

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

(21) **PI 0712778-2 A2**

(22) Data de Depósito: 09/04/2007
(43) Data da Publicação: 04/09/2012
(RPI 2174)



(51) *Int.Cl.:*
F02D 41/00
F02B 75/04
F02D 15/02
F02D 13/02

(54) **Título:** MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO TIPO DE IGNIÇÃO DE CENTELHA

(30) **Prioridade Unionista:** 15/06/2006 JP 2006-165967

(73) **Titular(es):** Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha

(72) **Inventor(es):** Daisuke Akihisa, Eiichi Kamiyama

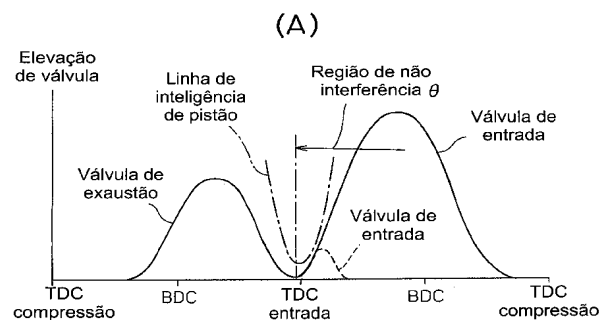
(74) **Procurador(es):** Dannemann, Siemsen, Bigler & Ipanema Moreira

(86) **Pedido Internacional:** PCT JP2007058218 de 09/04/2007

(87) **Publicação Internacional:** WO 2007/145020 de 21/12/2007

(57) **Resumo:** Patente de Invenção: "MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO TIPO DE IGNIÇÃO DE CENTELHA".

A presente invenção refere-se a um motor de combustão interna fornecido com um mecanismo de relação de compressão variável capaz de mudar uma relação de compressão mecânica (A) e um mecanismo de sincronismo de válvula variável (b) capaz de controlar individualmente o sincronismo de abertura e o sincronismo de fechamento da válvula de entrada. No momento da operação de carga baixa do motor, a relação de expansão máxima é obtida fazendo a relação de compressão mecânica máxima e, enquanto a relação de compressão mecânica é tornada máxima, o sincronismo de abertura da válvula de entrada (7) é mantido em um sincronismo de abertura alvo substancialmente do ponto morto superior de entrada na região de não interferência onde nenhuma interferência entre a válvula e o pistão ocorre.



Relatório Descritivo da Patente de Invenção para "**MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO TIPO DE IGNIÇÃO DE CENTELHA**".

CAMPO TÉCNICO

A presente invenção refere-se a um motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha.

ANTECEDENTES DA TÉCNICA

Um motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha é conhecido na técnica fornecido com um mecanismo de relação de compressão variável capaz de mudar uma relação de compressão mecânica, e um mecanismo de sincronismo de válvula variável capaz de controlar individualmente o sincronismo de abertura e sincronismo de fechamento da válvula de entrada e deslocar o sincronismo de fechamento da válvula de entrada em uma direção afastada do ponto morto inferior de entrada e elevar a relação de compressão mecânica quanto menor a carga do motor (por exemplo, ver Publicação de Patente Japonesa (A) Nº 2002-285876). Neste motor de combustão interna, no momento de operação de marcha lenta, a válvula de entrada é feita para abrir depois que o ponto morto superior de entrada passou consideravelmente e é feito para fechar depois de um tempo de abertura curto.

Adicionalmente, falando em geral, em um motor de combustão interna, quanto menor a carga do motor, pior a eficiência térmica, portanto para aperfeiçoar a eficiência térmica no momento da operação do veículo, isto é, para aperfeiçoar o consumo de combustível, se torna necessário aperfeiçoar a eficiência térmica no momento da operação de carga baixa do motor. No entanto, em um motor de combustão interna, quanto maior a relação de expansão, mais longo o período durante o qual uma força atua pressionando para baixo o pistão no momento do curso de expansão, portanto quanto maior a relação de expansão, mais a eficiência térmica é aperfeiçoada. Por outro lado, se elevar a relação de compressão do motor, a relação de expansão se torna maior. Portanto para aperfeiçoar a eficiência térmica no momento de operação do veículo, é preferível elevar a relação de compressão mecânica no momento de operação de carga baixa do motor tanto

quanto possível para permitir a relação de expansão máxima seja obtida no momento de operação de carga baixa do motor.

No entanto, se elevar a relação de compressão de motor, o volume de câmara de combustão no ponto morto superior de entrada se torna menor. Conseqüentemente, existe o problema que se abrir a válvula de entrada muito antes do ponto morto superior de entrada, a válvula de entrada terminará por interferir com o topo do pistão. Portanto, quando se eleva a relação de compressão mecânica, é necessário impedir este problema de surgir fazendo a válvula de entrada abrir em uma região de não interferência onde não interfere com o pistão. A válvula de entrada interfere com o pistão quando a válvula de entrada é aberta antes do ponto morto superior de entrada. Portanto, para impedir a válvula de entrada de interferir com o pistão, a válvula de entrada deve ser feita para abrir na região de não interferência antes do ponto morto superior de entrada ou deve ser feita para abrir depois do ponto morto superior de entrada.

No entanto, neste caso, se fazendo a válvula de entrada abrir depois do ponto morto de topo de entrada, o interior da câmara de combustão se torna uma pressão de vácuo até que a válvula de entrada se abre e conseqüentemente ocorre perda de bombeamento. Portanto, como no motor de combustão interna conhecido acima, no momento da operação de marcha lenta, ocorre perda de bombeamento considerável quando se a válvula de entrada abrir consideravelmente depois do ponto morto de topo de entrada.

Agora, como explicado acima, para aperfeiçoar a eficiência térmica no momento de operação do veículo, é preferível obter a relação de expansão máxima no momento de operação de carga baixa do motor fazendo a relação de compressão mecânica tão alta quanto possível. No entanto, neste momento, ocorre perda de bombeamento e a eficiência térmica termina caindo, assim o significado de elevar a relação de compressão mecânica termina sendo reduzido à metade.

DESCRIÇÃO DA INVENÇÃO

Um objetivo da presente invenção é fornecer uma combustão

interna do tipo de ignição de centelha capaz de impedir a interferência pela válvula de entrada com o pistão, impedir a ocorrência de perda de bombeamento, e obter uma alta eficiência térmica quando se eleva a eficiência térmica do motor elevando a relação de compressão mecânica.

5 De acordo com a presente invenção, é fornecido um motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha compreendendo um mecanismo de relação de compressão variável capaz de mudar uma relação de compressão mecânica e um mecanismo de sincronismo de válvula variável capaz de controlar individualmente o sincronismo de abertura e o sincronismo de fechamento da válvula de entrada, uma quantidade de ar de sucção de acordo com a carga exigida é alimentada em uma câmara de combustão deslocando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada em uma direção afastada do ponto morto inferior de entrada quanto menor é a carga do motor, a relação de compressão mecânica se torna máxima de modo que a relação de expansão máxima é obtida no momento da operação de carga baixa do motor, e o sincronismo de abertura da válvula de entrada é mantido em um sincronismo de abertura alvo do substancialmente ponto morto superior de entrada em uma região de não interferência onde não interfere com um pistão pelo menos durante o tempo em que a relação de compressão mecânica é máxima.

BREVE DESCRIÇÃO DOS DESENHOS

A figura 1 é uma vista geral de um motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha.

25 A figura 2 é uma vista em perspectiva desmontada de um mecanismo de relação de compressão variável.

A figura 3 é uma vista em seção transversal do motor de combustão interna ilustrado.

A figura 4 é uma vista de um mecanismo de sincronismo de válvula variável.

30 A figura 5 é uma vista mostrando a quantidade de elevação da válvula de entrada e válvula de exaustão.

A figura 6 é uma vista para explicar a relação de compressão de

motor, relação de compressão real, e relação de expansão.

A figura 7 é uma vista mostrando a relação entre a eficiência térmica teórica e a relação de expansão.

5 A figura 8 é uma vista para explicar um ciclo ordinário e ciclo de relação de expansão superalto.

A figura 9 é uma vista mostrando a mudança em relação de compressão mecânica, etc. de acordo com a carga do motor.

A figura 10 é uma vista mostrando as quantidades de elevação de uma válvula de entrada e válvula de exaustão.

10 A figura 11 é uma vista mostrando a mudança no sincronismo de abertura IO e o sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada e a relação de compressão mecânica.

15 A figura 12 é uma vista mostrando a mudança no sincronismo de abertura IO e o sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada e relação de compressão mecânica.

A figura 13 é uma vista mostrando a mudança no sincronismo de abertura IO e o sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada e relação de compressão mecânica.

20 A figura 14 é uma vista de um mapa do sincronismo de abertura IO da válvula de entrada.

A figura 15 é um fluxograma para controle operacional.

MELHOR MODO PARA REALIZAR A INVENÇÃO

A figura 1 mostra uma vista em seção transversal lateral de um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha.

25 Referindo-se à figura 1, 1 indica uma caixa de eixo de manivela, 2 um bloco de cilindros, 3 um cabeçote de cilindro, 4 um pistão, 5 uma câmara de combustão, 6 uma vela disposta no centro superior da câmara de combustão, 7 uma válvula de entrada, 8 um orifício de entrada, 9 uma válvula de exaustão, e 10 um orifício de exaustão. O orifício de entrada 8 é conectado através de um tubo de ramificação de entrada 11 para uma coluna de oscilação hidráulica 12, enquanto cada tubo de ramificação de entrada 11 é fornecido com um injetor de combustível 13 para injetar combustível para

30

um orifício de entrada correspondente 8. Note que cada injetor de combustível 13 pode ser disposto em cada câmara de combustão 5 em vez de ser fixado em cada tubo de ramificação de entrada 11.

5 A coluna de oscilação hidráulica 12 é conectada pro meio de um conduto de entrada 14 em uma saída do compressor 15a do turbocompressor de exaustão 15, enquanto uma entrada do compressor 15a é conectada através do detector de quantidade de ar de entrada 16 usando por exemplo um fio quente em um limpador de ar. O conduto de entrada 14 é fornecido dentro dele com uma válvula de estrangulamento 19 acionada por um atuador 18.

10 Por outro lado, um orifício de exaustão 10 é conectado através da tubulação de exaustão 20 na entrada da turbina de exaustão 15b do turbocompressor de exaustão 15, enquanto uma saída da turbina de exaustão 15b é conectada através de um tubo de exaustão 21 por exemplo para um conversor catalítico 22 alojando um catalisador de três sentidos. O tubo de exaustão 21 tem um sensor de relação de ar-combustível 23 disposto nele.

15 Por outro lado, na modalidade mostrada na figura 1, a parte de conexão da caixa de eixo de manivela 1 e o bloco de cilindros 2 é fornecida com um mecanismo de relação de compressão variável A capaz de mudar as posições relativas da caixa de eixo de manivela 1 e o bloco de cilindros 2 na direção axial de cilindro de modo a mudar o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 é posicionado no ponto morto superior de compressão, e é ainda fornecida com um mecanismo de sincronismo de válvula variável B capaz de controlar individualmente o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 e o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7 de modo a mudar o sincronismo de partida da ação de compressão real.

20 A unidade de controle eletrônico 30 é compreendido de um computador digital fornecido com componentes conectados um com o outro através de um barramento bidirecional 31 tal como uma ROM (memória de leitura) 32, RAM (memória de acesso randômico) 33, CPU (microprocessador) 34, porta de entrada 35, e porta de saída 36. O sinal de saída do detector de quantidade de ar de entrada 16 e o sinal de saída do sensor de rela-

ção de ar-combustível 23 são introduzidos através de conversores de AD correspondentes 37 para a porta de entrada 35. Adicionalmente, o pedal de acelerador 40 é conectado a um sensor de carga 41 gerando uma voltagem de saída proporcional à quantidade de depressão L do pedal de acelerador 40. A voltagem de saída do sensor de carga 41 é introduzida através de um conversor de AD correspondente 37 no orifício de entrada 35. Adicionalmente, o orifício de entrada 35 é conectado a um sensor de ângulo de manivela 42 gerando um pulso de saída cada vez que o eixo de manivela roda por, por exemplo, 30°. Por outro lado, a porta de saída 36 é conectada através do circuito de acionamento 38 em uma vela 6, injetor de combustível 13, atuador de acionamento de válvula de estrangulamento 18, mecanismo de relação de compressão variável A, e mecanismo de sincronismo de válvula variável B.

A figura 2 é uma vista em perspectiva desmontada do mecanismo de relação de compressão variável A mostrado na figura 1, enquanto a figura 3 é uma vista em seção transversal lateral do motor de combustão interna ilustrado. Referindo-se à figura 2, no fundo das duas paredes laterais do bloco de cilindro 2, é formada uma pluralidade de partes projetadas 50 separadas uma da outra por uma certa distância. Cada parte projetada 50 é formada com um furo de inserção de came de seção transversal circular 51. Por outro lado, a superfície de topo da caixa de eixo de manivela 1 é formada com uma pluralidade de partes projetadas 52 separadas uma da outra por uma certa distância e se encaixando entre as partes projetadas correspondentes 50. Estas partes projetadas 52 são também formadas com furos de inserção de came de seção transversal circular 53.

Como mostrado na figura 2, um par de eixos de came 54, 55 é fornecido. Cada um dos eixos de came 54, 55 tem comes circulares 56 fixados nele capazes de ser rotativamente inseridos nos furos de inserção de came 51 em cada outra posição. Estes comes circulares 56 são coaxiais com os eixos de rotação dos eixos de came 54, 55. Por outro lado, entre os comes circulares 56, como mostrado pela tracejado na figura 3, se estendem eixos excêntricos 57 dispostos excentricamente com respeito aos eixos de

rotação dos eixos de came 54, 55. Cada eixo excêntrico 57 tem outros ca-
mes circulares 58 rotativamente fixados nele excentricamente. Como mos-
trado na figura 2, estes comes circulares 58 são dispostos entre os comes
circulares 56. Estes comes circulares 58 são rotativamente inseridos nos
5 furos de inserção de came correspondentes 53.

Quando os comes circulares 56 presos nos eixos de came 54,
55 são rodados em direções opostas como mostrado pelas setas de linha
sólida na figura 3(A) do estado mostrado na figura 3(A), os eixos excêntricos
57 se movem para o centro inferior, assim os comes circulares 58 rodam em
10 direções opostas dos comes circulares 56 nos furos de inserção de came 53
como mostrado pelas setas de linha tracejadas na figura 3(A). Como mos-
trado na figura 3(B), quando os eixos excêntricos 57 se movem para o centro
inferior, os centros dos comes circulares 58 se movem para baixo dos eixos
excêntricos 57.

15 Como será entendido a partir de uma comparação da figura 3(A)
e figura 3(B), as posições relativas da caixa de eixo de manivela 1 e do bloco
de cilindros 2 são determinadas pela distância entre os centros dos comes
circulares 56 e os centros dos comes circulares 58. Quanto maior a distância
entre os centros dos comes circulares 56 e os centros dos comes circulares
20 58, mais longe o bloco de cilindros 2 está da caixa de eixo de manivela 1. Se
o bloco de cilindros 2 se move para longe da caixa de eixo de manivela 1, o
volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 é posicionado quando
o ponto morto superior de compressão aumenta, portanto fazendo os eixos
de came 54, 55 rodar, o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão
25 4 é posicionado como ponto morto superior de compressão, pode ser muda-
do.

Como mostrado na figura 2, para fazer os eixos de came 54, 55
rodar em direções opostas, o eixo de um motor de acionamento 59 é forne-
cido com um par de engrenagens helicoidais 61, 62 com direções de rosca
30 opostas. As engrenagens 63, 64 engatando com estas engrenagens helicoi-
dais 61, 62 são presas nas extremidades dos eixos de came 54, 55. Nesta
modalidade, o motor de acionamento 59 pode ser acionado para mudar o

volume da câmara de combustão 5, quando o pistão 4 é posicionado em ponto morto superior de compressão sobre um amplo alcance. Note que o mecanismo de relação de compressão variável A mostrado nas Figuras 1 a 3, mostra um exemplo. Qualquer tipo de mecanismo de relação de compressão variável pode ser usado.

Por outro lado, a figura 4 mostra um mecanismo de sincronismo de válvula variável B fornecido em um eixo de came 70 para acionar a válvula de entrada 7 na figura 1. Como mostrado na figura 4, o mecanismo de sincronismo de válvula variável B é compreendido de um comutador de fase de came B1 fixado em uma extremidade do eixo de came 70 e comutando a fase do came do eixo de came 70 e um comutador de ângulo de atuação de came B2 disposto entre o eixo de came 70 e o suspensor de válvula 24 da válvula de entrada 7 e mudar o ângulo de trabalho dos comes do eixo de came 70 para ângulos de trabalho diferentes para a transmissão para a válvula de entrada 7. Note que a figura 4 é uma vista em seção lateral e vista plana do comutador de ângulo de atuação de came B2.

Primeiro, explicando o comutador de fase de came B1 do mecanismo de sincronismo de válvula variável B, este comutador de fase de came B1 é fornecido com uma polia de sincronismo 71 feita para rodar por um eixo de manivela de motor através de uma correia de sincronismo na direção da seta, um alojamento cilíndrico 72 rodando junto com um eixo de came 70 e rodar com relação ao alojamento cilíndrico 72, uma pluralidade de divisórias 74 se estendendo a partir de uma circunferência interna do alojamento cilíndrico 72 para uma circunferência externa do eixo 73, e palhetas 75 se estendendo entre as divisórias 74 da circunferência externa do eixo 73 para a circunferência interna do alojamento cilíndrico 72, os dois lados das palhetas 75 formados com o uso avançado das câmaras hidráulicas 76 e uso retardado de câmaras hidráulicas 77.

A alimentação de óleo de trabalho das câmaras hidráulicas 76, 77 é controlada por uma válvula de controle de alimentação de óleo de trabalho 78. Esta válvula de controle de alimentação de óleo de trabalho 78 é fornecida com orifícios hidráulicos 79, 80 conectados nas câmaras hidráuli-

cas 76, 77, um orifício de alimentação 82 para óleo de trabalho descarregado de uma bomba hidráulica 81, um par de orifícios de drenagem 83, 84, e uma válvula de carretel 85 para controlar a conexão e desconexão dos orifícios 79, 80, 82, 83 e 84.

5 Para avançar a fase do came do eixo de came 70, na figura 4, a válvula de carretel 85 é feita para se mover para baixo, o óleo de trabalho alimentado a partir do orifício de alimentação 82 é alimentado através do orifício hidráulico 79 para as câmaras hidráulicas 76 para avançar, e o óleo de trabalho nas câmaras hidráulicas 77 para retardar, é drenado a partir do
10 orifício de drenagem 84. Neste momento, o eixo 73 é feito rodar com relação ao alojamento cilíndrico 72 na direção da seta X.

 Como oposto a isto, para retardar a fase do came do eixo de came 70, na figura 4, a válvula de carretel 85 se move para cima, o óleo de trabalho alimentado a partir do orifício de alimentação 82 e alimentado através do orifício hidráulico 80 para as câmaras hidráulicas 77 para retardar, e
15 o óleo de trabalho nas câmaras hidráulicas 76 para avançar, é drenado pelo orifício de drenagem 83. neste momento, o eixo 73 é feito rodar com relação ao alojamento cilíndrico 72 na direção oposta às setas X.

 Quando o eixo 73 é feito rodar com relação ao alojamento cilíndrico 72, se a válvula de carretel 85 é retornada para a posição neutra mostrada na figura 4, a operação para a rotação relativa do eixo 73 é terminada, e o eixo 73 é mantido na posição rotacional relativa neste momento. Portanto, é possível usar o comutador de fase de came B1 de modo a avançar ou retardar a fase do came do eixo de came 70 pela quantidade desejada exatamente. Isto é, o comutador de fase de came B1 pode avançar livremente
25 ou retardar o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7.

 A seguir, explicando o comutador de ângulo de atuação de came B2 do mecanismo de sincronismo de válvula variável B, este comutador de ângulo de atuação de came B2 é fornecido com uma haste de controle 90
30 disposta em paralelo com o eixo de came 70 e feito se mover por um atuador 91 na direção axial, um came intermediário 94 engatando com um came 92 do eixo de came 70 e encaixando deslizantemente com uma ranhura 95

se estendendo em uma espiral formada na haste de controle 90. O came deslizante 96 é formado com um came 97.

Quando o eixo de came 90 roda, o came 92 faz o came intermediário 94 oscilar exatamente por um ângulo constante todas as vezes. Nesta
5 vez, o came deslizante 96 é também feito oscilar exatamente a um ângulo constante. Por outro lado, o came intermediário 94 e o came deslizante 96 são suportados de modo móvel na direção axial da haste de controle 90, portanto quando a haste de controle 90 é feita se mover pelo atuador 91 na direção axial, o came deslizante 96 é feito rodar com relação ao came inter-
10 mediário 94.

Quando o came 92 do eixo de came 70 começa a engatar com o came intermediário 94 devido a relação de posição rotacional relativa entre o came intermediário 94 e o came deslizante 96, se o came 97 do came desli-
zante 86 começa a engatar com o suspensor de válvula 24, como mostrado
15 por a na figura 5(B), o tempo de abertura e a elevação da válvula de entrada 7 se tornam máximos. Quando oposto a isto, quando o atuador 91 é usado para fazer o came deslizante 96 rodar com relação ao came intermediário 94 na direção da seta Y da figura 4, o came 92 do eixo de came 70 engata com o came intermediário 94, então depois de um tempo o came 97 do came
20 deslizante 96 engata com o suspensor de válvula 24. Neste caso, como mostrado por b na figura 5(B), o tempo de abertura e quantidade de elevação da válvula de entrada 7 se torna menor que a.

Quando o came deslizante 96 é feito rodar com relação ao came intermediário 94 na direção da seta Y da figura 4, como mostrado por c na
25 figura 5(B), o tempo de abertura e a quantidade de elevação da válvula de entrada 7 se tornam ainda menores. Isto é, usando o atuador 91 para mudar a posição rotacional relativa do came intermediário 94 e do came deslizante 96, o tempo de abertura da válvula de entrada 7 pode ser livremente mudado. No entanto, neste caso, a quantidade de elevação da válvula de entrada
30 7 se torna menor quanto mais curto é o tempo de abertura da válvula de entrada 7.

O comutador de fase de came B1 pode ser usado para mudar livremente o tempo de abertura da válvula de entrada 7 e o comutador de ângulo de atuação de came B2 pode ser usado para mudar livremente o tempo de abertura da válvula de entrada 7 desta maneira, de tal forma que ambos o comutador de fase de came B1 e o comutador de ângulo de atuação de came B2, isto é, o mecanismo de sincronismo de válvula variável B, podem ser usados para mudar livremente o tempo de abertura e tempo de abertura da válvula de entrada 7, isto é, o tempo de abertura e de fechamento da válvula de entrada 7.

Note que o mecanismo de sincronismo de válvula variável B mostrado na figura 1 e figura 4 mostra um exemplo. É também possível usar vários tipos de mecanismos de sincronismo de válvula variável diferentes do exemplo mostrado na figura 1 e figura 4.

A seguir, o significado dos termos usados na presente aplicação será explicado com referência à figura 6. Note que a figura 6(A), (B) e (C) mostram, para propósitos explanatórios, um motor com um volume das câmaras de combustão de 50 ml e um volume de curso do pistão de 500 ml. Nestas figuras 6(A), (B) e (C), o volume de câmara de combustão mostram o volume da câmara de combustão quando o pistão está em ponto morto superior de compressão.

A figura 6(A) explica a relação de compressão mecânica. A relação de compressão mecânica é um valor determinado mecanicamente a partir do volume de curso do pistão e volume de câmara de combustão no momento de um curso de compressão. Esta relação de compressão mecânica é expressa por $(\text{volume de câmara de combustão} + \text{volume de curso})/\text{volume de câmara de combustão}$. No exemplo mostrado na figura 6(A), esta relação de compressão mecânica $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$.

A figura 6(B) explica a relação de compressão real. Esta relação de compressão real é um valor determinado a partir do volume de curso real do pistão quando a ação de compressão é realmente iniciada para quando o pistão atinge o ponto morto superior e o volume da câmara de combustão. Esta relação de compressão real é expressa por $(\text{volume de câmara de$

combustão + volume de curso real)/volume de câmara de combustão. Isto é, como mostrado na figura 6(B), mesmo se o pistão começa a subir no curso de compressão, nenhuma ação de compressão é realizada enquanto a válvula de entrada está aberta. A ação de compressão real é iniciada depois que a válvula de entrada fecha. Portanto, a relação de compressão real é expressa como se segue usando o volume de curso real. No exemplo mostrado na figura 6(B), a relação de compressão real se torna $(50 \text{ ml} + 450 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 10$.

A figura 6(C) explica a relação de expansão. A relação de expansão é um valor determinado do volume de curso do pistão no momento de um curso de expansão e o volume de câmara de combustão. Esta relação de expansão é expressa por $(\text{volume de câmara de combustão} + \text{volume de curso})/\text{volume de câmara de combustão}$. No exemplo mostrado na figura 6(C), esta relação de expansão se torna $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$.

A seguir, os aspectos mais básicos da presente invenção serão explicados com referência à figura 7 e figura 8. Note que a figura 7 mostra a relação entre a eficiência térmica teórica e a relação de expansão, enquanto a figura 8 mostra uma comparação entre o ciclo ordinário e o ciclo de relação de expansão super-alto usada seletivamente de acordo com a carga na presente invenção.

A figura 8(A) mostra o ciclo ordinário quando a válvula de entrada fecha perto do ponto morto inferior, e a ação de compressão pelo pistão é iniciada substancialmente perto do ponto morto inferior de compressão. No exemplo mostrado nesta figura 8(A) também, da mesma maneira que os exemplos mostrados na figura 6(A), (B) e (C), o volume da câmara de combustão é 50 ml, e o volume de curso do pistão é 500 ml. Como será entendido a partir da figura 8(A), em um ciclo ordinário, a relação de compressão mecânica é $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$, a relação de compressão real é também cerca de 11, e a relação de expansão também se torna $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$. Isto é, em um motor de combustão interna comum, a relação de compressão mecânica e a relação de compressão real e a relação de expansão se tornam substancialmente iguais.

A linha sólida na figura 7 mostra a mudança na eficiência térmica teórica no caso onde a relação de compressão real e a relação de expansão são substancialmente iguais, isto é, no ciclo ordinário. Neste caso, é verificado que quando maior a relação de expansão, isto é, maior a relação de compressão real, maior a eficiência térmica teórica. Portanto, em um ciclo ordinário, para elevar a eficiência térmica teórica, a relação de compressão real deve se tornar maior. No entanto, devido às restrições na ocorrência de batida no momento da operação de carga alta do motor, a relação de compressão real pode somente ser elevada mesmo no máximo a cerca de 12, conseqüentemente, em um ciclo ordinário, a eficiência térmica teórica não pode ser suficientemente alta.

Por outro lado, sob esta situação, os inventores estritamente diferenciados entre a relação de compressão mecânica e relação de compressão real e estudaram a eficiência térmica teórica e como resultado descobriram que na eficiência térmica teórica, a relação de expansão é dominante, e a eficiência térmica teórica não é afetada pela relação de compressão real. Isto é, se elevar a relação de compressão real, a força explosiva sobe, mas a compressão exige uma grande energia, conseqüentemente mesmo se elevar a relação de compressão real, a eficiência térmica teórica subirá muito.

Como oposto a isto, se aumentar a relação de expansão, quanto mais longo o período durante o qual uma força atua pressionando para baixo o pistão no momento em que o pistão dá uma força rotacional para o eixo de manivela. Portanto, quanto maior se torna a relação de expansão, maior a eficiência térmica teórica se torna. A linha tracejada na figura 7 mostra a eficiência térmica teórica no caso de fixar a relação de compressão real em 10 e subir a relação de expansão neste estado. Desta maneira, é verificado que a quantidade de melhora da eficiência térmica teórica quando se eleva a relação de expansão no estado onde a relação de compressão real é mantida em um valor baixo e a quantidade de elevação da eficiência térmica teórica no caso onde a relação de compressão real é aumentada com a relação de expansão como mostrado na linha sólida da figura 7 não diferirá muito.

Se a relação de compressão real é mantida em um baixo valor

desta maneira, não ocorrerá batida, portanto elevar a relação de expansão no estado onde a relação de compressão real é mantida a um valor baixo, a ocorrência de batida pode ser impedida e a eficiência térmica teórica pode ser enormemente elevada. A figura 8(B) mostra um exemplo do caso quando se usa o mecanismo de relação de compressão variável A e mecanismo de sincronismo de válvula variável B para manter a relação de compressão real a um valor baixo e elevar a relação de expansão.

Referindo-se à figura 8(B), neste exemplo, o mecanismo de relação de compressão variável A é usado para diminuir o volume da câmara de combustão de 50 ml para 20 ml. Por outro lado, o mecanismo de sincronismo de válvula variável B é usado para retardar o sincronismo de fechamento da válvula de entrada até que o volume de curso real do pistão muda de 500 ml para 200 ml. Como resultado, neste exemplo, a relação de compressão real se torna $(20 \text{ ml} + 200 \text{ ml})/20 \text{ ml} = 11$, e a relação de expansão se torna $(20 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/20 \text{ ml} = 26$. No ciclo ordinário mostrado na figura 8(A), como explicado acima, a relação de compressão real é cerca de 11 e a relação de expansão é 11. Comparado com este caso, no caso mostrado na figura 8(B), é verificado que somente a relação de expansão é elevada para 26. Esta é a razão pela qual é chamado o "ciclo de relação de expansão super-alto".

Como explicado acima, falando em geral, em um motor de combustão interna, quanto menor a carga do motor, pior a eficiência térmica, portanto para aperfeiçoar a eficiência térmica no momento da operação do veículo, isto é, para aperfeiçoar o consumo de combustível, se torna necessário aperfeiçoar a eficiência térmica no momento de operação de carga baixa do motor. Por outro lado, no ciclo de relação de expansão super-alto mostrado na figura 8(B), o volume de curso real do pistão no momento do curso de compressão se torna menor, assim a quantidade de ar de entrada que pode ser sugado dentro da câmara de combustão se torna menor, portanto este ciclo de relação de expansão super-alto pode somente ser empregado quando a carga do motor é relativamente baixa. Portanto, na presente invenção, no momento de operação de carga baixa de motor, o ciclo de rela-

ção de expansão super-alto mostrado na figura 8(B) é determinado, enquanto no momento de operação de carga alta do motor, o ciclo ordinário mostrado na figura 8(A) é determinado. Isto é o aspecto básico da presente invenção.

5 A figura 9 mostra o controle operacional como um todo no momento de operação constante quando a velocidade do motor é baixa. Abaixo, o controle operacional como um todo será explicado com referência à figura 9.

10 A figura 9 mostra as mudanças na relação de compressão mecânica, relação de expansão, sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7, relação de compressão real, a quantidade de ar de entrada, o grau de abertura da válvula de estrangulamento 17, e a perda de bombeamento com a carga do motor. Note que na modalidade de acordo com a presente invenção, ordinariamente a relação de ar-combustível média na câmara de
15 combustão 5 é realimentada controlada para a relação de ar-combustível estequiométrica baseada no sinal de saída do sensor de relação de ar-combustível 21 de modo que o catalisador de três sentidos no conversor catalítico 20 pode simultaneamente reduzir o HC, CO, e NO_x não queimados no gás de exaustão.

20 Agora, como explicado acima, no momento de operação de carga alta do motor, o ciclo ordinário mostrado na figura 8(A) é executado. Portanto, como mostrado na figura 9, neste momento, desde que a relação de compressão mecânica é baixa, a relação de expansão se torna baixa. Como
25 mostrado pela linha sólida na figura 9, o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é avançado como mostrada pela linha sólida na figura 5. Adicionalmente, neste momento, a quantidade de ar de entrada é grande. Neste momento, a abertura da válvula de estrangulamento 17 é mantida completamente aberta ou substancial e completamente aberta, assim a perda de bombeamento se torna zero.

30 Por outro lado, como mostrado na figura 9, com a redução na carga do motor, a relação de compressão mecânica é aumentada, portanto a relação de expansão é também aumentada. Adicionalmente, neste momen-

to, o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é retardado quando a carga de motor se torna menor como mostrado pela linha sólida na figura 9 de modo que a relação de compressão real é mantida substancial e constante. Note que neste momento também, a válvula de estrangulamento 17 é mantida no estado completamente aberto ou substancialmente completamente aberto. Portanto, a quantidade de ar de entrada alimentada na câmara de combustão 5 é controlada não pela válvula de estrangulamento 17, mas mudando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7. Neste momento também, a perda de bombeamento se torna zero.

10 Desta maneira, quando a carga de motor se torna menor a partir do estado de operação de carga alta do motor, a relação de compressão mecânica é aumentada com a queda na quantidade de ar de entrada sob uma relação de compressão real substancialmente constante. Isto é, o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 atinge o ponto morto superior de compressão é reduzido proporcionalmente para a redução na quantidade de ar de entrada. Portanto, o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 atinge o ponto morto superior de compressão muda proporcionalmente a quantidade de ar de entrada. Note que neste momento, a relação de ar-combustível na câmara de combustão 5 se torna a relação de ar-combustível estequiométrica, assim o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 atinge o ponto morto de topo de compressão muda proporcionalmente à quantidade de combustível.

25 Se a carga do motor se torna ainda menor, a relação de compressão mecânica é ainda aumentada. Quando a relação de compressão mecânica atinge a relação de compressão limite formando o limite estrutural da câmara de combustão 5, na região de uma carga menor que a carga do motor L_1 quando a relação de compressão mecânica atinge a relação de compressão mecânica limite, a relação de compressão mecânica é mantida na relação de compressão de motor limite. Portanto no momento de operação de carga baixa de motor, a relação de compressão mecânica se torna máxima, e a relação de expansão também se torna máxima. Colocando isto de outra maneira, na presente invenção, de modo a obter a relação de ex-

pansão máxima no momento de operação de carga baixa do motor, a relação de compressão mecânica é feita máxima. Adicionalmente, neste momento, a relação de compressão real é mantida em uma relação de compressão real substancialmente a mesma que àquela no momento de operação de carga média e alta do motor.

Por outro lado, como mostrado pela linha sólida na figura 9, o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é retardado para o sincronismo de fechamento limite permitir o controle da quantidade de ar de entrada alimentado na câmara de combustão 5 quando a carga do motor se torna menor. Na região de uma carga menor que a carga do motor L_2 quando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 atinge o sincronismo de fechamento limite, o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é mantido no sincronismo de fechamento limite. Se o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é mantido no sincronismo de fechamento limite, a quantidade de ar de entrada não será mais capaz de ser controlada pela mudança do sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7. Portanto, a quantidade de ar de entrada tem que ser controlada por algum outro método.

Na modalidade mostrada na figura 9, neste momento, isto é, na região de uma carga menor que a carga do motor L_2 quando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 atinge o sincronismo de fechamento limite, a válvula de estrangulamento 17 é usado para controlar a quantidade de ar de entrada alimentada para a câmara de combustão 5. No entanto, se usar a válvula de estrangulamento 17 para controlar a quantidade de ar de entrada, como mostrado na figura 9, a perda de bombeamento aumenta.

Note que para impedir esta perda de bombeamento, na região de uma carga menor que a carga do motor L_2 quando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 atinge o sincronismo de fechamento limite, a válvula de estrangulamento 17 é mantida completamente aberta ou substancial e completamente aberta. Neste estado, quanto menor a carga do motor, maior a relação de ar-combustível pode ser. Neste momento, o injetor de combustível 13 é de preferência disposto na câmara de combustão 5 pa-

ra realizar combustão estratificada.

Como mostrado na figura 9, no momento de velocidade baixa do motor, independente da carga do motor, a relação de compressão real é mantida substancialmente constante. A relação de compressão real neste momento é feita no momento em que o alcance da relação de compressão real sobre o momento de operação de carga alta e média do motor $\pm 10\%$, de preferência $\pm 5\%$. Note que na modalidade de acordo com a presente invenção, a relação de compressão real no momento em que a velocidade baixa do motor é cerca de 10 ± 1 , isto é de 9 a 11. No entanto, se a velocidade do motor se torna maior, a mistura de ar-combustível na câmara de combustão 5 é distribuída, assim a batida se torna difícil, portanto na modalidade de acordo com a presente invenção, quanto maior a velocidade do motor, maior a relação de compressão real.

Por outro lado, como explicado acima, no ciclo de relação de expansão super-alto mostrado na figura 8(B), a relação de expansão é 26. Quanto maior esta relação de expansão, melhor, mas se 20 ou mais, uma eficiência térmica teórica consideravelmente alta pode ser obtida. Portanto, na presente invenção, o mecanismo de relação de compressão variável A é formado de modo que a relação de expansão se torna 20 ou mais.

Adicionalmente, no exemplo mostrado na figura 9, a relação de compressão mecânica é mudada continuamente de acordo com a carga do motor. No entanto, a relação de compressão mecânica pode também ser mudada em estágios de acordo com a carga do motor.

Por outro lado, como mostrado pela linha tracejada na figura 9, mesmo se avançar o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 quando a carga do motor se torna menor, a quantidade de ar de entrada pode ser controlada sem depender da válvula de estrangulamento 17. Portanto, na figura 9, se expressando de modo compreensivo ambos os casos mostrados pela linha sólida e pela linha tracejada, na modalidade de acordo com a presente invenção, o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é deslocado quando a carga do motor se torna menor em uma direção afastada do ponto morto inferior de entrada BDC até o sincronismo de fe-

chamento limite L_2 permitir o controle da quantidade de ar de entrada alimentado dentro da câmara de combustão.

A seguir, o tempo de operação de carga baixa onde o ciclo de relação de expansão alta é executado como mostrado na figura 8(B) será focalizado para explicar o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7.

A figura 10(A) mostra a mudança em elevação da válvula de entrada 7, a mudança em elevação da válvula de exaustão 9, e a linha de interferência do pistão mostrando o limite onde a válvula de entrada 7 ou a válvula de exaustão 9 interfere com o pistão 4, quando a relação de compressão mecânica é alta no momento da operação de carga baixa do motor. Na figura 10(A), quando a curva de elevação da válvula de exaustão 9 intercepta a linha de interferência do pistão, a válvula de exaustão 9 interfere com o pistão, enquanto quando a curva de elevação da válvula de entrada 7 intercepta com a linha de interferência do pistão, a válvula de entrada 7 interfere com o pistão 4.

Portanto, na figura 10(A), a região de não interferência θ com respeito ao sincronismo de abertura da válvula de entrada 7 onde a válvula de entrada 7 não interferirá com o pistão 4, vem a ser em torno do ponto morto superior de entrada (TDC). Portanto, na presente invenção, o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7 é determinado nesta região de não interferência θ .

Por outro lado, se a válvula de entrada 7 se abre depois do ponto morto superior de entrada, o interior da câmara de combustão se tornará uma pressão de vácuo e conseqüentemente ocorrerá perda de bombeamento até que a válvula de entrada 7 se abra. Este bombeamento se torna maior, quanto mais o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7 é retardado do ponto morto de topo de entrada. Portanto, na presente invenção, o sincronismo de abertura alvo da válvula de entrada 7 é mantido em torno do ponto morto superior de entrada, de preferência ligeiramente antes do ponto morto superior de entrada na região de não interferência θ .

Adicionalmente, quando a relação de compressão mecânica é alta no momento da operação de carga baixa do motor, a quantidade de ar

de entrada a ser alimentado dentro da câmara de combustão 5 se torna pequena, portanto, como mostrado pela linha sólida na figura 10(A), o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é consideravelmente retardado ou como mostrado pela linha tracejada na figura 10(A), o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é consideravelmente avançado. Note que na modalidade de acordo com a presente invenção, o sincronismo de fechamento da válvula de exaustão 9 é fixado substancialmente no ponto morto superior de entrada.

Por outro lado, a figura 10(B) mostra a mudança em elevação da válvula de entrada 7, a mudança em elevação da válvula de exaustão 9, e a linha de interferência de pistão em um certo estado de operação no momento de operação de carga alta e média de velocidade alta e média do motor. No momento de operação de carga média e alta do motor, a relação de compressão mecânica se torna menor, de modo que a linha de interferência do pistão sobe. Portanto, neste momento, não é necessário ser cuidadoso sobre a interferência com o pistão 4. Adicionalmente, no momento do estado de operação mostrado na figura 10(B), o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7 se dará consideravelmente antes do ponto morto superior de entrada (TDC), e o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é avançado comparado com o caso mostrado pela linha sólida na figura 10(A) e é retardado comparado com o caso mostrado pela linha tracejada na figura 10(A).

No entanto, como explicado acima, no momento do estado de operação mostrado na figura 10(B), o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7 se dará consideravelmente antes do ponto morto superior de entrada, enquanto no momento do estado de operação mostrado na figura 10(A), o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7 vem a ser consideravelmente antes do ponto morto superior de entrada, enquanto no momento do estado de operação mostrado na figura 10(A), o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7 vem a ser substancialmente no ponto morto superior de entrada. Portanto, quando a condição de operação do motor muda do estado de operação mostrado na figura 10(B) para o estado de operação

mostrado na figura 10(A), o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7 tem que ser retardado, enquanto quando a condição de operação do motor muda do estado de operação mostrado na figura 10(A) para o estado de operação mostrado na figura 10(B), o sincronismo de abertura da válvula de entrada 7 tem que ser avançado.

Por outro lado, quando a condição de operação do motor muda do estado de operação mostrado na figura 10(B) para o estado de operação mostrado na figura 10(A), o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é mudado para reduzir a quantidade de ar de entrada a ser alimentado dentro da câmara de combustão 5 e aumentar a relação de compressão mecânica, enquanto quando a condição de operação do motor é mudada do estado de operação mostrado na figura 10(A) para o estado de operação mostrado na figura 10(B), similarmente o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 é mudado para aumentar a quantidade de ar de entrada a ser alimentado dentro da câmara de combustão 5 e reduzir a relação de compressão mecânica.

No entanto, como explicado acima, quando se reduz a quantidade de ar de entrada a ser alimentada dentro da câmara de combustão 5 e aumenta a relação de compressão mecânica, se a relação de compressão mecânica é grande antes que a quantidade de ar de entrada seja suficientemente reduzida, isto é, enquanto a quantidade de ar é grande, a relação de compressão real se tornará alta e conseqüentemente ocorrerá a batida. Por outro lado, como explicado acima, quando se aumenta a quantidade de ar de entrada a ser alimentada dentro da câmara de combustão 5 e reduz a quantidade de ar de entrada enquanto a relação de compressão mecânica não cai, a relação de compressão real se tornará alta e conseqüentemente ocorrerá a batida.

Na modalidade de acordo com a presente invenção, para impedir a ocorrência desta batida, um retardamento de tempo é dado entre a atuação do mecanismo de relação de compressão variável A e a atuação do mecanismo de sincronismo de válvula variável B. A seguir, isto será explicado com referência à figura 11 e figura 12 tomando como exemplo tornar a

quantidade de elevação da válvula de entrada 7 a quantidade de elevação mostrada pela linha sólida na figura 10(A) no momento de operação de carga baixa de motor.

5 A figura 11 mostra a mudança do sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7, a mudança do sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada 7, e a mudança da relação de compressão mecânica quando a condição de operação do motor muda a partir do estado de operação mostrado na figura 10(B) para o estado de operação mostrado na figura 10(A). Note que na figura 11, (B) mostra o estado de operação como mostrado na
10 figura 11(B), enquanto (A) mostra o estado de operação como mostrado na figura 11(A).

Note que a figura 11 mostra o caso onde a operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 e a operação para mudar o sincronismo de fechamento IC pelo mecanismo de sincronismo de válvula variável B são simultaneamente iniciadas e são simultaneamente terminadas quando a condição de operação do motor muda do estado de operação
15 mostrado na figura 10(B) para o estado de operação mostrado na figura 10(A).

Referindo-se à figura 11, quando a condição de operação do motor se desloca da operação de carga média e alta de velocidade média e alta mostrada na Figura 10(B) para a operação de carga baixa mostrada na
20 figura 10(A), no exemplo mostrado em (I), a operação de mudar a relação de compressão mecânica, isto é, a operação para aumentá-la, é iniciada depois que o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 se torna o sincronismo de abertura alvo na região de não interferência B. Por outro lado, no exemplo mostrado em (II), a operação de mudar a relação de compressão mecânica, isto é, a operação para aumentá-la, é iniciada depois que a operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 é iniciada e antes que o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 se
25 torne o sincronismo de abertura alvo na região de não interferência θ . Adicionalmente, no exemplo mostrado em (III), a operação para mudar a relação de compressão mecânica é iniciada quando a operação para mudar o
30

sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 é iniciada, mas neste momento, a velocidade de mudança da relação de compressão mecânica é mais lenta.

Se expressar de modo compreensivo as operações para mudar a relação de compressão mecânica mostrada em (I), (II), e (III) da figura 11, quando a condição de operação do motor se desloca da operação de carga média e alta de velocidade média e alta mostrada na figura 10(B) para a operação de carga baixa mostrada na figura 10(A), a operação para mudar a relação de compressão mecânica é retardada da operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 de modo que a relação de compressão mecânica se torna máxima depois que o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 se torna o sincronismo de abertura alvo na região de não interferência θ .

Se a operação para mudar a relação de compressão mecânica é retardada da operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 desta maneira, a relação de compressão mecânica não é feita alta antes que a quantidade de ar de entrada alimentado para a câmara de combustão 5 é reduzida, conseqüentemente a batida pode ser evitada.

A figura 12 mostra a mudança de sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7, a mudança do sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada 7, e a mudança da relação de compressão mecânica quando a condição de operação do motor muda do estado de operação mostrado na figura 10(A) para o estado de operação mostrado na figura 10(B). Note que na figura 11, (A) mostra o estado de operação mostrado na figura 11(A), enquanto (B) mostra o estado de operação mostrado na figura 11(B).

Note que a figura 12, como a figura 11, também mostra o caso onde o mecanismo de sincronismo de válvula variável B é usado de modo que a operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 e a operação para mudar o sincronismo de fechamento IC são simultaneamente iniciadas e são simultaneamente terminadas quando a condição de operação do motor muda do estado de operação mostrado na figura 10(A) para o estado de operação mostrado na figura 10(B).

Referindo-se à figura 12, quando a condição de operação do motor se desloca da operação de carga baixa mostrada na figura 10(A) para a para a operação de carga alta e média de velocidade alta e média mostrada na figura 10(B), no exemplo mostrado em (I), a operação para mudar no sincronismo de abertura OI da válvula de entrada 7 é iniciado depois que a relação de compressão mecânica cai para a relação de compressão mecânica alvo de acordo com o estado de operação do motor. Por outro lado, no exemplo mostrado em (II), a operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 é iniciado enquanto a relação de compressão mecânica está caindo para a relação de compressão mecânica alvo de acordo com o estado de operação do motor. Adicionalmente, no exemplo mostrado em (II), a operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 é iniciado enquanto a relação de compressão mecânica está caindo para a relação de compressão mecânica alvo de acordo com o estado de operação do motor, mas neste exemplo, a velocidade de mudança da relação de compressão mecânica, isto é, a velocidade de queda, se torna mais lenta quando a operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 é iniciada.

Se expressar de modo compreensivo as operações para mudar a relação de compressão mecânica mostrada em (I), (II), e (III) da figura 11, quando a condição de operação do motor se desloca da operação de carga baixa mostrada na figura 10(A) para a operação de carga média e alta de velocidade média e alta mostrada na figura 10(B), a operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 é iniciada depois que a operação para mudar a relação de compressão mecânica para reduzir a relação de compressão mecânica é iniciada.

Desta maneira, se a operação para mudar o sincronismo de abertura da válvula de entrada é iniciada depois que a operação para mudar a relação de compressão mecânica é iniciada, quando a relação de compressão mecânica é alta, a quantidade de ar de entrada alimentado na câmara de combustão não será aumentada e conseqüentemente a batida pode ser impedida.

A figura 13 mostra quando a quantidade de mudança da carga do motor é pequena e portanto as mudanças do sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7, o sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada 7, e a relação de compressão mecânica são pequenas. Neste momento, como mostrado na figura 13, a operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7, a operação para mudar o sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada 7 e a operação para mudar a relação de compressão mecânica, são iniciadas simultaneamente e terminadas de modo substancialmente simultâneo.

Referindo-se à figura 14, o sincronismo de abertura alvo IO da válvula de entrada 7 é armazenado como uma função da carga do motor L e a velocidade do motor N na forma de um mapa como mostrado na figura 14(A) previamente na ROM 32. Adicionalmente, o sincronismo de fechamento alvo IC da válvula de entrada 7 exigida para alimentar a quantidade desejada de ar de entrada na câmara de combustão 5, é armazenado como uma função da carga do motor L e da velocidade do motor N na forma de um mapa como mostrado na figura 14(B) previamente na ROM 32.

Por outro lado, a figura 14(D) mostra a relação entre a relação de compressão real alvo para as velocidades de motor N_1 , N_2 , N_3 , N_4 ($N_1 < N_2 < N_3 < N_4$) e a carga do motor L. Como explicado acima, como mostrado por N_1 da figura 14(D), no momento de velocidade baixa do motor, a relação de compressão real alvo é mantida substancialmente constante independente da carga do motor L e a relação de compressão real alvo se torna maior, quanto maior a velocidade do motor. Note que a relação de compressão mecânica CR exigida para fazer a relação de compressão real esta relação de compressão real alvo, é armazenada como uma função da carga do motor L e velocidade do motor N na forma de um mapa como mostrado na figura 14(C) previamente na ROM 32.

A seguir, a rotina de controle de operação será explicada com referência à figura 15.

Referindo-se à figura 15, primeiro, na etapa 100, é julgado se a carga do motor L é maior que a carga L_2 mostrada na figura 9. Quando $L \geq$

L_2 , a rotina prossegue para a etapa 101 onde o mapa mostrado na figura 14(A) é usado para calcular o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7 e o mapa mostrado na figura 14(B) é usado para calcular o sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada 7. A seguir, a rotina prossegue para a etapa 104. Quando oposta a isto, quando é julgado na etapa 100 que $L < L_2$, a rotina prossegue para a etapa 102 onde o sincronismo de fechamento da válvula de entrada 7 se torna o sincronismo de fechamento limite, então na etapa 103, a quantidade de ar de entrada é controlada pela válvula de estrangulamento 19. A seguir, a rotina prossegue para a etapa 104.

Na etapa 104, é julgado se a carga de motor L é menor que a carga L_1 mostrada na figura 9. Quando $L \geq L_1$, a rotina prossegue para a etapa 105 onde o mapa mostrado na figura 14(C) é usado para calcular a relação de compressão mecânica CR . A seguir, a rotina prossegue para a etapa 107. Por outro lado, quando é julgado na etapa 104 que $L < L_1$, a rotina prossegue para a etapa 106 onde a relação de compressão mecânica CR se torna a relação de compressão mecânica limite. A seguir, a rotina prossegue para a etapa 107.

Na etapa 107, é julgado se o valor absoluto $|\Delta L|$ da quantidade de ΔL de mudança da carga do motor é maior que um valor determinado XL . Quando $|\Delta L| > XL$, a rotina prossegue para a etapa 108 onde é julgado se a quantidade de ΔL de mudança da carga do motor é negativo. Quando $\Delta L < 0$, isto é quando a carga do motor cai pelo valor de XL determinado ou mais, a rotina prossegue para a etapa 109 onde o sincronismo de abertura IO e o sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada 7 são mudados como mostrado na figura 11 acionando o mecanismo de sincronismo de válvula variável B e o padrão de mudança de qualquer um de (I), (II) e (III) da figura 11 é usado para mudar a relação de compressão mecânica acionando o mecanismo de relação de compressão variável A retardado da operação de mudar o sincronismo de abertura IO e o sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada 7.

Quando oposto a isto, quando é julgado na etapa 108 que $\Delta L \geq 0$,

isto é, quando a carga do motor aumenta pelo valor determinado XL ou mais, a rotina prossegue para a etapa 110 onde o padrão de mudança de qualquer um de (I), (II) e (III) da figura 12 é usado para mudar a relação de compressão mecânica acionando o mecanismo de relação de compressão variável A. Como mostrado na figura 12, o sincronismo de abertura IO e o sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada 7 são mudados acionando o mecanismo de sincronismo de válvula variável B retardado da operação de mudar a relação de compressão mecânica.

Por outro lado, quando é julgado na etapa 107 que $|\Delta L| \leq XL$, isto é, quando a quantidade de ΔL de mudança da carga do motor é pequena, a rotina prossegue para a etapa 111 onde, como mostrado na figura 13, a operação para mudar o sincronismo de abertura IO da válvula de entrada 7, a operação para mudar o sincronismo de fechamento IC da válvula de entrada 7, e a operação para mudar a relação de compressão mecânica são simultaneamente iniciadas e terminadas de modo substancialmente simultâneo, acionando o mecanismo de relação de compressão variável A e o mecanismo de sincronismo de válvula variável B.

REIVINDICAÇÕES

1. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha compreendendo um mecanismo de relação de compressão variável capaz de mudar uma relação de compressão mecânica e um mecanismo de sincronismo de válvula variável capaz de controlar individualmente um sincronismo de abertura e o sincronismo de fechamento da válvula de entrada, uma quantidade de ar de sucção de acordo com a carga exigida é alimentada em uma câmara de combustão deslocando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada em uma direção afastada do ponto morto inferior de entrada quanto menor é a carga do motor, a relação de compressão mecânica se torna máxima de modo que a relação de expansão máxima é obtida no momento da operação de carga baixa do motor, e o sincronismo de abertura da válvula de entrada é mantido em um sincronismo de abertura alvo do substancialmente ponto morto superior de entrada em uma região de não interferência onde não interfere com um pistão pelo menos durante o tempo em que a relação de compressão mecânica é máxima.

2. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 1, em que a dita relação de expansão máxima é 20 ou mais.

3. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 1, em que uma relação de compressão real no momento de operação de carga baixa do motor se torna substancialmente a mesma relação de compressão real que aquela no momento de operação de carga média e alta do motor.

4. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 3, em que, no momento de velocidade baixa do motor, independente da carga do motor, a dita relação de compressão real está em uma faixa de cerca de $\pm 10\%$ com relação à relação de compressão real no momento de operação de carga média e alta do motor.

5. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 3, em que quanto maior a velocidade do motor, maior a relação de compressão real.

6. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 1, em que quando a condição de operação do motor desvia de uma operação de carga média e alta de velocidade média e alta para uma operação de carga baixa onde a relação de compressão mecânica é máxima, a operação para mudar a relação de compressão mecânica é retardada da operação para mudar o sincronismo de abertura da válvula de entrada de modo que a relação de compressão mecânica se torna máxima depois que o sincronismo de abertura da válvula de entrada se torna um sincronismo de abertura alvo na região de não interferência.

7. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 6, em que quando a condição de operação do motor se desloca de uma operação de carga média e alta de velocidade média e alta para uma operação de carga baixa onde a relação de compressão mecânica é máxima, a operação de mudar a relação de compressão mecânica é iniciada depois que o sincronismo de abertura da válvula de entrada se torna um sincronismo de abertura alvo na dita região de não interferência.

8. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 6, em que quando a condição de operação do motor se desloca de uma operação de carga média e alta de velocidade média e alta para uma operação de carga baixa onde a relação de compressão mecânica é máxima, a operação de mudar a relação de compressão mecânica é iniciada depois que a operação para mudar o sincronismo de abertura da válvula de entrada se torna um sincronismo de abertura alvo na dita região de não interferência.

9. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 6, em que quando a condição de operação do motor se desloca de uma operação de carga média e alta de velocidade média e alta para uma operação de carga baixa onde a relação de compressão mecânica é máxima, a velocidade de mudança da relação de compressão mecânica é retardada.

10. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 1, em que quando a condição de operação do

motor se desloca de uma operação de carga baixa onde a relação de compressão mecânica é máxima para uma operação de carga média e alta de velocidade média e alta, a operação para mudar o sincronismo de abertura da válvula de entrada é iniciada depois que a operação para mudar a relação de compressão mecânica para diminuir a relação de compressão mecânica é iniciada.

11. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 10, em que quando a condição de operação do motor se desloca de uma operação de carga baixa onde a relação de compressão mecânica é máxima para uma operação de carga média e alta de velocidade média e alta, a operação para mudar o sincronismo de abertura da válvula de entrada é iniciada depois que a relação de compressão mecânica cai para uma relação de compressão mecânica alvo de acordo com o estado de operação do motor.

12. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 10, em que quando a condição de operação do motor se desloca de uma operação de carga baixa onde a relação de compressão mecânica é máxima para uma operação de carga média e alta de velocidade média e alta, a operação para mudar o sincronismo de abertura da válvula de entrada é iniciada enquanto a relação de compressão mecânica está caindo para uma relação de compressão mecânica alvo de acordo com o estado de operação de motor.

13. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 10, em que quando a condição de operação do motor se desloca de uma operação de carga baixa onde a relação de compressão mecânica é máxima para uma operação de carga média e alta de velocidade média e alta, a velocidade de mudança da relação de compressão mecânica é retardada quando a operação para mudar o sincronismo de abertura da válvula de entrada é iniciada.

14. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 1, em que o sincronismo de fechamento da válvula de entrada é deslocado quando a carga do motor se torna menor em

uma direção afastada do ponto morto inferior de entrada até que um sincronismo de fechamento limite permitir o controle da quantidade de ar de entrada alimentado na câmara de combustão.

5 15. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 14, em que em uma região de uma carga maior que a carga do motor quando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada atinge o dito sincronismo de fechamento limite, a quantidade de ar de entrada alimentado na câmara de combustão é controlada mudando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada sem depender de uma
10 válvula de estrangulamento fornecida em uma passagem de sucção de motor.

15 16. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 15, em que uma região de uma carga maior que a carga de motor quando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada atinge o dito sincronismo de fechamento, a válvula de estrangulamento é mantida no estado completamente aberto.

20 17. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 14, em que em uma região de uma carga menor que a carga de motor quando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada atinge o dito sincronismo de fechamento limite, a quantidade de ar de entrada alimentada na câmara de combustão é controlada por uma válvula de estrangulamento fornecida em uma passagem de sucção de motor.

25 18. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 14, em que em uma região de uma carga menor que a carga do motor quando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada atinge o dito sincronismo de fechamento limite, quanto menor a carga, maior é a relação ar-combustível.

30 19. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 14, em que em uma região de uma carga menor que a carga do motor quando o sincronismo de fechamento da válvula de entrada atinge o dito sincronismo de fechamento limite, o sincronismo

de fechamento da válvula de entrada é mantido no dito sincronismo de fechamento limite.

20. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 1, em que a dita relação de compressão mecânica é aumentada quando a carga do motor se torna menor até a relação de compressão mecânica limite.

21. Motor de combustão interna do tipo de ignição de centelha, de acordo com a reivindicação 20, em que em uma região de uma carga menor que a carga do motor quando a dita relação de compressão mecânica atinge a dita relação de compressão mecânica limite, a relação de compressão mecânica é mantida na dita relação de compressão mecânica limite.

FIG.1

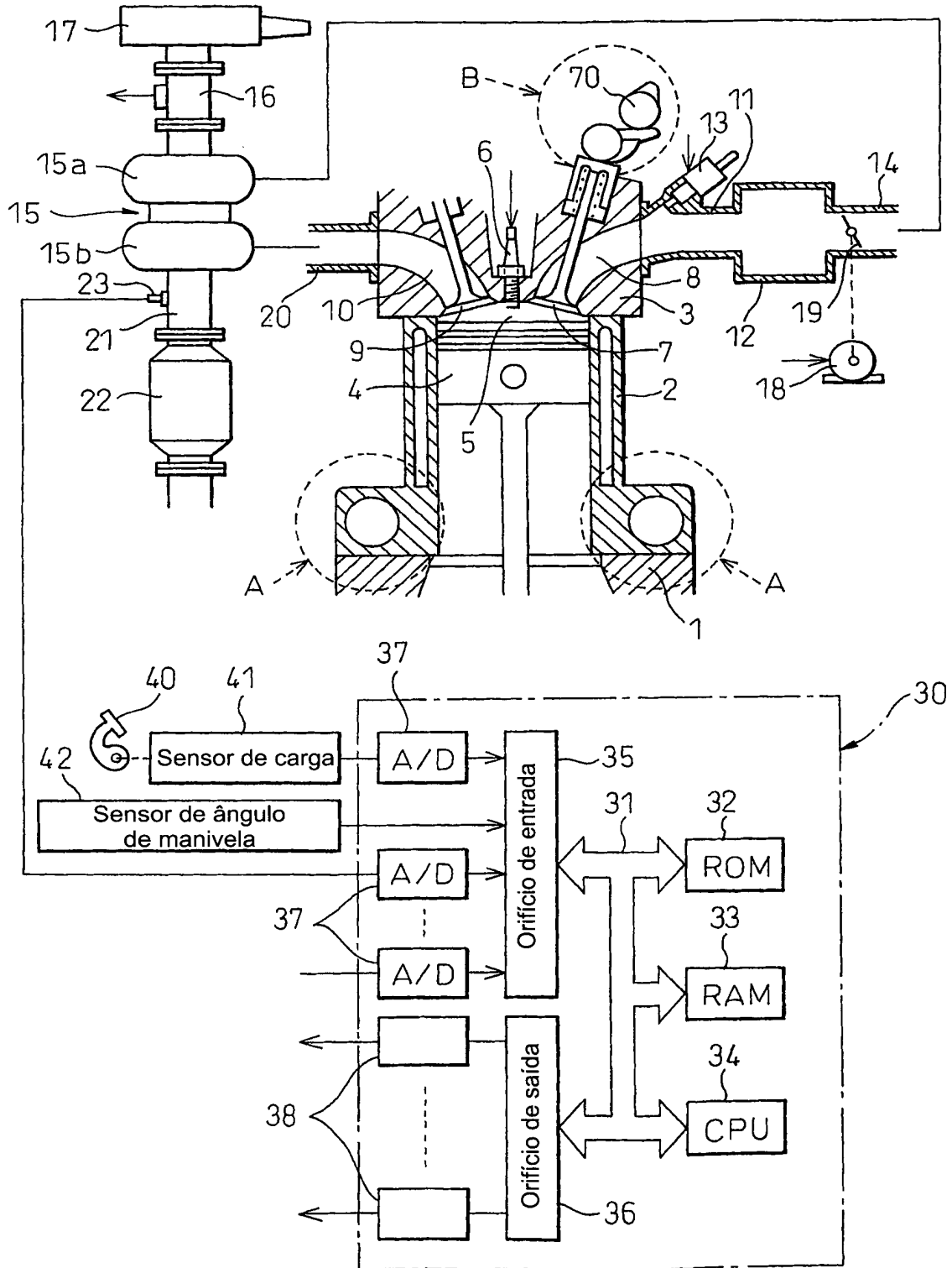


FIG. 2

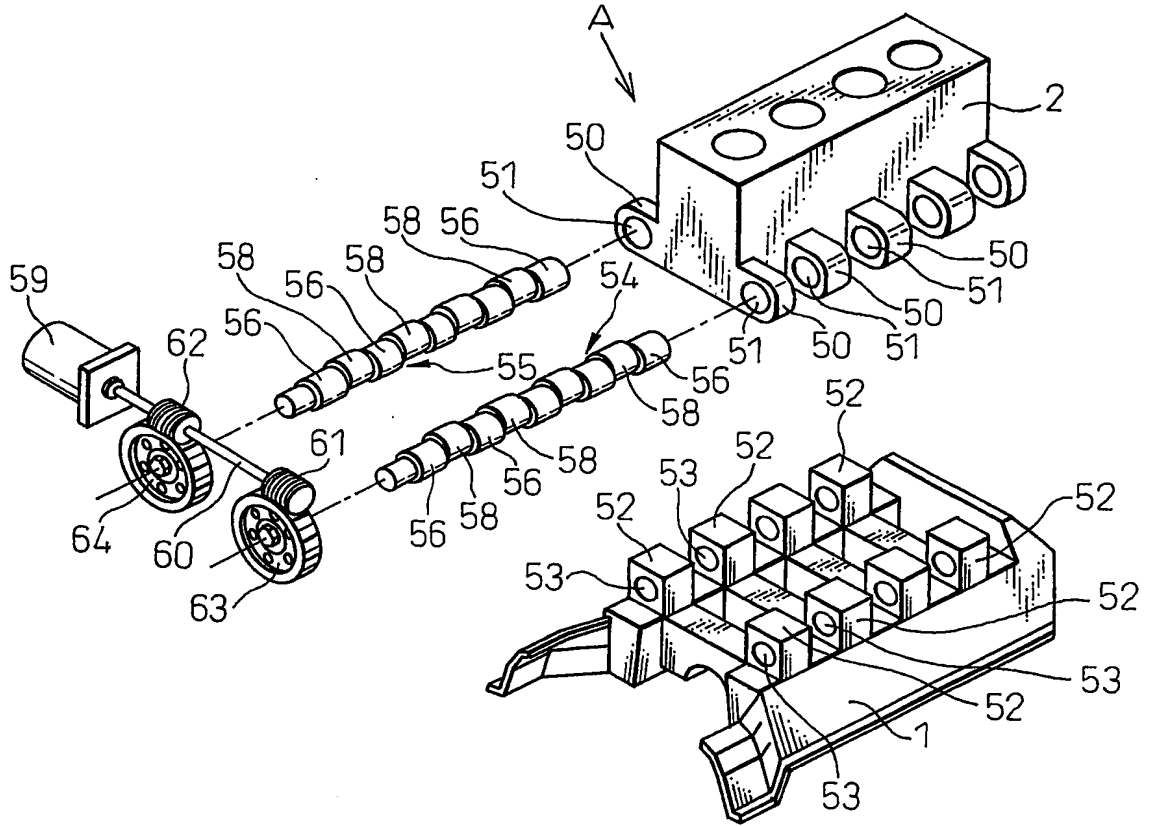


FIG. 3

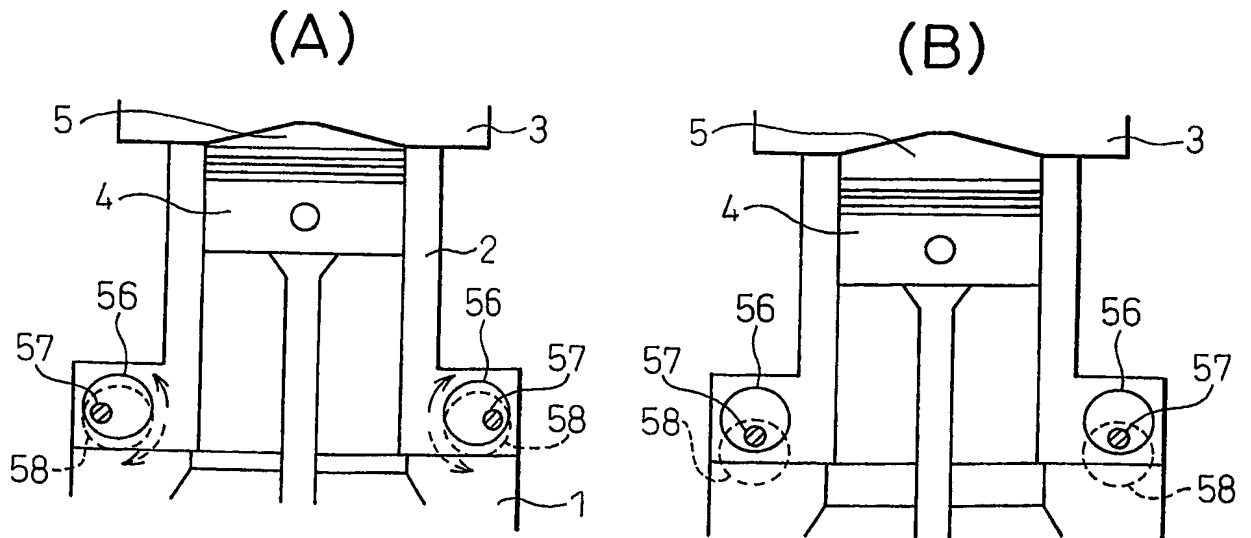


FIG. 4

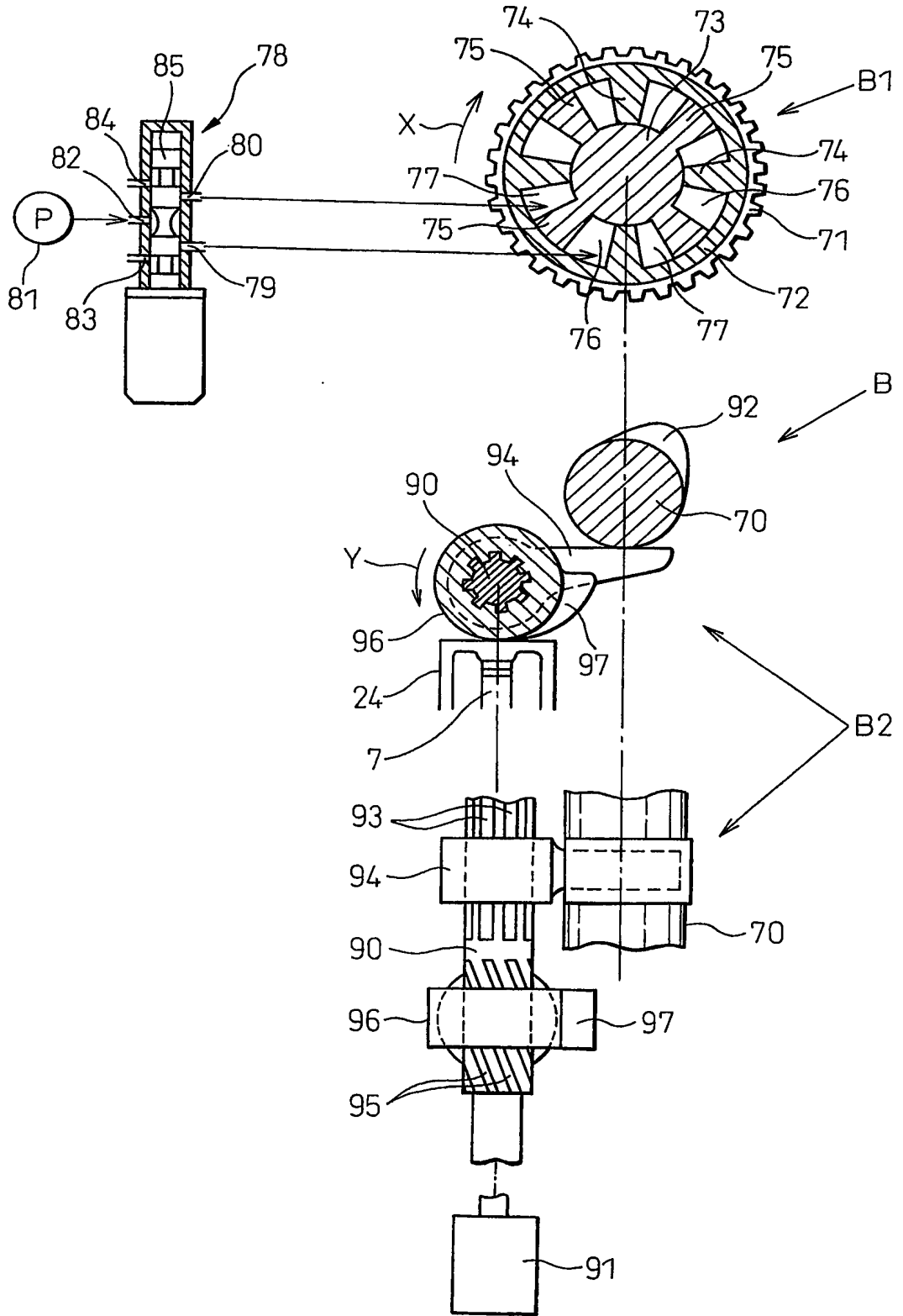
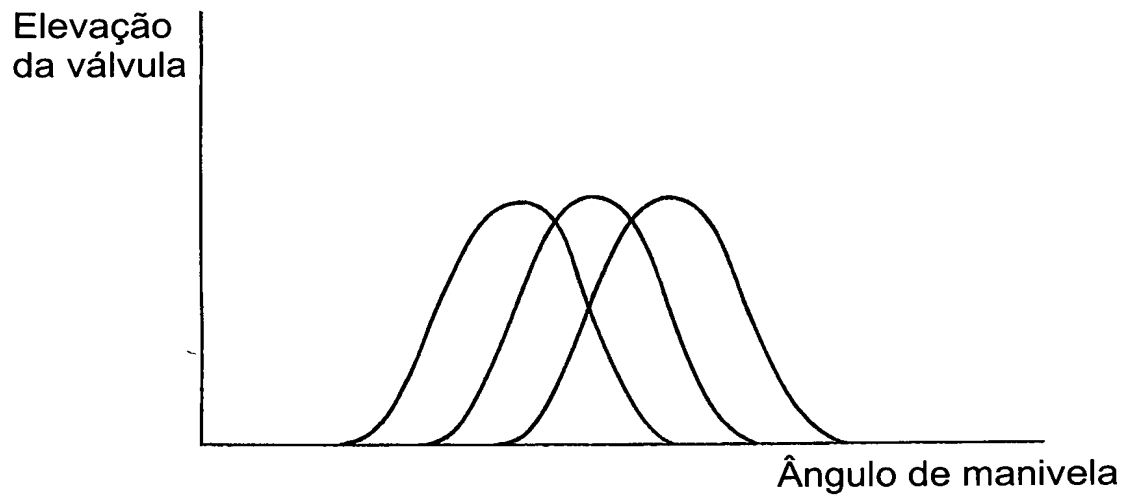


FIG. 5

(A)



(B)

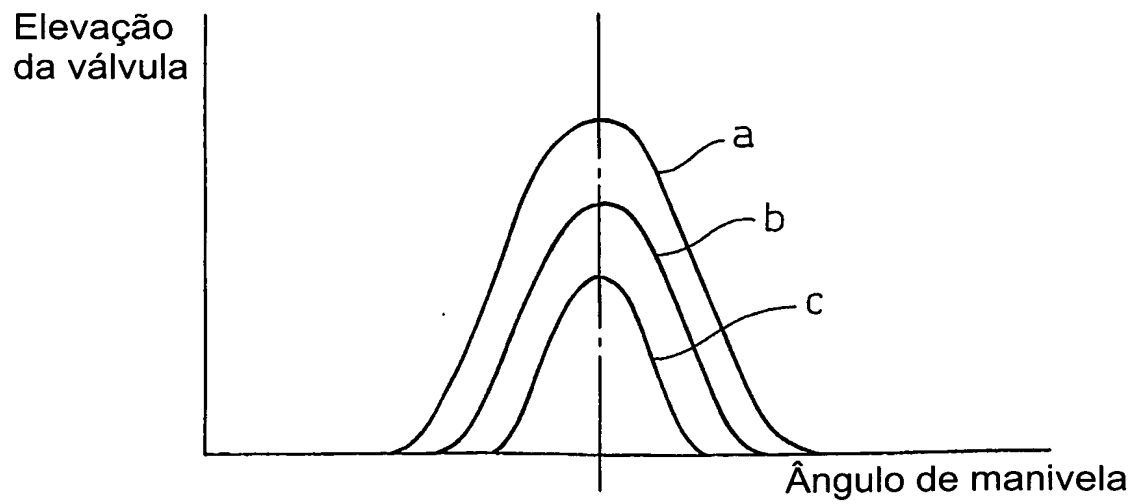
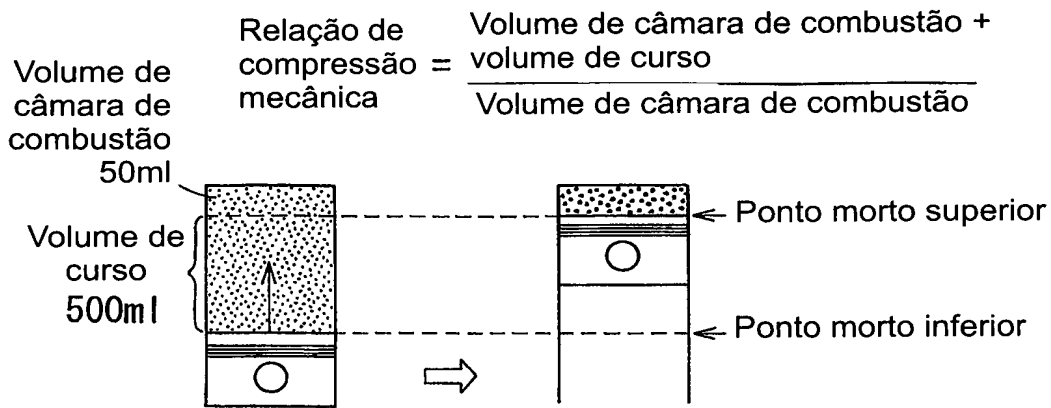
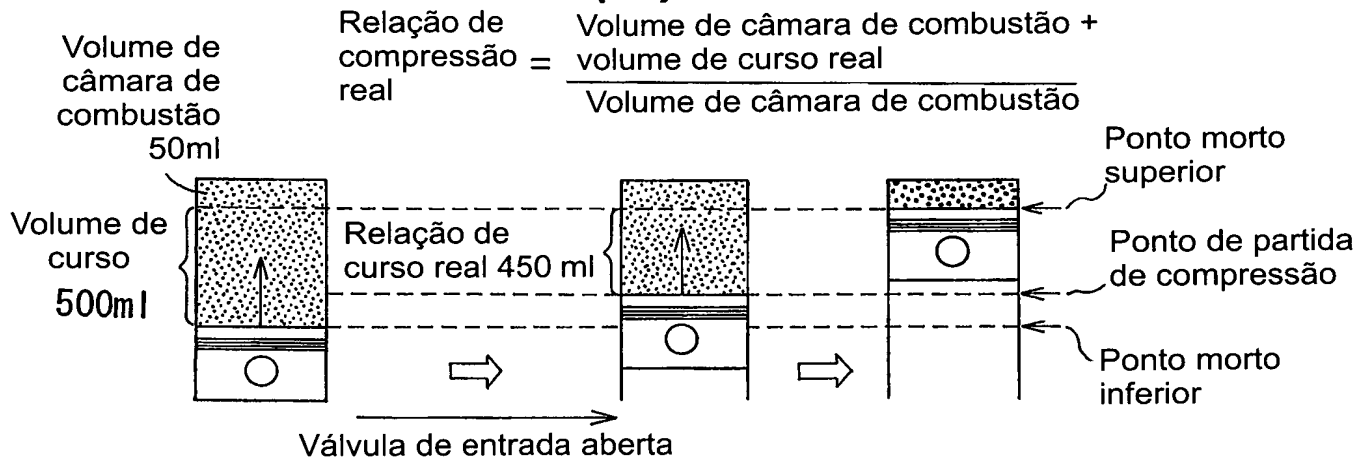


FIG.6

(A)



(B)



(C)

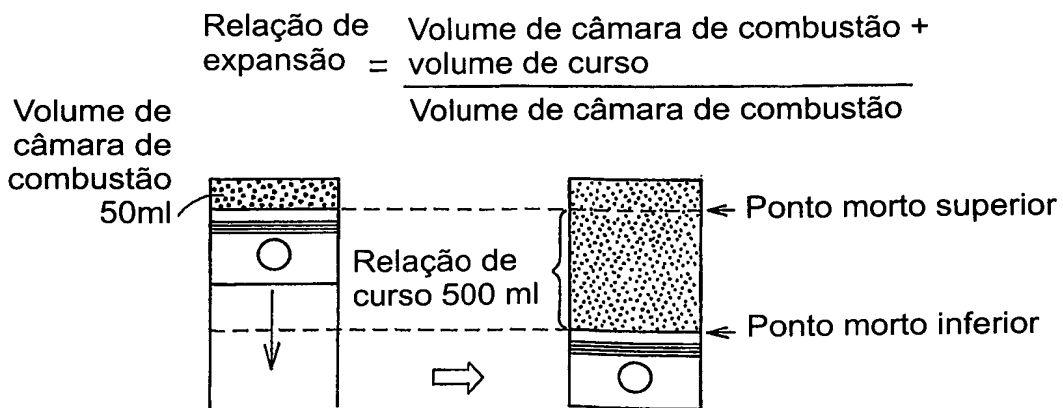


FIG.7

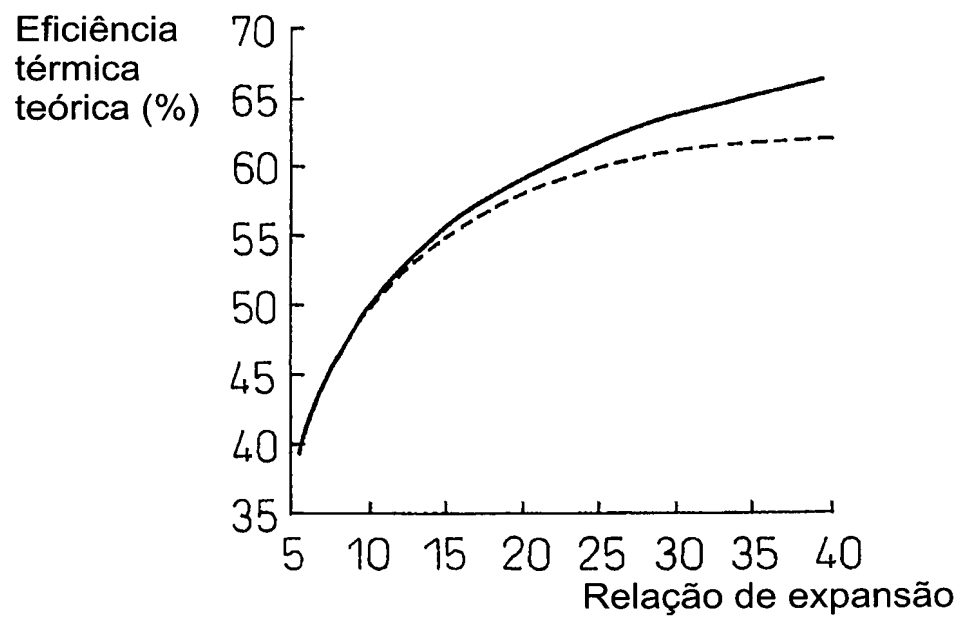
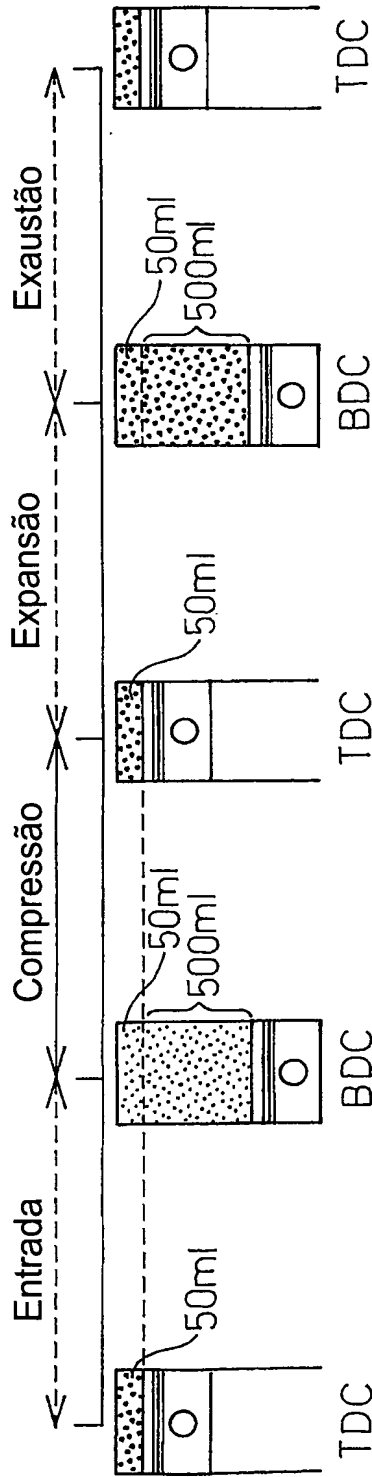


FIG.8

(A)



(B)

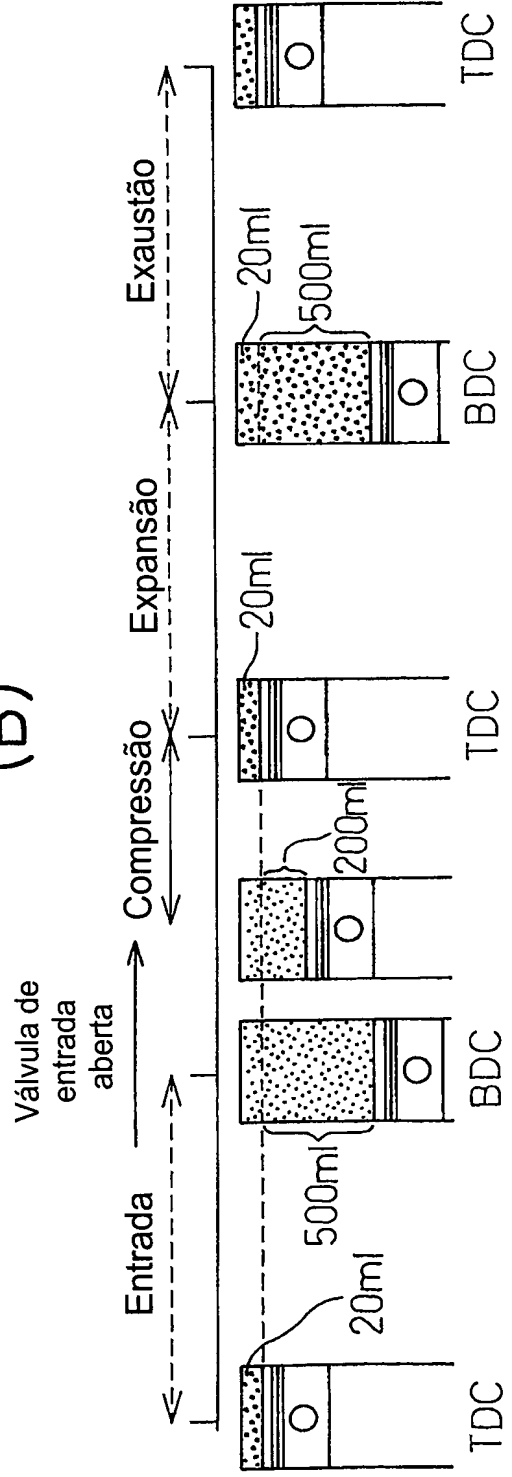


FIG.9

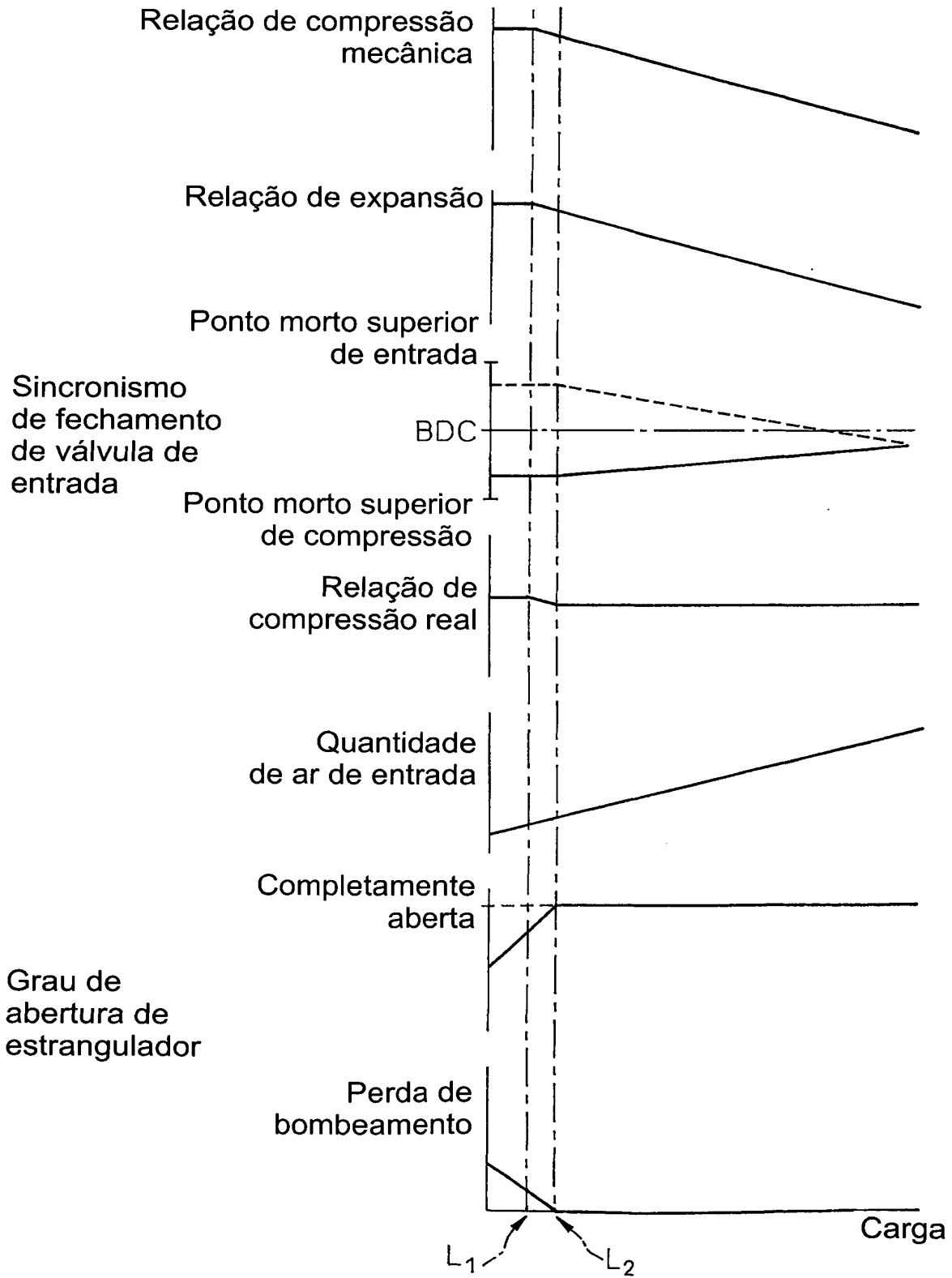
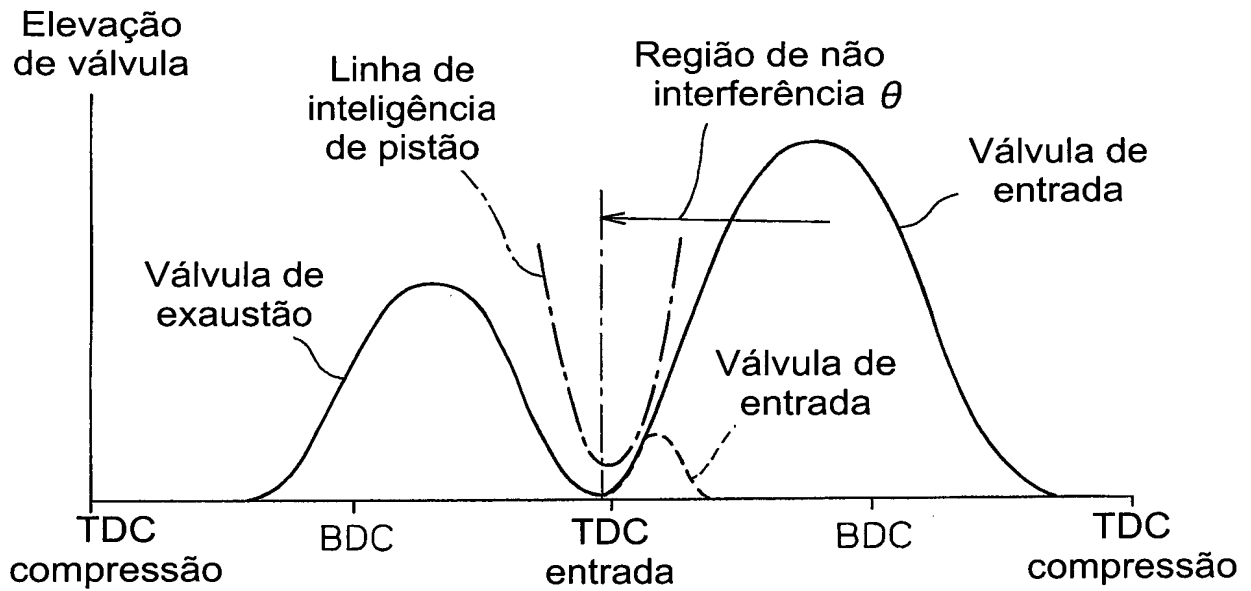


FIG.10

(A)



(B)

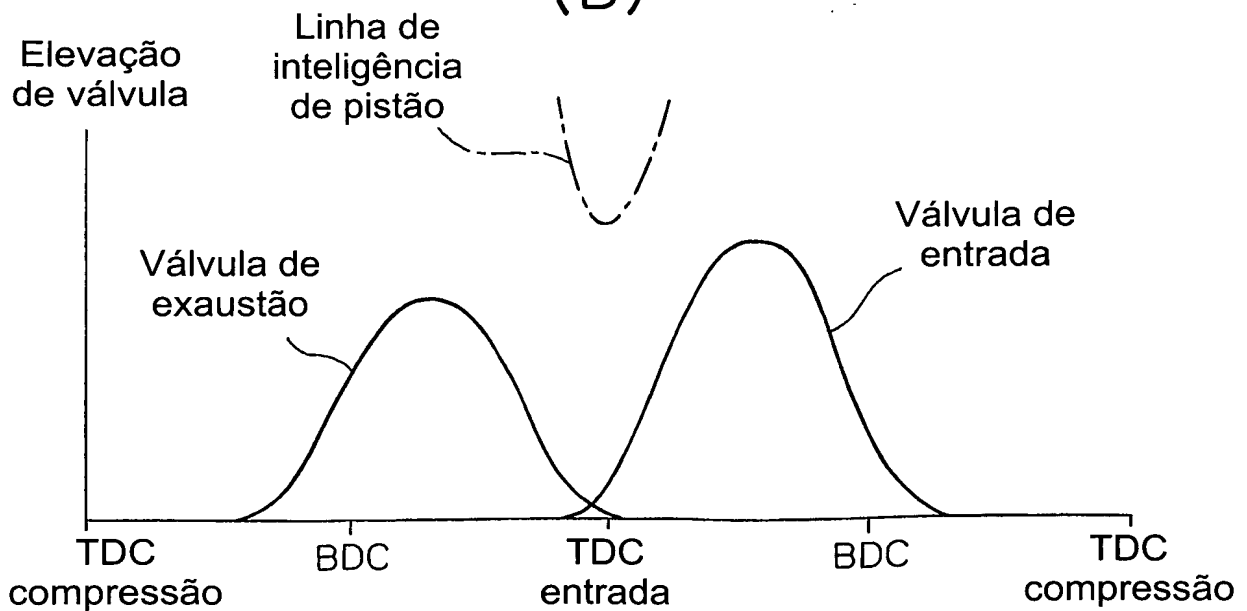


FIG.11

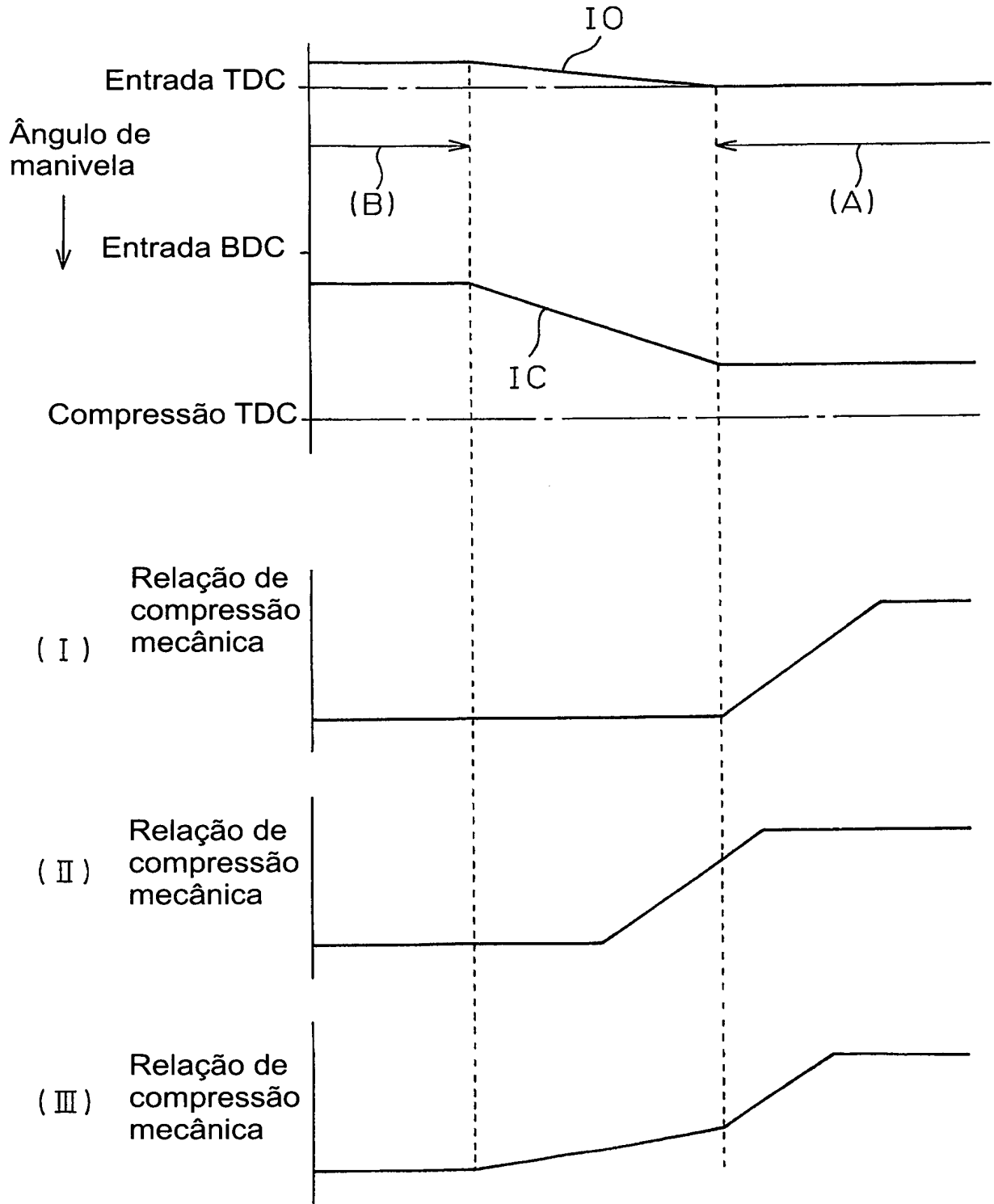


FIG.12

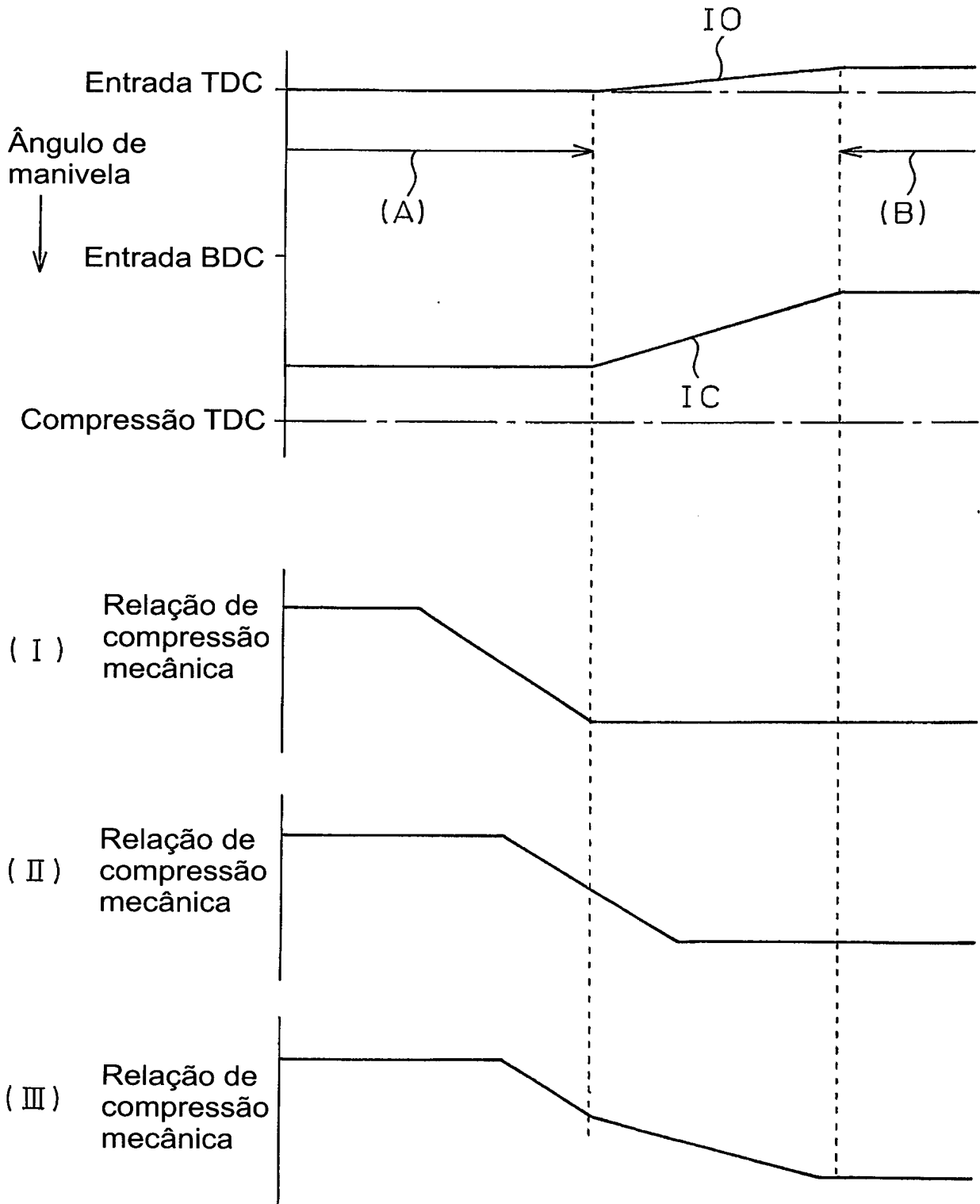


FIG.13

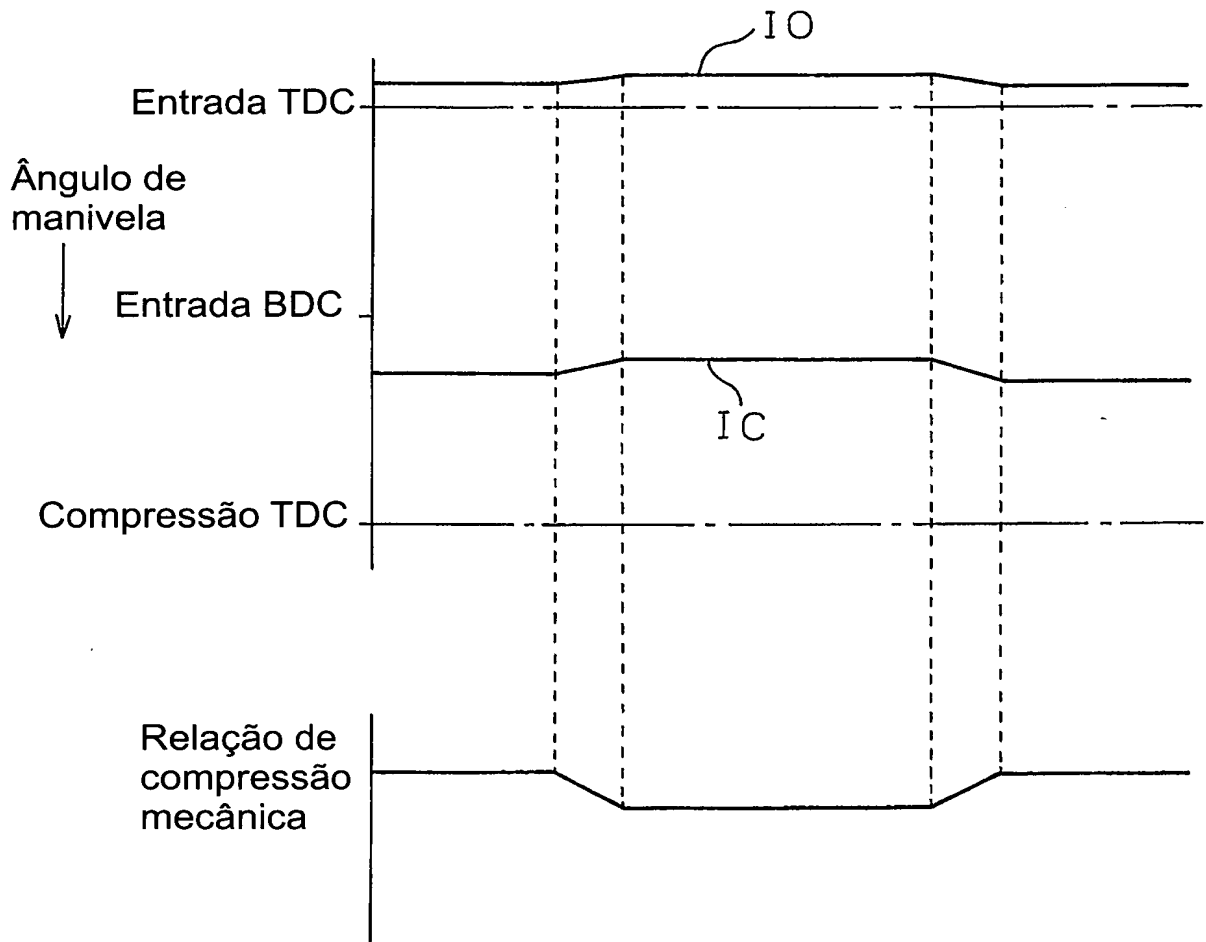
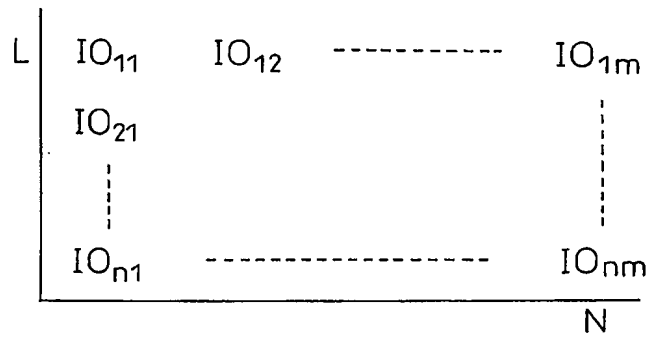
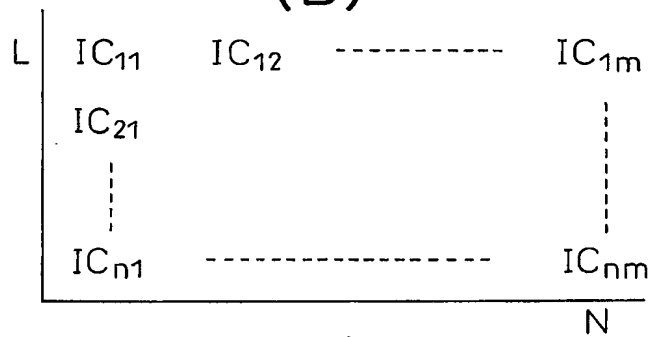


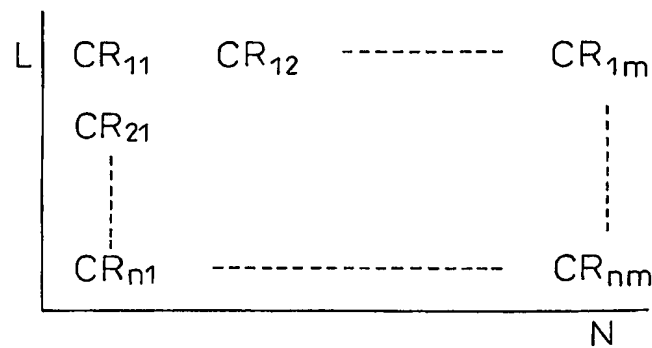
FIG.14
(A)



(B)



(C)



(D)

Relação de compressão
real alvo

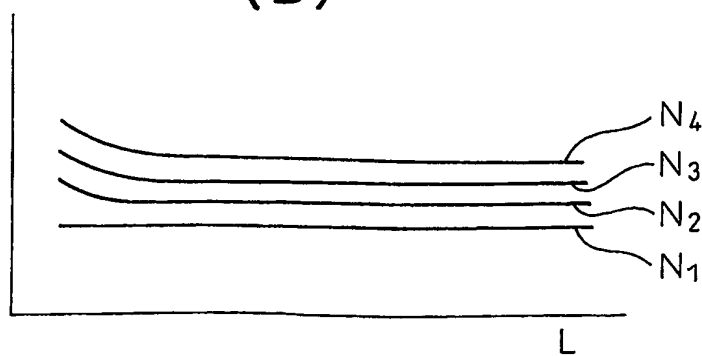
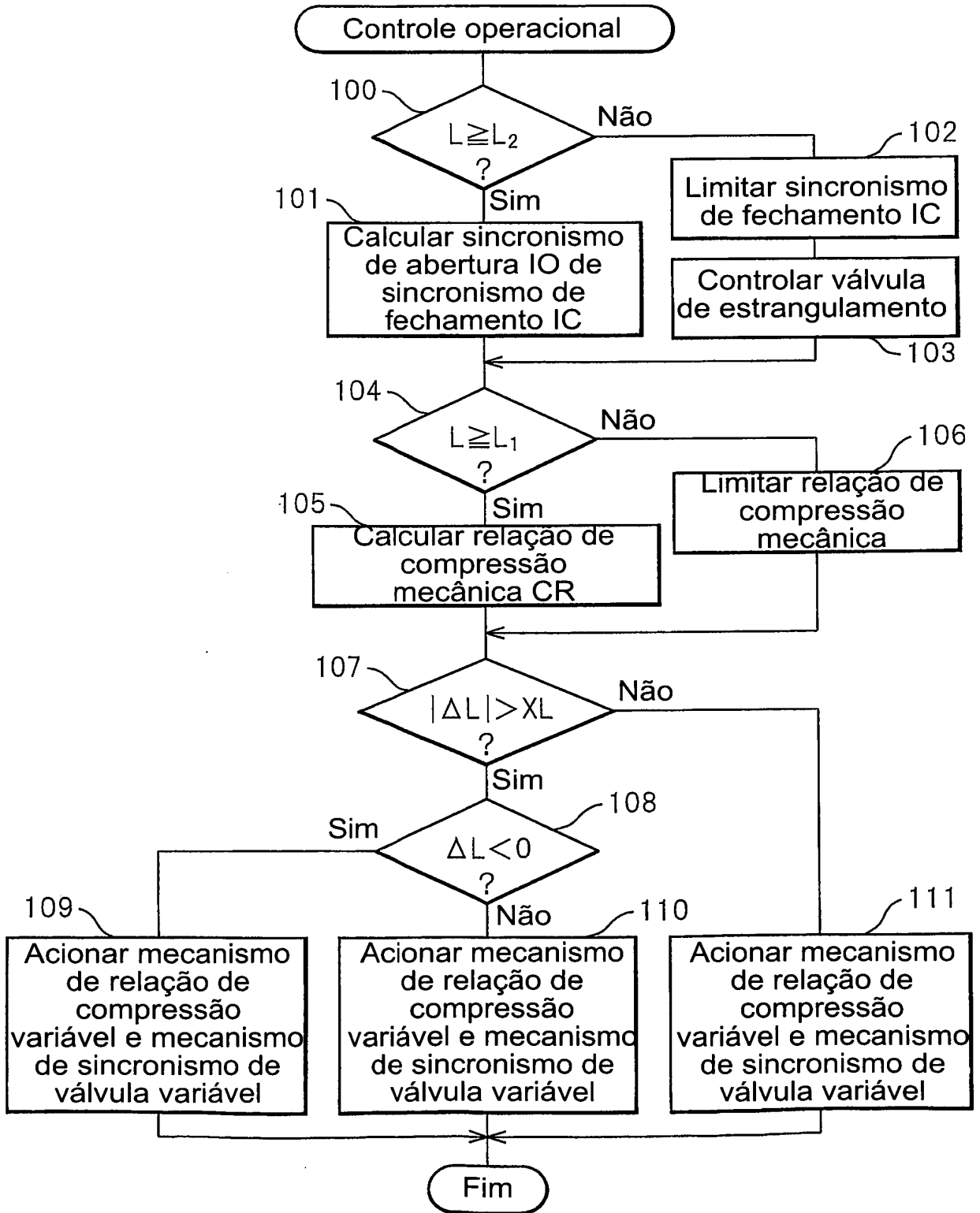


FIG.15



RESUMO

Patente de Invenção: "**MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO TIPO DE IGNIÇÃO DE CENTELHA**".

A presente invenção refere-se a um motor de combustão interna
5 fornecido com um mecanismo de relação de compressão variável capaz de
mudar uma relação de compressão mecânica (A) e um mecanismo de sin-
cronismo de válvula variável (B) capaz de controlar individualmente o sincro-
nismo de abertura e o sincronismo de fechamento da válvula de entrada. No
momento da operação de carga baixa do motor, a relação de expansão má-
10 xima é obtida fazendo a relação de compressão mecânica máxima e, en-
quanto a relação de compressão mecânica é tornada máxima, o sincronismo
de abertura IO da válvula de entrada (7) é mantido em um sincronismo de
abertura alvo substancialmente do ponto morto superior de entrada na regi-
ão de não interferência onde nenhuma interferência entre a válvula e o pis-
15 tão ocorre.