema de supercarga é idealizado, em primeiro lugar, para motores a diesel com uma capacidade cúbica entre cerca de 6 e 20 litros, preferencialmente para uso em veículos de carga pesada tais como, caminhões,
25 ônibus e máquinas para construção. O sistema de supercarga é caracterizado pelo fato de oferecer uma supercarga consideravelmente mais eficaz do que os atuais sistemas. A supercarga é realizada em dois estágios, com dois compressores tipo radial conectados em série, com

resfriamento intermediário. O primeiro estágio do compressor, designado como compressor de baixa pressão, é acionado por uma turbina de baixa pressão, do tipo axial. O segundo estágio do compressor, o compressor de alta
5 pressão, é acionado por uma turbina de alta pressão, do tipo radial.

A Figura 12 mostra um bloco de motor (10) tendo seis cilindros de motor (11), o qual se comunica de modo convencional com um manifold de admissão (12) e dois
10 manifolds de exaustão separados (13, 14). Cada um desses dois manifolds de exaustão recebe gases de exaustão de três dos seis cilindros do motor. Os gases de exaustão são levados através de tubos separados (15, 16), até uma turbina (17) em uma unidade turbo de alta pressão (18), a
15 qual compreende um compressor (19) montado em um eixo comum com a turbina (17).

Os gases de exaustão são levados adiante através de um tubo (20) para uma turbina (21) em uma unidade turbo de baixa pressão (22), a qual compreende um compressor (23)
20 montado em um eixo comum com uma turbina (21). Os gases de exaustão são finalmente levados adiante, através de um tubo (24), para o sistema de descarga do motor, o qual compreende unidades para o pós-tratamento dos gases de exaustão.

25 O ar de entrada filtrado é admitido no motor através do tubo (25) e levado para o compressor (23) da unidade turbo de baixa pressão (22). Um tubo (26) leva o ar de admissão adiante, através de um primeiro resfriador com carga de ar (27) para o compressor (19) da unidade turbo de

alta pressão (18). Após está supercarga de dois estágios com resfriamento intermediário, o ar de admissão é levado adiante, através de um tudo (28), para um segundo resfriador com carga de ar (29), onde o ar de admissão
5 alcança o manifold de admissão (12), através do tubo (30).

De acordo com a presente invenção, o sistema de turbo-carga é apresentado em maiores detalhes na Figura 13, a qual ilustra as entradas em espiral duplas (15, 16) para a turbina de alta pressão (17), cada uma delas abastecendo
10 a metade da turbina com fluxo de gás através dos trilhos-guia de entrada (17a). A turbina de alta pressão (17) é do tipo radial e está conectada à turbina de baixa pressão (21) pelo curto duto intermediário (20), o qual é utilizável, uma vez que a turbina de baixa pressão é do
15 tipo axial. Esta passagem de fluxo curto minimiza as perdas de pressão entre os estágios da turbina.

A turbina de alta pressão (17) é montada junto com o compressor de alta pressão (19) no eixo (31). A turbina de baixa pressão (21) é montada,
20 correspondentemente, junto com o compressor de baixa pressão (23) no eixo (32). As duas unidades turbo (18, 22), são substancialmente orientadas ao longo do mesmo eixo longitudinal. O duto intermediário (20) é dotado de vedações (33), as quais combatem as tensões de instalação e
25 vazamentos, ao permitirem uma determinada mobilidade nas direções axiais e radiais, o que absorve as tensões térmicas e determinadas falhas de montagem.

A turbina de baixa pressão do tipo axial é dotada de trilhos-guia de entrada (34), os quais são configurados

para otimizar o trabalho próximo da seção central da turbina para uma máxima eficiência (chamada de configuração de "composto pobre", com um trilho-guia no qual o centro de gravidade dos perfis está alinhado ao longo de uma linha
 5 curva, com vistas a distribuir o trabalho no estágio da turbina, para que seja otimizado em direção ao centro da pá da turbina, onde os efeitos marginais e perdas são mínimos). O compressor de baixa pressão é do tipo radial, com pás configuradas com um amplo recuo, conforme será
 10 descrito abaixo em maiores detalhes, com relação à Figura 14. O compressor de alta pressão (19) também é do tipo radial, cujas pás são convenientemente recuadas, de modo correspondente àquelas no compressor de baixa pressão (23).

Através da figura 14, pode ser observado que o
 15 ângulo da pá β_{b2} , entre a extensão imaginária da pá (35), ao longo da linha central entre a seção de raiz e a seção de extremidade em direção à tangente de saída e uma linha (36) (com representação pontilhada) conectando o eixo central do rotor do compressor à ponta externa da pá, tem pelo menos
 20 40 graus, mais convenientemente, pelo menos cerca de 45-55 graus. Os turbo compressores disponíveis no mercado têm ângulos de pá β_{b2} , entre cerca de 25 e 35 graus. De acordo com a presente modalidade, durante um teste de um sistema de turbo-carga, provou ser vantajoso se aumentar o ângulo
 25 da pá para pelo menos 40 graus. O efeito deste aumento no ângulo da pá consiste, principalmente, do rotor do compressor com a turbina associada, executarem uma rotação em velocidade mais alta para uma determinada taxa de pressão. O aumento na velocidade significa que o diâmetro,

e, em consequência, também o momento de inércia de massa do rotor da turbina, podem ser reduzidos. Como efeito colateral desta ação, a resposta transitória do motor também é melhorada, uma vez que o momento de inércia da
5 massa reduzido significa que o rotor da turbina pode acelerar mais facilmente para sua margem efetiva de velocidade. Além disso, a eficiência do compressor aumenta, entre outras coisas, como resultado do diferencial de velocidade reduzida entre o fluxo ao longo do lado da
10 pressão e do lado de sucção da pá, levando para um menor fluxo secundário e, em consequência, reduzindo as perdas, e também como resultado de uma redução no fluxo de velocidade na saída do rotor, ocasionando perdas menores no difusor seguinte.

15 Ambos compressores são dotados de trilhos-guia a jusante do respectivo rotor do compressor, de maneira a otimizar o desenvolvimento da pressão. Este difusor é vantajosamente do tipo LSA (sigla em Inglês de "Low Solidity Airfoil" - Aerofólio de Baixa Densidade),
20 significando um difusor com pás configuradas de maneira aerodinâmica, cujo comprimento tem uma proporção para a distância entre as pás (passo) variando entre 0,75 e 1,5.

Um difusor de saída (37) é colocado após a turbina de baixa pressão (21), de maneira a recuperar a
25 pressão dinâmica que deixa a turbina. O difusor se abre no coletor de exaustão (38), o qual guia para fora os gases de exaustão, para o tubo de exaustão (24). O difusor é modelado como um duto anular, com entrada axial e, virtualmente, saída radial. O duto externo do difusor é

fechado com uma flange (37a), de maneira a impedir que o fluxo de saída seja perturbado pela recirculação dos gases do coletor seguinte. Essa flange (37a) pode ser colocada assimetricamente, de maneira a reduzir o tamanho do coletor. A flange tem sua maior altura radial diretamente em frente à saída do coletor de exaustão (38) e sua menor altura radial no lado diametralmente oposto.

A turbina de alta pressão (17) mostrada na figura 15, a qual aciona o compressor de alta pressão (19), é do tipo radial, tendo um rotor de turbina que, para uma rotação relativamente de alta velocidade, é realizado com pequeno diâmetro. Isto possibilita impedir aqueles tipos de recessos (39) no meão do rotor da turbina (40), que são normalmente usados em turbinas deste tipo do estado da técnica (chamados de "formas denteadas"). Na Figura 15, esses recessos (39) são mostrados com linhas tracejadas, simplesmente para ilustrar o estado da técnica. Como resultado da eliminação desses recessos, o rotor da turbina tem a capacidade de operar mais eficientemente para uma eficiência global elevada.

As turbinas apresentam trilhos-guia de admissão a montante de cada rotor, de modo a obter um ótimo fluxo em oposição ao rotor. A disposição compreendendo uma turbina de alta pressão do tipo radial e uma turbina de baixa pressão do tipo axial significa que as perdas de fluxo entre os estágios da turbina podem ser minimizadas por meio de um curto duto intermediário. A turbina de alta pressão foi dotada de uma entrada em espiral dupla, de maneira a otimizar o uso da energia nos gases de exaustão do motor a

diesel. Entretanto, as alternativas da presente modalidade também podem ser usadas em entradas convencionais, que contêm entradas únicas, duplas ou múltiplas.

Para que possa ser produzida uma pressão adequada
5 para um motor a diesel com capacidade cúbica de 6 a 20
litros e pressão absoluta de cerca de 4-6 bar, cada
compressor necessita ter apenas um aumento de pressão de 2-
2,5 vezes a pressão de entrada e, portanto, é otimizado
para taxas de pressão menores do que os compressores
10 normais de estágio único.

O sistema de turbo-carga descrito acima, pode ser
vantajosamente aplicado a um motor a diesel de quatro
tempos, com a chamada funcionalidade Miller, o que
significa que parte da compressão efetiva é removida do
15 cilindro para os turbo-compressores, com o subsequente
resfriamento nos resfriadores com carga de ar, após o que,
a temperatura do volume de ar é reduzida, o que produz um
processo termodinâmico mais efetivo no cilindro e menos
emissões de exaustão, por exemplo, óxidos de nitrogênio
20 (NOx).

O sistema de turbo-carga também pode ser usado
para motores com recirculação de gás de exaustão do tipo
"Long Rout EGR" - "EGR de Longa Rota", isto é, onde os
gases de exaustão podem ser removidos após a saída da
25 turbina de baixa pressão (21) e recirculados para o lado de
admissão do motor, antes da entrada do compressor de baixa
pressão.

A fim de reduzir as emissões do motor de
combustão interna, o motor de combustão interna pode ser

dotado de dispositivos para redução catalítica dos gases de exaustão, possivelmente em combinação com EGR. Um exemplo de uma técnica existente para a redução catalítica seletiva de óxidos de nitrogênio é apresentada no documento de patente U.S. No. 6.063.350, cuja descrição é incorporada no presente pedido de patente.

O motor de combustão interna também pode ser dotado de um filtro de partículas para reduzir as emissões de fuligem. Um exemplo de um filtro de partículas que pode ser utilizado em conjunto com um motor que utilize um mecanismo de controle de motor de acordo com a presente invenção é apresentado no documento de patente U.S. No. 4.902.487, cuja descrição é incorporada no presente pedido de patente.

A invenção não deve ser considerada como limitada às modalidades acima expostas, podendo ser livremente modificada dentro do escopo das seguintes reivindicações.

REIVINDICAÇÕES

1. Método para controlar um motor a pistão do tipo diesel, compreendendo pelo menos uma câmara de combustão formada por um cilindro (52) e um pistão (53) disposto em movimentação em cada cilindro, cujo pistão (53) é conectado a um virabrequim ou eixo de manivela (54), e um dispositivo de injeção (56) designado para injetar combustível diretamente na dita câmara de combustão, caracterizado pelo fato de que a injeção do combustível a partir do dito dispositivo de injeção (56), apresenta um tempo de injeção específico inferior a 0,12 graus de ângulo com a manivela/(bar x m/s), dentro de uma faixa de operação para o motor de combustão interna, em um motor sob carga superior a 7 bar BMEP.

2. Método de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que a injeção de combustível a partir do dito dispositivo de injeção (56), apresenta um tempo de injeção específico inferior a 0,10 graus de ângulo com a manivela/(bar x m/s), dentro de uma faixa de operação para o motor de combustão interna, em um motor sob carga superior a 7 bar BMEP.

3. Método de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que a injeção de combustível a partir do dito dispositivo de injeção (56), apresenta um tempo de injeção específico inferior a 0,095 graus de ângulo com a manivela/(bar x m/s), dentro de uma faixa de operação para o motor de combustão interna, em um motor sob carga superior a 12 bar BMEP.

4. Método de acordo com as reivindicações 1, 2 ou

3, caracterizado pelo fato de que a injeção de combustível a partir do dito dispositivo de injeção (56), apresenta um tempo de injeção específico inferior a 0,095 graus de ângulo com a manivela/(bar x m/s), dentro de uma faixa de
5 operação para o motor de combustão interna, em uma velocidade média do pistão maior que 6 m/s.

5. Método de acordo com quaisquer das reivindicações anteriores, caracterizado pelo fato de que a injeção de combustível a partir do dito dispositivo de
10 injeção (56), apresenta um tempo de injeção específico inferior a 0,09 graus de ângulo com a manivela/(bar x m/s), dentro de uma faixa de operação para o motor de combustão interna, em um motor sob carga superior a 18 bar BMEP.

6. Método de acordo com quaisquer das reivindicações anteriores, caracterizado pelo fato de que a
15 dita câmara de combustão é alimentada através de um sistema turbo, compreendendo um turbo de baixa pressão (22), um segundo turbo de alta pressão (18) disposto a jusante do dito turbo de baixa pressão e um resfriador com carga de ar
20 (27), disposto entre o dito turbo de baixa pressão (22) e o turbo de alta pressão (18).

7. Método de acordo com a reivindicação 6, caracterizado pelo fato de que o dito turbo de baixa pressão (22) e turbo de alta pressão (18), individualmente,
25 apresentam uma máxima eficiência gráfica de turbo superior a 60%.

8. Método de acordo com a reivindicação 6, caracterizado pelo fato de que o dito turbo de baixa pressão (22) e turbo de alta pressão (18), individualmente,
30 apresentam uma máxima eficiência gráfica de turbo superior a 65%.

9. Método de acordo com a reivindicação 6, caracterizado pelo fato de que o dito turbo de baixa pressão (22) e turbo de alta pressão (18), individualmente, apresentam uma máxima eficiência gráfica de turbo superior
5 a 70%.

10. Método de acordo com quaisquer das reivindicações 6-9, caracterizado pelo fato de que válvulas de troca de gás (57, 58) providas na dita câmara de combustão, são controladas de modo a proporcionar uma
10 eficiência volumétrica de gás inferior a 85%.

11. Método de acordo com quaisquer das reivindicações 6-9, caracterizado pelo fato de que válvulas de troca de gás (57, 58) providas na dita câmara de combustão, são controladas de modo a proporcionar uma
15 eficiência volumétrica de gás variando entre 45% e 85%, na dependência do estado de operação do motor.

12. Método de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que o mecanismo de controle das válvulas de troca de gás (57, 58) é configurado para
20 proporcionar pelo menos uma primeira faixa de operação para o motor de combustão interna, em uma velocidade média de pistão maior que 6 m/s e em uma carga de motor maior que 15 bar BMEP, em que a eficiência volumétrica de gás dentro da dita primeira faixa é inferior a 70%.

25 13. Método de acordo com quaisquer das reivindicações 6-12, caracterizado pelo fato de que o fechamento das válvulas de admissão (57) providas na dita câmara de combustão varia na dependência do estado de operação do motor de combustão interna.

30 14. Método de acordo com quaisquer das reivindicações 6-13, caracterizado pelo fato de que as

válvulas de admissão (57) providas na dita câmara de combustão são fechadas antes ou depois do tempo de fechamento, o que libera uma máxima eficiência volumétrica de gás para o motor de combustão interna.

5 15. Método de acordo com quaisquer das reivindicações anteriores, caracterizado pelo fato de que o suprimento de ar e combustível para a dita câmara de combustão é ajustado para proporcionar um fator equivalente de excesso de ar dentro da faixa de 1,7-2,05, em um motor
10 sob carga dentro da faixa de 18-30 bar BMEP.

 16. Método de acordo com quaisquer das reivindicações anteriores, caracterizado pelo fato de que o suprimento de combustível é iniciado dentro da faixa de 0 a 10, preferencialmente, entre 2,5 e 7,5 graus de ângulo com
15 a manivela, antes do ponto morto superior.

 17. Método de acordo com quaisquer das reivindicações anteriores, caracterizado pelo fato de que a pressão de injeção máxima do dispositivo de injeção é maior que 1600 bar.

20 18. Método de acordo com quaisquer das reivindicações anteriores, caracterizado pelo fato de que a proporção entre a mais alta pressão de abertura de agulha (NOP) e a máxima pressão de injeção (maxIP) é maior que 0,7, isto é, $NOP/maxIP > 0,7$.

25 19. Método de acordo com quaisquer das reivindicações anteriores, caracterizado pelo fato de que os gases de exaustão de um processo de combustão na dita câmara de combustão passam através de pelo menos um duto de exaustão, parcialmente termicamente isolado.

30 20. Método de acordo com quaisquer das reivindicações anteriores, caracterizado pelo fato de que o

suprimento de ar e combustível para a dita câmara de combustão é ajustado de modo a permitir uma máxima pressão do cilindro durante a combustão, superior a $8 \cdot \text{BMEP}$.

21. Método de acordo com a reivindicação 20, 5 caracterizado pelo fato de que o suprimento de ar e combustível para a dita câmara de combustão é ajustado de modo a permitir uma máxima pressão do cilindro durante a combustão, superior a $9 \cdot \text{BMEP}$.

22. Método de acordo com a reivindicação 21, 10 caracterizado pelo fato de que o suprimento de ar e combustível para a dita câmara de combustão é ajustado de modo a permitir uma máxima pressão do cilindro durante a combustão, superior a $10 \cdot \text{BMEP}$.

23. Motor a pistão do tipo diesel, compreendendo 15 pelo menos uma câmara de combustão formada por um cilindro (52) e um pistão (53) disposto em movimentação em cada cilindro, cujo pistão (53) é conectado a um virabrequim ou eixo de manivela (54), e um dispositivo de injeção (56) designado para injetar combustível diretamente na dita 20 câmara de combustão, caracterizado pelo fato de que o dito dispositivo de injeção (56) é designado para apresentar um tempo de injeção específico inferior a $0,12$ graus de ângulo com a manivela/(bar x m/s), dentro de uma faixa de operação para o motor de combustão interna, em um motor sob carga 25 superior a 7 bar BMEP.

24. Motor a pistão de acordo com a reivindicação 23, caracterizado pelo fato de que o dito dispositivo de injeção (56) é designado para apresentar um tempo de injeção específico inferior a $0,10$ graus de ângulo com a 30 manivela/(bar x m/s), dentro de uma faixa de operação para o motor de combustão interna, em um motor sob carga

superior a 7 bar BMEP.

25. Motor a pistão de acordo com a reivindicação 23, caracterizado pelo fato de que o dito dispositivo de injeção (56) é designado para apresentar um tempo de injeção específico inferior a 0,095 graus de ângulo com a manivela/(bar x m/s), dentro de uma faixa de operação para o motor de combustão interna, em um motor sob carga superior a 12 bar BMEP.

26. Motor a pistão de acordo com as reivindicações 23 ou 25, caracterizado pelo fato de que o dito dispositivo de injeção (56) é designado para apresentar um tempo de injeção específico inferior a 0,095 graus de ângulo com a manivela/(bar x m/s), dentro de uma faixa de operação para o motor de combustão interna, em uma velocidade média do pistão maior que 6 m/s.

27. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 23-26, caracterizado pelo fato de que o dito dispositivo de injeção (56) é designado para apresentar um tempo de injeção específico inferior a 0,09 graus de ângulo com a manivela/(bar x m/s), dentro de uma faixa de operação para o motor de combustão interna, em um motor sob carga superior a 18 bar BMEP.

28. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 23-27, caracterizado pelo fato de que a dita câmara de combustão é alimentada através de um sistema turbo, compreendendo um turbo de baixa pressão (22), um segundo turbo de alta pressão (18) disposto a jusante do dito turbo de baixa pressão e um resfriador com carga de ar (27), disposto entre o dito turbo de baixa pressão (22) e o turbo de alta pressão (18).

29. Motor a pistão de acordo com a reivindicação 28, caracterizado pelo fato de que o dito turbo de baixa pressão (22) e turbo de alta pressão (18), individualmente, apresentam uma máxima eficiência gráfica de turbo superior
5 a 60%.

30. Motor a pistão de acordo com a reivindicação 28, caracterizado pelo fato de que o dito turbo de baixa pressão (22) e turbo de alta pressão (18), individualmente, apresentam uma máxima eficiência gráfica de turbo superior
10 a 65%.

31. Motor a pistão de acordo com a reivindicação 28, caracterizado pelo fato de que o dito turbo de baixa pressão (22) e turbo de alta pressão (18), individualmente, apresentam uma máxima eficiência gráfica de turbo superior
15 a 70%.

32. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 28-31, caracterizado pelo fato de que válvulas de troca de gás (57, 58) providas na dita câmara de combustão são designadas para serem controladas, de modo
20 a proporcionar uma eficiência volumétrica de gás inferior a 85%.

33. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 28-32, caracterizado pelo fato de que válvulas de troca de gás (57, 58) providas na dita câmara
25 de combustão são designadas para serem controladas de modo a proporcionar uma eficiência volumétrica de gás variando entre 45% e 85%, na dependência do estado de operação do motor.

34. Motor a pistão de acordo com a reivindicação
30 33, caracterizado pelo fato de que o mecanismo de controle das válvulas de troca de gás (57, 58) é configurado para

proporcionar pelo menos uma primeira faixa de operação para o motor de combustão interna, em uma velocidade média de pistão maior que 6 m/s e em uma carga de motor maior que 15 bar BMEP, em que a eficiência volumétrica de gás dentro da dita primeira faixa é inferior a 70%.

35. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 33-34, caracterizado pelo fato de que o tempo de fechamento das válvulas de admissão (57) fixadas à dita câmara de combustão é designado para variar na dependência do estado de operação do motor de combustão interna.

36. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 28-35, caracterizado pelo fato de que as válvulas de admissão (57) providas na dita câmara de combustão são designadas para serem fechadas antes ou depois do tempo de fechamento, o que gera uma máxima eficiência volumétrica de gás para o motor de combustão interna.

37. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 28-36, caracterizado pelo fato de que as válvulas de admissão (57) providas na dita câmara de combustão são designadas para serem fechadas antes do ponto morto inferior.

38. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 28-37, caracterizado pelo fato de que o fechamento das válvulas de admissão (57) providas na dita câmara de combustão, varia na dependência do estado de operação do motor de combustão interna.

39. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 23-38, caracterizado pelo fato de que o suprimento de ar e combustível para a dita câmara de

combustão é ajustado para proporcionar um fator equivalente de excesso de ar dentro da faixa de 1,7-2,05, em um motor sob carga dentro da faixa de 18-30 bar BMEP.

5 40. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 23-39, caracterizado pelo fato de que o dito dispositivo de injeção (56) é designado para iniciar o suprimento de combustível dentro da faixa de 0 a 10, preferencialmente, entre 2,5 e 7,5 graus de ângulo com a manivela, antes do ponto morto superior.

10 41. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 23-40, caracterizado pelo fato de que o dispositivo de injeção (56) é designado para proporcionar uma pressão de injeção máxima maior que 1600 bar.

15 42. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 23-41, caracterizado pelo fato de que o dispositivo de injeção (56) é designado para proporcionar uma proporção entre a pressão de abertura de agulha (NOP) e a máxima pressão de injeção (maxIP) maior que 0,7, isto é, $NOP/maxIP > 0,7$.

20 43. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 23-42, caracterizado pelo fato de que um duto de exaustão, pelo menos parcialmente isolado termicamente, é conectado a uma entrada de exaustão provida na dita câmara de combustão.

25 44. Motor a pistão de acordo com quaisquer das reivindicações 23-43, caracterizado pelo fato de que o suprimento de ar e combustível para a dita câmara de combustão é ajustado de modo a permitir uma máxima pressão do cilindro durante a combustão, superior a $8 \cdot BMEP$.

30 45. Motor a pistão de acordo com a reivindicação 44, caracterizado pelo fato de que o suprimento de ar e

combustível para a dita câmara de combustão é ajustado de modo a permitir uma máxima pressão do cilindro durante a combustão, superior a $9 \cdot \text{BMEP}$.

46. Motor a pistão de acordo com a reivindicação
5 44, caracterizado pelo fato de que o suprimento de ar e combustível para a dita câmara de combustão é ajustado de modo a permitir uma máxima pressão do cilindro durante a combustão, superior a $10 \cdot \text{BMEP}$.

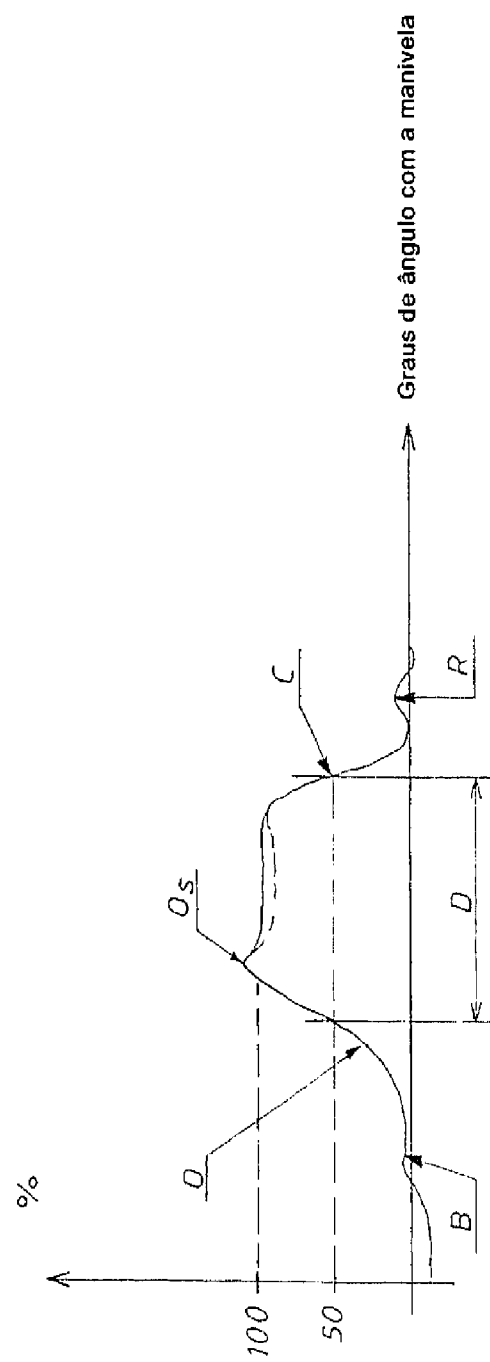
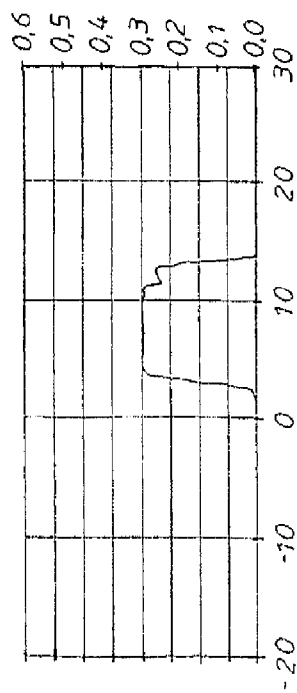
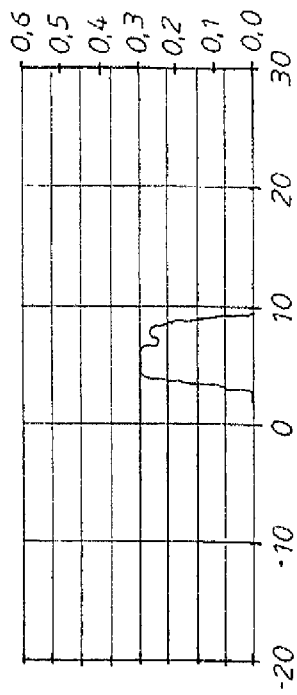


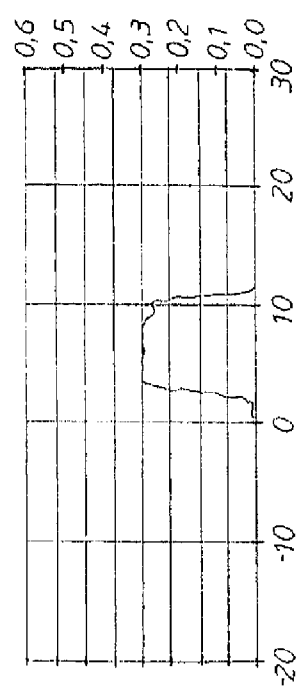
FIG.1



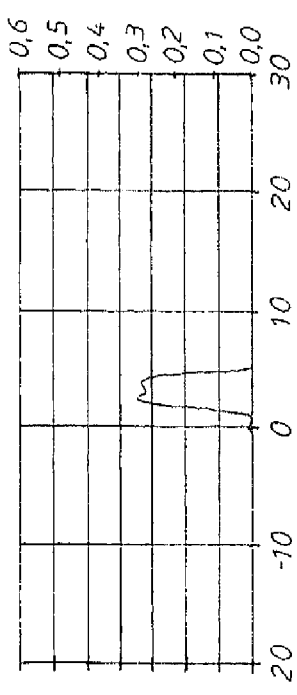
Graus de ângulo com a manivela



Graus de ângulo com a manivela



Graus de ângulo com a manivela



Graus de ângulo com a manivela

3/11

Tempo específico de injeção

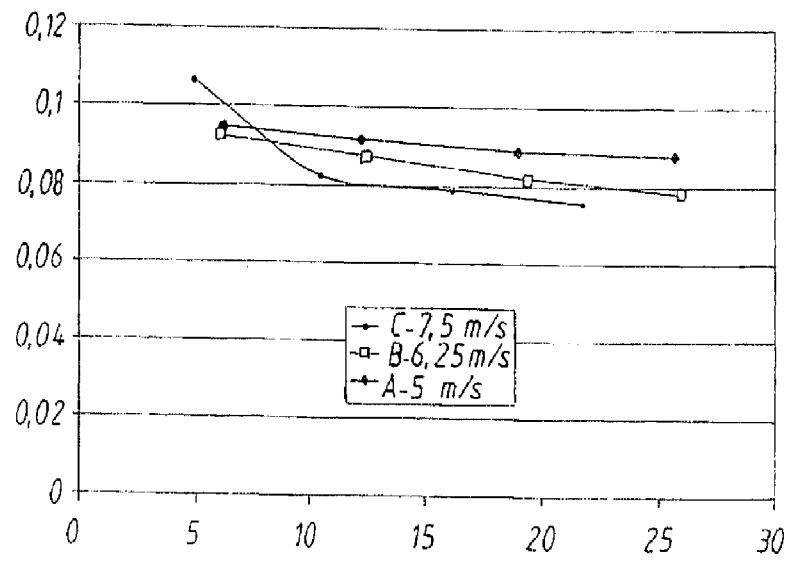


FIG.3

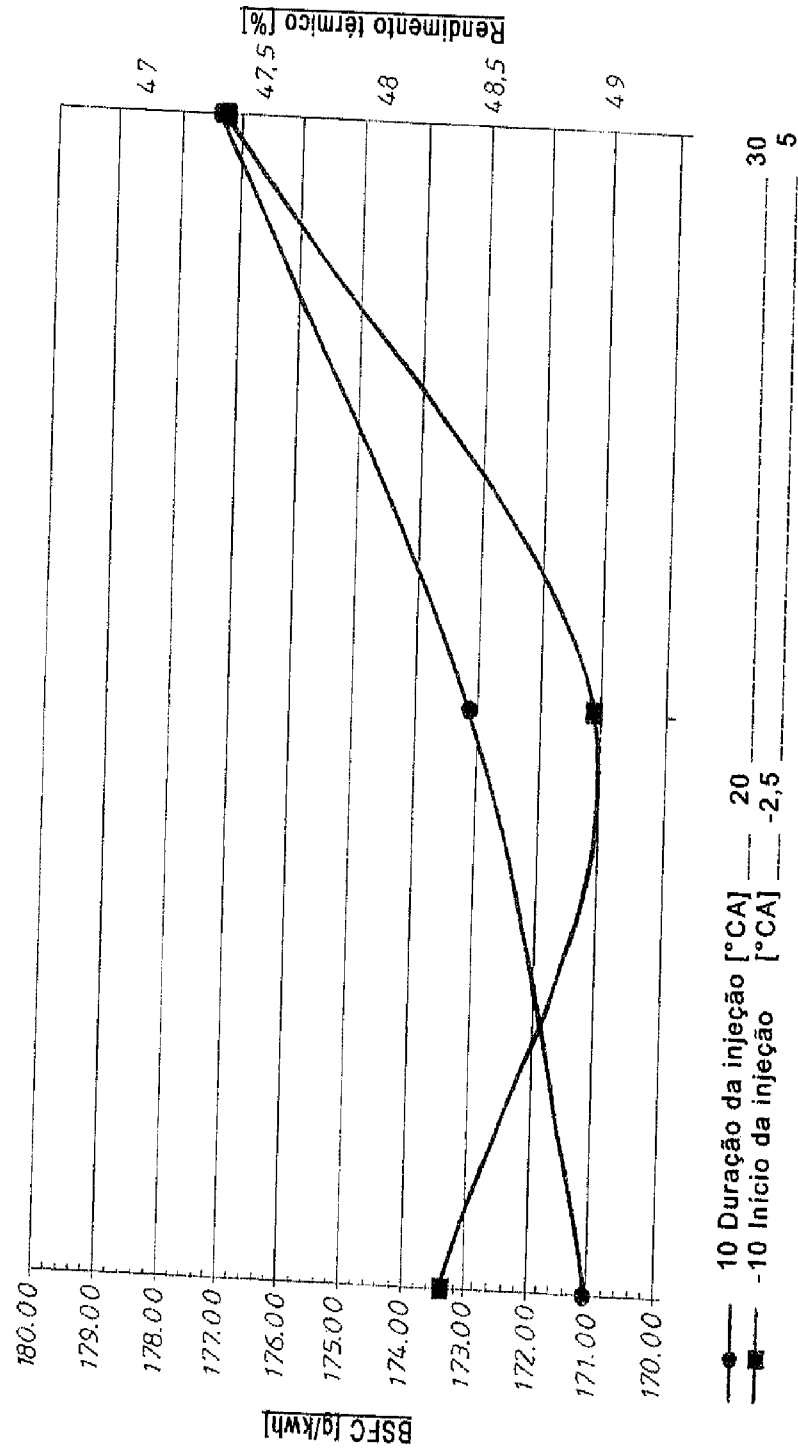


FIG.4

5/11

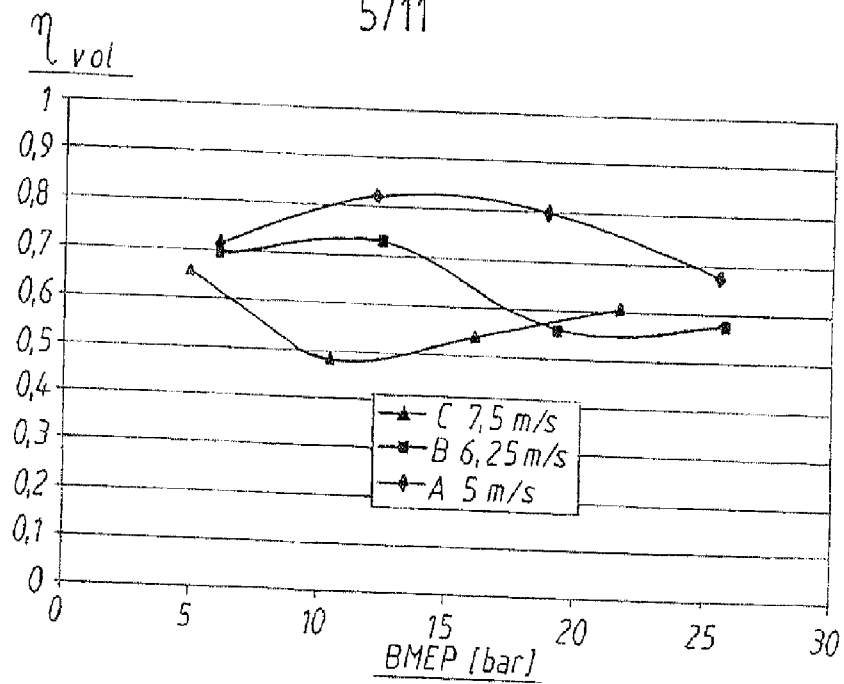


FIG.5

Rendimento Térmico

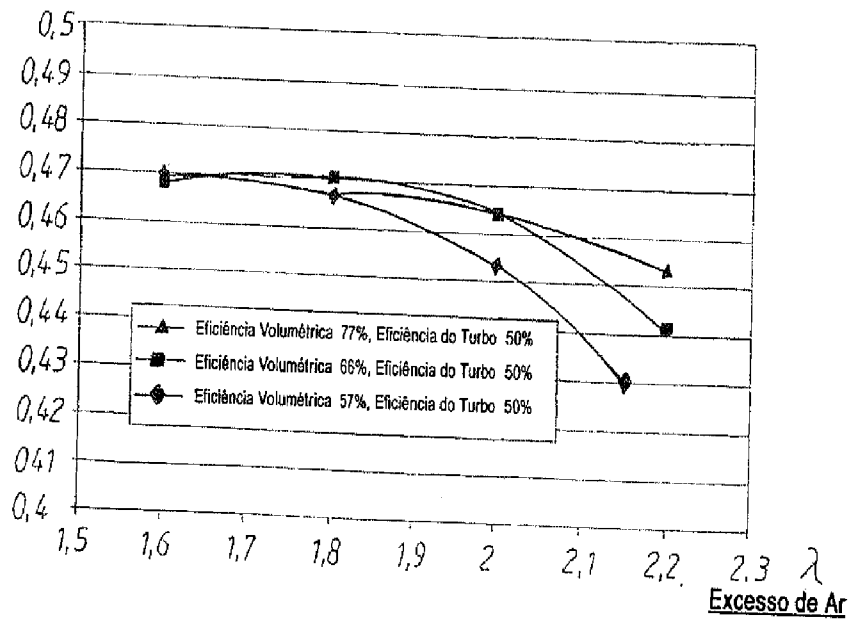


FIG.6

6/11

Rendimento Térmico

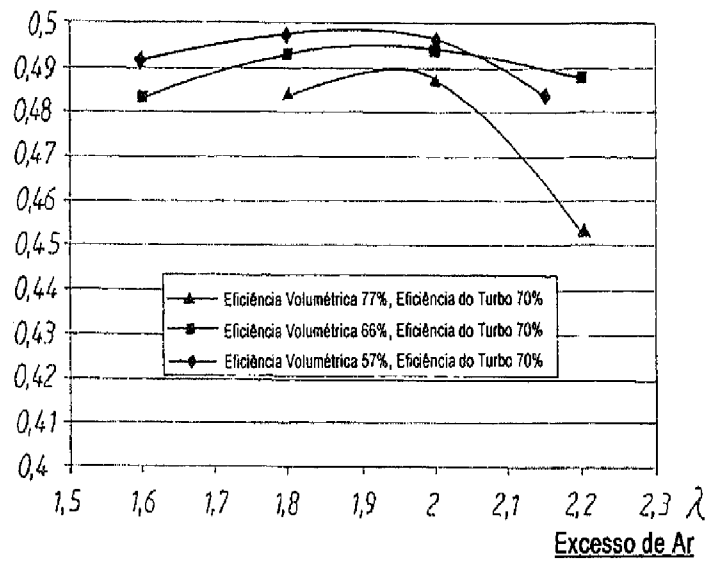


FIG.7

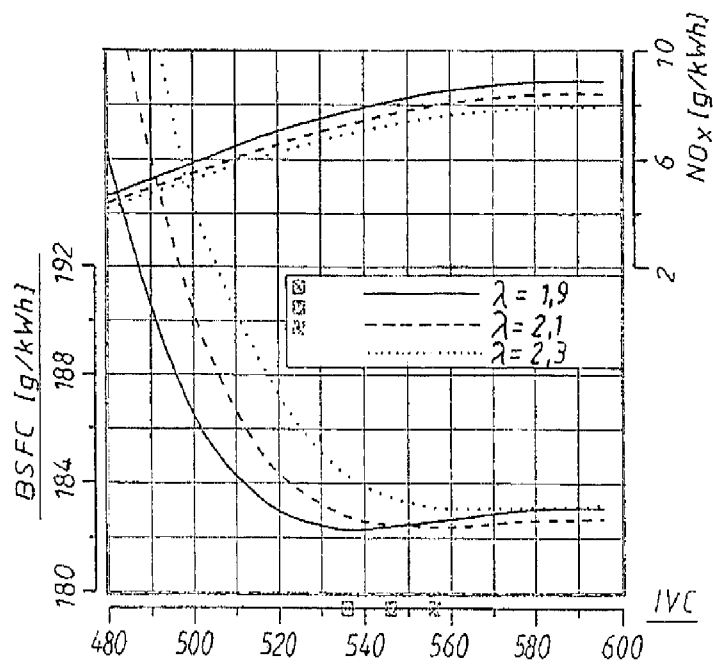


FIG.8

7/11

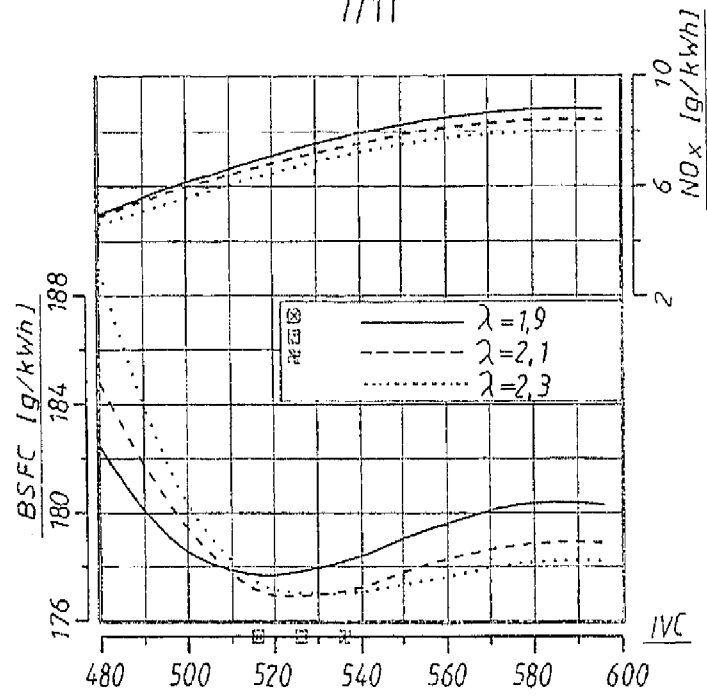


FIG.9

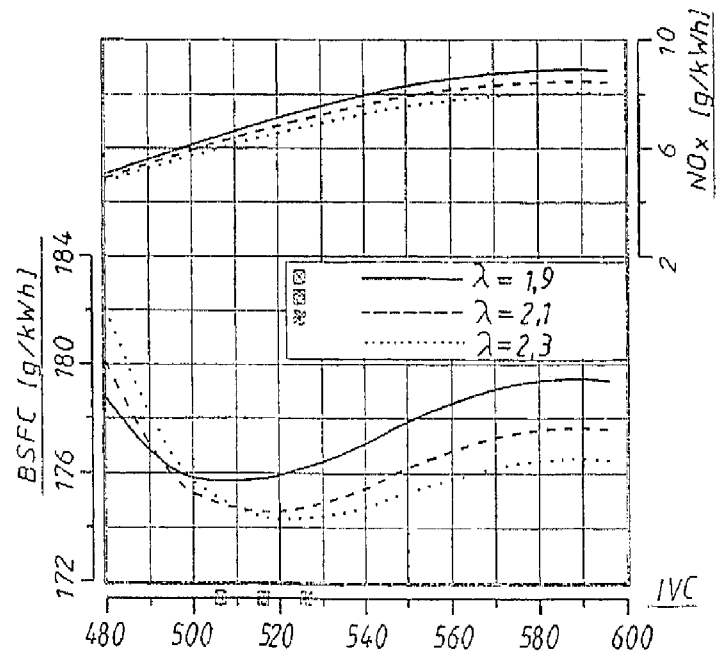


FIG.10

FIG. 11

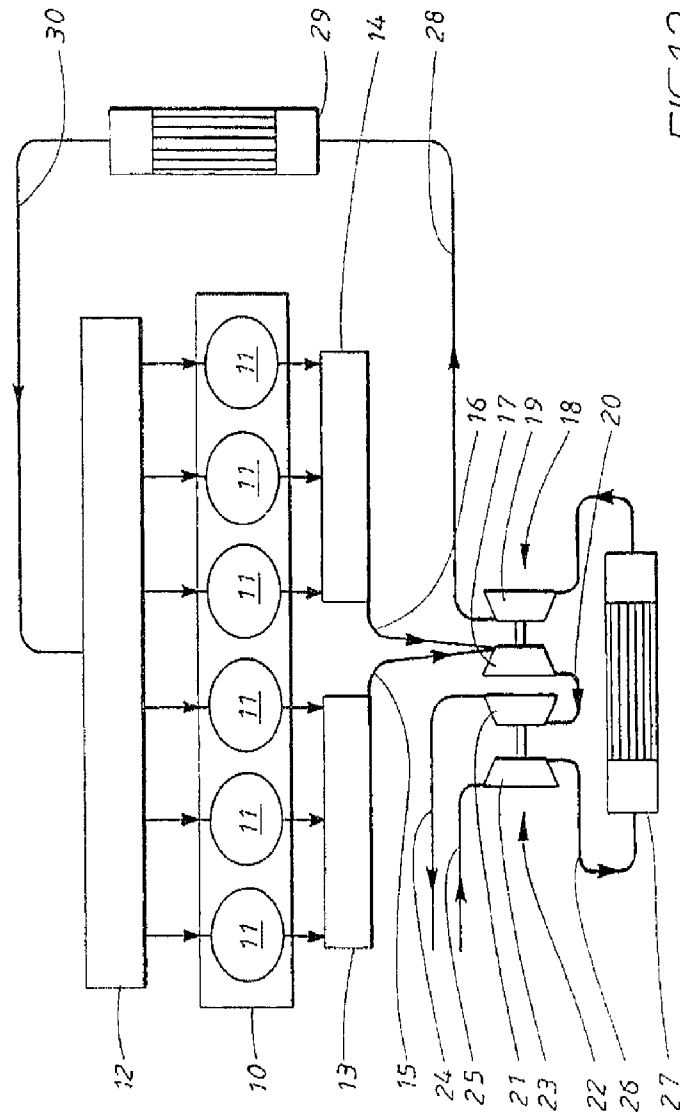


FIG.12

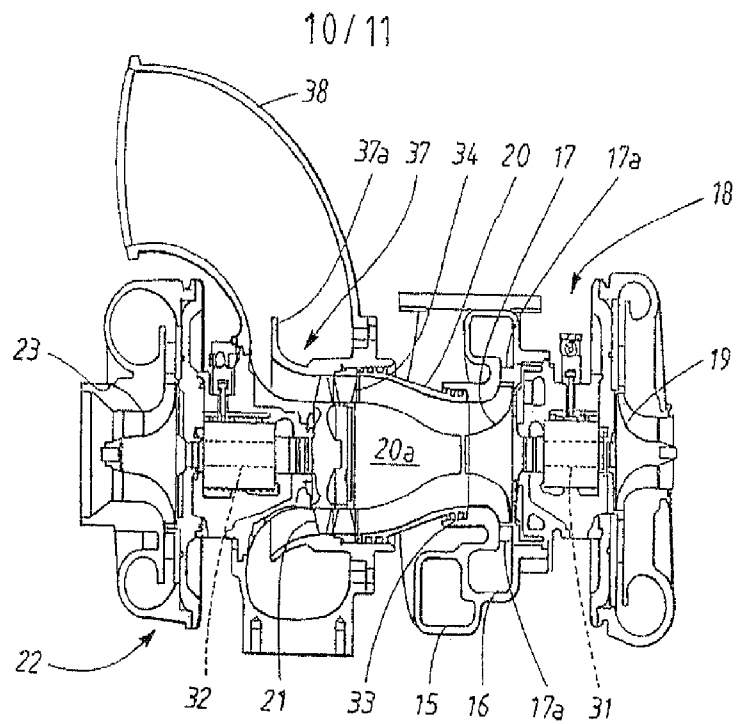


FIG.13

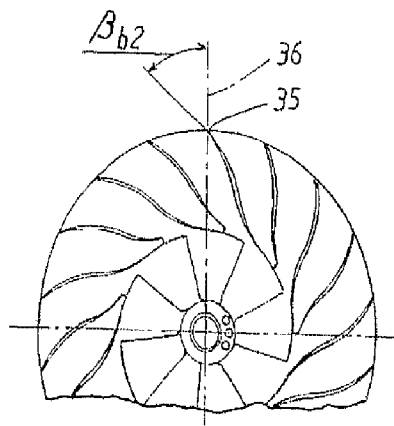


FIG.14

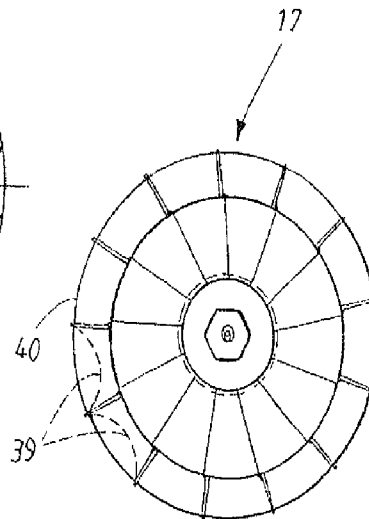


FIG.15

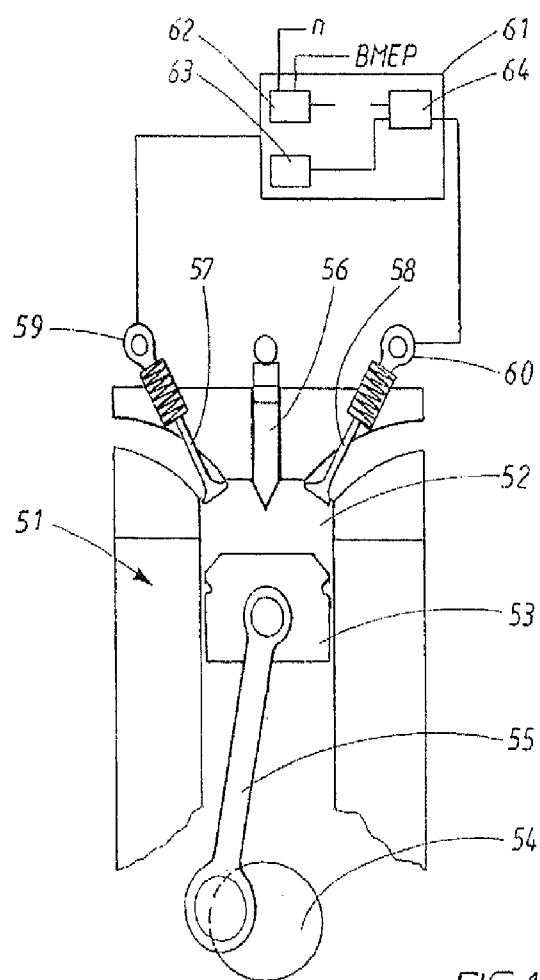


FIG. 16

RESUMO

"MOTOR A PISTÃO E MÉTODO PARA CONTROLAR UM MOTOR
A PISTÃO"

A presente invenção se refere a um motor a pistão
5 e a um método para controlar um motor a pistão do tipo
diesel, compreendendo, pelo menos, uma câmara de combustão
formada por um cilindro, um pistão disposto em movimentação
em cada cilindro, cujo pistão é conectado a um virabrequim,
e ainda um dispositivo de injeção designado para injetar
10 combustível diretamente na referida câmara de combustão.