



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

(11) PI 0904330-6 B1



(22) Data do Depósito: 02/04/2009

(45) Data de Concessão: 08/06/2021

(54) Título: SISTEMA DE CONTROLE DE MOTOR

(51) Int.Cl.: F02D 15/04; F02D 13/02.

(73) Titular(es): TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA.

(72) Inventor(es): YASUYUKI IRISAWA.

(86) Pedido PCT: PCT JP2009057238 de 02/04/2009

(87) Publicação PCT: WO 2010/113332 de 07/10/2010

(85) Data do Início da Fase Nacional: 25/02/2010

(57) Resumo: SISTEMA DE CONTROLE DE MOTOR Em um veículo do tipo desenhado usar um motor (1) e geradores de motor (MG1 MG2) para acionar o veículo em que o motor (1) é fornecido com um mecanismo de relação de compressão variável (A) e um mecanismo de sincronismo de válvula variável (B) quando a saída exigida do motor (1) é uma saída limite (PY) ou menos é realizado o controle de manutenção de taxa de consumo de combustível mínima satisfazendo a saída exigida do motor mudando a rotação do motor em um estado mantendo a relação de compressão mecânica na relação de compressão máxima. Quando a saída exigida do motor é aumentada sobre a saída limite (PY), a relação de compressão mecânica é diminuída para a relação de compressão mecânica mínima então a saída do motor é aumentada

“SISTEMA DE CONTROLE DE MOTOR”

CAMPO DA INVENÇÃO

[001] A presente invenção refere-se a um sistema de controle de motor.

ANTECEDENTES DA TÉCNICA

[002] É conhecido na técnica um veículo do tipo híbrido projetado para usar um ou ambos de um motor e um motor elétrico para acionar o veículo, em que o motor é compreendido de um motor fornecido com um mecanismo de taxa de compressão variável, é encontrada uma taxa de compressão pela qual uma eficiência total considerando uma eficiência do motor, uma eficiência do motor elétrico, uma eficiência de um sistema de transmissão de energia, e todas as outras eficiências, se torna maior, e uma taxa de compressão do motor é controlada para a taxa de compressão que fornece sua eficiência total maior.

LISTA DE CITAÇÃO

Literatura de Patente

[003] Literatura de Patente 1: Publicação de Patente japonesa nº. 2004-44433A

SUMÁRIO DA INVENÇÃO

Problema Técnico

[004] No entanto, mesmo se somente controlar a taxa de compressão de modo que a eficiência total se torna maior, existe um limite para o aperfeiçoamento da taxa de consumo de combustível. O desenvolvimento de um veículo que fornece uma taxa de consumo de combustível superior é correntemente desejado.

[005] Um objetivo da presente invenção é fornecer um sistema de controle de motor capaz de obter uma taxa de consumo de combustível mais superior quando a saída exigida do motor aumenta controlando uma taxa de compressão mecânica e um sincronismo de fechamento de uma válvula de admissão, e capaz de suprimir uma ocorrência de vibração e ruído.

Solução para o Problema

[006] De acordo com a presente invenção, é fornecido um sistema de contro-

le de motor fornecido com um sistema de regulagem de saída que permite determinar uma combinação desejada de um torque de motor e uma rotação de motor que fornece uma mesma saída de motor, em que um mecanismo de taxa de compressão variável, capaz de mudar uma taxa de compressão mecânica, e um mecanismo de sincronismo de válvula variável, capaz de controlar um sincronismo de fechamento de uma válvula de admissão, são fornecidos, e quando uma saída exigida do motor é menor que uma saída limite predeterminado, um controle de manutenção de taxa de consumo de combustível, que satisfaz uma saída exigida do motor mudando a rotação do motor em um estado que mantém a taxa de compressão mecânica a uma taxa de compressão predeterminada ou mais, é realizado e quando a saída exigida do motor aumenta sobre a saída limite, é realizado um controle de aumento de saída que aumenta o torque do motor depois de abaixar a taxa de compressão mecânica para a taxa de compressão predeterminada ou menos.

BREVE DESCRIÇÃO DOS DESENHOS

[007] A Figura 1 é uma visão geral de um motor e um sistema de regulagem de saída;

A Figura 2 é uma vista para explicar uma ação do sistema de regulagem de saída;

A Figura 3 é uma vista mostrando uma relação entre uma saída do motor e um torque de motor T_e e uma rotação do motor N_e , etc;

A Figura 4 é um fluxograma para controle operacional de um veículo;

A figura 5 é uma vista explicando um controle de carga e descarga de uma bateria;

A Figura 6 é uma visão geral do motor mostrado na Figura 1;

A Figura 7 é uma vista em perspectiva desmontada de um mecanismo de taxa de compressão variável;

A Figura 8 é uma vista em seção transversal lateral de um motor mostrado esquematicamente;

A Figura 9 é uma vista mostrando um mecanismo de sincronismo de válvula

variável;

A Figura 10 é uma vista mostrando quantidades de elevação de uma válvula de admissão e uma válvula de descarga;

A Figura 11 é uma vista para explicar uma taxa de compressão mecânica e uma taxa de compressão real e uma taxa de expansão;

A Figura 12 é uma vista mostrando uma relação entre uma eficiência térmica teórica e uma taxa de expansão;

A Figura 13 é uma vista explicando um ciclo normal e um ciclo de taxa de expansão super elevada;

A Figura 14 é uma vista mostrando mudanças na taxa de compressão mecânica de acordo com o torque de motor, etc;

A Figura 15 é uma vista mostrando linhas de taxa de consumo de combustível e linhas de operação iguais;

A Figura 16 é uma vista mostrando mudanças na taxa de consumo de combustível e taxa de compressão mecânica;

A Figura 17 é uma vista mostrando linhas de taxa de consumo de combustível e linhas de operação equivalentes;

A Figura 18 é uma vista mostrando linhas de saída e saídas limites equivalentes de um motor;

A Figura 19 mostra o estado do torque T_e e a rotação do motor N_e quando uma saída exigida é aumentada ou diminuída;

A Figura 20 é um gráfico de tempo mostrando as mudanças na taxa de compressão mecânica, sincronismo de fechamento da válvula de admissão, etc;

A Figura 21 é uma vista mostrando o estado de mudanças no torque de motor T_e e na rotação do motor N_e quando uma saída exigida do motor é aumentada ou diminuída;

A Figura 22 é uma vista mostrando o estado de mudanças no torque do motor T_e e na rotação do motor N_e quando uma saída exigida do motor é aumentada ou diminuída;

A Figura 23 é um gráfico de tempo mostrando as mudanças na taxa de compressão mecânica, sincronismo de fechamento da válvula de admissão, etc;

A Figura 24 é um fluxograma para controle operacional;

A Figura 25 é uma vista mostrando o estado de mudanças no torque do motor T_e e na rotação do motor N_e quando uma saída exigida do motor é aumentada ou diminuída;

A Figura 26 é uma vista mostrando o estado de mudanças no torque do motor T_e e na rotação do motor N_e quando uma saída exigida do motor é aumentada ou diminuída;

A Figura 27 é um gráfico de tempo mostrando as mudanças na taxa de compressão mecânica, sincronismo de fechamento da válvula de admissão, etc;

A Figura 28 é um fluxograma para controle operacional.

MODO PARA REALIZAR A INVENÇÃO

[008] A Figura 1 é uma visão geral de um motor do tipo de ignição a centelhas 1 e um sistema de regulação de saída 2 montado em um veículo do tipo híbrido.

[009] Primeiro, referindo-se à Figura 1, o sistema de regulação de saída 2 será explicado simplesmente. Na modalidade mostrada na Figura 1, o sistema de regulação de saída 2 é compreendido de um par de geradores de motor MG1 e MG2 operando como motores elétricos e geradores e um mecanismo de engrenagem planetária 3. Este mecanismo de engrenagem planetária 3 é fornecido com uma engrenagem solar 4, uma engrenagem de anel 5, engrenagens planetárias 6 dispostas entre a engrenagem solar 4 e a engrenagem de anel 5, e um suporte de engrenagem planetária 7 suportando as engrenagens planetárias 6. A engrenagem solar 4 é acoplada a um eixo 8 do gerador de motor MG1, enquanto o suporte de engrenagem planetária 7 é acoplado a um eixo de saída 9 do motor 1. Adicionalmente, a engrenagem de anel 5 por um lado é acoplada a um eixo 10 do gerador de motor MG2 e por outro lado é acoplada a um eixo de saída 12 acoplado nas rodas de acionamento através de uma correia 11. Portanto, sabe-se que se a engrenagem

de anel 5 roda, o eixo de saída 12 é feito rodar com esta.

[010] Os geradores de motor MG1 e MG2 são respectivamente compreendidos de motores sincronizados de CA fornecidos com rotores 13 e 15 fixados a eixos correspondentes 8 e 10 e tendo vários ímãs permanentes fixados nas circunferências externas e estatores 14 e 16 fornecidos com bobinas de excitação formando campos magnéticos rotativos. As bobinas de excitação dos estatores 14 e 16 dos geradores de motor MG1 e MG2 são conectados em circuitos de controle de acionamento de motor correspondentes 17 e 18, enquanto estes circuitos de controle de acionamento de motor 17 e 18 são conectados a uma bateria 19 que gera uma alta voltagem de CD. Na modalidade mostrada na Figura 1, o gerador de motor MG2 opera principalmente como um motor elétrico enquanto o gerador de motor MG1 opera principalmente como um gerador.

[011] Uma unidade de controle eletrônico 20 é compreendida de um computador digital e é fornecido com uma ROM (memória de leitura) 22, RAM (memória de acesso randômico) 23, CPU (microprocessador) 24, porta de entrada 25, e porta de saída 26 que são interconectadas por um barramento bidirecional 21. Um pedal de acelerador 27 é conectado a um sensor de carga n38 para gerar uma voltagem de saída proporcional a uma quantidade de depressão L do pedal de acelerador 27. Uma voltagem de saída do sensor de carga 28 é introduzida através de um conversor AD correspondente 25a para uma porta de entrada 25. Adicionalmente, a porta de entrada 25 é conectada a um sensor de ângulo de eixo de manivela 29 gerando um pulso de saída cada vez que um eixo de manivela roda por, por exemplo, 15°. Além do mais, a porta de entrada 25 recebe como entrada um sinal que expressa a corrente de carga e descarga da bateria 19 e outros vários sinais através do conversor AD correspondente 25a. Por outro lado, a porta de saída 26 é conectada aos circuitos de controle de acionamento de motor 17 e 18 e é conectada através do circuito de acionamento correspondente 26a em componentes para controlar o motor 1, por exemplo, um injetor de combustível, etc.

[012] Quando se aciona o gerador de motor MG2, a alta voltagem CD da ba-

teria 19 é convertida no circuito de controle de acionamento do motor 18 em CA trifásica com uma frequência de f_m e um valor de corrente de I_m . Esta CA trifásica é suprida na bobina de excitação do estator 16. Esta frequência f_m é a frequência exigida para fazer o campo magnético rotativo gerado pela bobina de excitação rodar de modo síncrono com a rotação do rotor 15. Esta frequência f_m é calculada pela CPU 24 baseada na velocidade do eixo de saída 10. No circuito de controle de acionamento do motor 18, esta frequência f_m é feita a frequência da CA trifásica. Por outro lado, o torque de saída do gerador de motor MG2 se torna substancialmente proporcional ao valor da corrente I_m da CA trifásica. Este valor de corrente I_m é calculado baseado no torque de saída exigida do gerador de motor MG2. No circuito de controle de acionamento de motor 18, este valor de corrente I_m é feito o valor de corrente da CA trifásica.

[013] Adicionalmente, se determinar um estado usando força externa para acionar o gerador de motor MG2, o gerador de motor MG2 atua como gerador. A energia gerada neste momento é recuperada na bateria 19. O torque de acionamento exigido quando se usa força externa para acionar o gerador de motor MG2 é calculado na CPU 24. O circuito de controle de acionamento de motor 18 é operado de modo que este torque de acionamento exigido atua no eixo 10.

[014] Este tipo de controle de acionamento no gerador de motor MG2 é realizado de modo similar no gerador de motor MG1, Isto é, quando se aciona o gerador de motor MG1, a alta voltagem CD da bateria 19 é convertida no circuito de controle de acionamento de motor 17 para uma CA trifásica com uma frequência de f_m e um valor de corrente de I_m . Esta CA trifásica é suprida na bobina de excitação do estator 14. Adicionalmente se é determinado um estado usando força externa para acionar o gerador de motor MG1, o gerador de motor MG1 opera como um gerador. A energia gerada neste momento é recuperada na bateria 19. Neste momento, o circuito de controle de acionamento de motor 17 é operado de modo que o torque de acionamento exigido calculado atua no eixo 8.

[015] A seguir, referindo-se à Figura 2(A) que ilustra o mecanismo de engre-

nagem planetária 3, a relação dos torques que atuam em eixos diferentes 8, 9 e 10 e a relação das velocidades dos eixos 8, 9 e 10 serão explicadas.

[016] Na Figura 2(A), r_1 mostra o raio de um círculo de passo da engrenagem solar 4, enquanto r_2 mostra o raio de um círculo de passo da engrenagem de anel 5. Agora, assumindo que no estado mostrado na Figura 2(A), é aplicado um torque T_e no eixo de saída 9 do motor 1 e a força F que atua na direção de rotação do eixo de saída 9 é gerado no centro de rotação de cada engrenagem planetária 6. Neste momento, nas partes engrenando com a engrenagem planetária 6, a engrenagem solar 4 e a engrenagem de anel 5 são atuadas por uma força $F/2$ na mesma direção que a força F . Como resultado, o eixo 8 da engrenagem solar 4 é atuado por um torque T_{es} ($= (F/2) r_1$), enquanto o eixo 10 da engrenagem de anel 5 é atuado por um torque T_{er} ($= (F/2) \cdot r_2$). Por outro lado, um torque T_e que atua no eixo de saída 9 do motor 1 é expresso por $F \cdot (r_1 + r_2)/2$, assim se expressa o torque T_{es} que atua no eixo 8 da engrenagem solar 4 por r_1 , r_2 e T_e , o resultado se torna $T_{es} (= r_1/(r_1 + r_2)) \cdot T_e$, enquanto se expressa o torque T_{er} que atua no eixo 10 da engrenagem de anel 5 por r_1 , r_2 e T_e , o resultado se torna $T_{er} (= r_2/(r_1 + r_2)) \cdot T_e$.

[017] Isto é, o torque T_e que ocorre no eixo de saída 9 do motor 1 é dividido no torque T_{es} que atua no eixo 8 da engrenagem solar 4 e o torque T_{er} que atua no eixo 10 da engrenagem de anel 5 pela razão de $r_1:r_2$. Neste caso, $r_2 > r_1$, de modo que o torque T_{er} que atua no eixo 10 do anel de engrenagem 5 sempre se torna maior que o torque T_{es} que atua no eixo 8 da engrenagem solar 4. Note que, se definir o raio r_1 do círculo de passo da engrenagem solar/raio r_2 do círculo de passo da engrenagem de anel 5, isto é, o número de dentes da engrenagem solar 4/número de dentes da engrenagem de anel 5, como p , T_{es} é expresso como $T_{es} (= p/(1+p)) \cdot T_e$, e T_{er} é expresso como $T_{er} (= 1/(1+p)) \cdot T_e$.

[018] Por outro lado, se a direção rotacional do eixo de saída 9 do motor 1, isto é, a direção de ação do torque T_e mostrada pela seta na Figura 2(A), é feita para frente, quando a rotação do suporte de engrenagem planetária 7 é interrompida e neste estado a engrenagem solar 4 é feita rodar para frente, a engrenagem de anel

5 roda na direção oposta. Neste momento, a razão das velocidades da engrenagem solar 4 e a engrenagem de anel 5 se torna $r_2:r_1$. A linha tracejada Z_1 da Figura 2(B) ilustra a relação das velocidades neste momento. Note que, na Figura 2(B), a ordenada mostra a direção de avanço, acima de zero 0 e a direção inversa abaixo de zero 0. Adicionalmente, na Figura 2(B), S mostra a engrenagem solar 4, C mostra o suporte de engrenagem planetária 7, e R mostra a engrenagem de anel 5. Como mostrado na Figura 2(B), se a distância entre o suporte de engrenagem planetária C e o anel de engrenagem R é r_1 , a distância entre o suporte de engrenagem planetária C e a engrenagem solar S é r_2 , e as velocidades da engrenagem solar S, suporte de engrenagem planetária C, e engrenagem de anel R são mostradas pelos pontos pretos, os pontos que mostram as velocidades são posicionados na linha mostrada pela linha tracejada Z_1 .

[019] Por outro lado, na interrupção da rotação relativa da engrenagem solar 4, engrenagem de anel 5, engrenagens planetárias 6 para fazer o suporte de engrenagem planetária 7 rodar para frente, a engrenagem solar 4, engrenagem de anel 5, e o suporte de engrenagem planetária 7 rodarão para frente na mesma velocidade rotacional. A relação das velocidades neste momento é mostrada pela linha tracejada Z_2 . Portanto, a relação das velocidades reais é expressa pela linha sólida Z obtida pela superposição da linha tracejada Z_1 na linha tracejada Z_2 , portanto, os pontos que mostram as velocidades da engrenagem solar S, suporte de engrenagem planetária C e engrenagem de anel R são posicionados na linha mostrada pela linha sólida Z. Portanto, quando quaisquer duas velocidades da engrenagem solar S, suporte de engrenagem planetária C e engrenagem de anel R, são determinadas, a velocidade única restante é automaticamente determinada. Note que, ao usar a relação acima mencionada de $r_1/r_2 = p$, como mostrado na Figura 2(B), a distância entre a engrenagem solar S e o suporte de engrenagem planetária C e a distância entre o suporte de engrenagem planetária C e a engrenagem de anel R se torna 1:p.

[020] A Figura 2(C) ilustra as velocidades da engrenagem solar S, suporte de engrenagem planetária C, e engrenagem de anel R e os torques que atuam na en-

grenagem solar S, suporte de engrenagem planetária C, e engrenagem de anel R. A ordenada e abscissa da Figura 2(C) são as mesmas que na Figura 2(B). Adicionalmente, a linha sólida mostrada na Figura 2(C) corresponde à linha sólida mostrada na Figura 2(B). Por outro lado, a Figura 2(C) mostra os torques que atuam nos eixos correspondentes nos pontos pretos mostrando as velocidades. Note que, quando a direção de ação do torque e a direção de rotação são as mesmas em cada torque, isto mostra o caso em que o torque de acionamento é fornecido ao eixo correspondente, enquanto quando a direção de ação do torque e a direção de rotação são opostas, isto mostra o caso em que um torque é fornecido ao eixo correspondente.

[021] Agora, no exemplo mostrado na Figura 2(C), o suporte de engrenagem planetária C é atuado pelo torque do motor T_e . Este torque de motor T_e é dividido no torque T_{er} aplicado na engrenagem de anel R e o torque T_{es} aplicado na engrenagem solar S. O eixo 10 da engrenagem de anel R é atuado pelo torque de motor dividido T_{er} , o torque T_{m2} do gerador de motor MG2, e o torque de acionamento de veículo T_r para acionar o veículo. Estes torques, T_{er} , T_{m2} e T_r são equilibrados. No caso mostrado na figura 2(C), o torque T_{m2} é um onde a direção de ação do torque e a direção de rotação são as mesmas. De modo que este torque T_{m2} fornece um torque de acionamento ao eixo 10 da engrenagem de anel R. Portanto, neste momento, o gerador de motor MG2 é operado como um motor de acionamento. No caso mostrado na Figura 2(C), a soma do torque do motor T_{er} dividido neste tempo e o torque de acionamento T_{m2} pelo gerador de motor MG2 se torna igual ao torque de acionamento do veículo T_r . Portanto, neste momento, o veículo é acionado pelo motor q d o gerador de motor MG2.

[022] Por outro lado, o eixo 8 da engrenagem solar 5 é atuado pelo torque de motor dividido T_{es} e o torque T_{m1} do gerador de motor MG1. Estes torques T_{es} e T_{m1} são equilibrados. No caso mostrado na Figura 2(C), o torque T_{m1} é aquele onde a direção de ação do torque e a direção de rotação são opostas, de modo que este torque T_{m1} se torna o torque de acionamento fornecido do eixo 10 da engrenagem de anel R. Portanto, neste tempo, o gerador de motor MG1 opera como um gerador.

Isto é, o torque de motor dividido T_{es} se torna igual ao torque para acionar o gerador de motor MG1. Portanto, neste tempo, o gerador de motor MG1 é acionado pelo motor 1.

[023] Na Figura 2(C), N_r , N_e , e N_s respectivamente mostram as velocidades do eixo 10 da engrenagem de anel R, o eixo do suporte de engrenagem planetária C, isto é, o eixo de acionamento 9 e o eixo 8 da engrenagem solar S. Portanto, a relação das velocidades dos eixos 8, 9 e 10 e a relação dos torques que atuam nos eixos 8, 9 e 10 serão claras num relance na figura 2(C). A Figura 2(C) é chamada um “nomograma”. A linha sólida mostrada na Figura 2(C) é chamada uma “linha operacional”.

[024] Agora, como mostrado na Figura 2(C), se o torque de acionamento de veículo é T_r e a velocidade a engrenagem de anel 5 é N_r , a saída de acionamento de veículo P_r para acionar o veículo é expressa por $P_r = T_r \cdot N_r$. Adicionalmente, a saída P_e do motor 1 neste tempo é expressa por um produto $T_e \cdot N_e$ do torque de motor T_e e a rotação do motor N_e . Por outro lado, neste momento, uma geração de energia do gerador de motor MG1 é similarmente expressa por um produto do torque e velocidade. Portanto, a geração de energia do gerador de motor MG1 se torna $T_{m1} \cdot N_s$. Adicionalmente, a energia de acionamento do gerador de motor MG2 é também expressa por um produto do torque e velocidade. Portanto, a energia de acionamento do gerador de motor MG2 se torna $T_{m2} \cdot N_r$. Aqui, assumindo que a geração de energia $T_{m1} \cdot N_s$ do gerador de motor MG1 é igual à energia de acionamento $T_{m2} \cdot N_r$ do gerador de motor MG2 e a energia gerada pelo gerador de motor MG1 é usada para acionar o gerador de motor MG2, a saída total P_e do motor 1 é usada pela saída de acionamento de veículo P_r . Neste momento, $P_r = P_e$, portanto, $T_r \cdot N_r = T_e \cdot N_e$. Isto é, o torque de motor T_e é convertido no torque de acionamento de veículo T_r . Portanto, o sistema de regulação de saída 2 realiza uma ação de conversão de torque. Note que, na atualidade, existe perda de geração e perda de transmissão de engrenagem, de modo que a saída total P_e do motor 1 não pode ser usada para a saída de acionamento de veículo P_r , mas o sistema de regulação de saída 2 ain-

da realiza uma ação de conversão de torque.

[025] A Figura 3(A) mostra linhas de saída equivalentes Pe_1 a Pe_9 do motor 1. Dentre as magnitudes das saídas existe a relação $Pe_1 < Pe_2 < Pe_3 < Pe_4 < Pe_5 < Pe_6 < Pe_7 < Pe_8 < Pe_9$. Note que, a ordenada da Figura 3(A) mostra o torque do motor Te , enquanto a abscissa da Figura 3(A) mostra a rotação do motor Ne . Como será entendido a partir da Figura 3(A), existem combinações inumeráveis do torque de motor Te e a rotação do motor Ne que satisfazem a saída exigida Pe do motor 1, exigida para acionar o veículo. Neste caso não importa que combinação do torque do motor Te e a rotação do motor Ne é selecionada, é possível converter o torque do motor Te no torque de acionamento de veículo Tr no sistema de regulagem de saída 2. Portanto, ao usar este sistema de regulagem 2, se torna possível determinar uma combinação desejada do torque de motor Te e a rotação do motor Ne que forneça uma mesma saída do motor Pe . Na presente invenção, como explicado posteriormente, é determinada uma combinação do torque do motor e a rotação do motor Ne capaz de assegurar a saída exigida Pe do motor 1 e obter um melhor consumo de combustível. A relação mostrada na Figura 3(A) é armazenada antecipadamente na ROM 22.

[026] A Figura 3(B) mostra as linhas de grau de abertura do acelerador equivalentes do pedal do acelerador 27, isto é, as linhas de depressão equivalentes L . As quantidades de depressão L são mostradas como percentagens com respeito às linhas de depressão equivalentes L . Note que, a ordenada da Figura 3(B) mostra o torque de acionamento do veículo exigido TrX exigido para acionar o veículo, enquanto a abscissa da Figura 3(B) mostra a velocidade Nr da engrenagem de anel 5. A partir da Figura 3(B), será entendido que o torque de acionamento de veículo exigido TrX é determinado a partir da quantidade de depressão L do pedal do acelerador 27 e da velocidade Nr da engrenagem de anel 5 neste momento. A relação mostrada na Figura 3(B) é armazenada antecipadamente na ROM 22.

[027] A seguir, referindo-se à Figura 4, a rotina de controle básico para operar um veículo será explicada. Note que, esta rotina é executada pela interrupção em

intervalos de tempo predeterminados.

[028] Referindo-se à Figura 4, primeiro, na etapa 100, a velocidade N_r da engrenagem de anel 5 é detectada. A seguir, na etapa 101, a quantidade de depressão L do pedal de acelerador 27 é lida. A seguir, na etapa 102, o torque de acionamento de veículo exigido TrX é calculado a partir da relação mostrada na Figura 3(B). A seguir, na etapa 103, a velocidade N_r da engrenagem de anel 5 é multiplicada pelo torque de acionamento de veículo exigido TrX para calcular a saída de acionamento de veículo exigida Pr ($= TrX \cdot N_r$). A seguir, na etapa 104, a saída de acionamento de veículo exigida Pr é adicionada com a saída do motor Pd para ser aumentada ou diminuída para carregar ou descarregar a bateria 19 e a saída do motor Ph exigida para acionar os auxiliares para calcular a saída Pn exigida do motor 1. Note que, a saída do motor Pd para carregar e descarregar a bateria 19 é calculada por uma rotina mostrada na Figura 5(B) explicada posteriormente.

[029] A seguir, na etapa 105, a saída Pr exigida pelo motor 1 é dividida pela eficiência η_t da conversão de torque no sistema de regulagem de saída 2 de modo a calcular a saída exigida final Pe do motor 1 ($= Pn / \eta_t$). A seguir, na etapa 106, a partir da relação mostrada na Figura 3(A), o torque de motor exigido TeX e a rotação de motor exigida NeX , etc. que satisfazem a saída exigida do motor Pe e que fornecem o consumo de combustível mínimo, são determinados. O torque de motor exigido TeX e a rotação de motor exigida NeX , etc. são determinados por uma rotina mostrada nas Figuras 24 e 28 explicadas posteriormente. Note que, na presente invenção, o “consumo de combustível mínimo” significa o consumo de combustível mínimo considerando não somente a eficiência do motor 1, mas também a eficiência de transmissão de engrenagem do sistema de regulagem de saída 2, etc.

[030] A seguir, na etapa 107, o torque exigido Tm_2X do gerador de motor MG_2 ($= TrX - Ter = TrX - TeX / (1 + p)$) é calculado a partir do torque de acionamento de veículo exigido TrX e do torque de motor exigido TeX . A seguir, na etapa 108, a velocidade exigida NsX da engrenagem solar 4 é calculada a partir da velocidade N_r da engrenagem de anel 5 e a rotação do motor exigida NeX . Note que, a partir da

relação mostrada na Figura 2(C), $(N_eX - N_s):(N_r - N_eX) = (1+p)/p$, como mostrado pela etapa 108 da Figura 4.

[031] A seguir, na etapa 109, o gerador de motor MG1 é controlado de modo que a velocidade do gerador de motor MG1 se torna a velocidade exigida N_sX . Se a velocidade do gerador de motor MG1 se torna a velocidade exigida N_sX , a rotação do motor N_e se torna a rotação do motor exigida N_eX e, portanto, a rotação do motor N_e é controlada pelo gerador de motor MG1 para a rotação de motor exigida N_eX . A seguir, na etapa 110, o gerador de motor MG2 é controlado de modo que o torque do gerador de motor MG2 se torna o torque exigido $T_{m2}X$. A seguir, na etapa 111, a quantidade de injeção de combustível exigida para obter o torque de motor exigido T_eX e o grau de abertura da válvula de estrangulador alvo são calculados. Na etapa 112, o motor 1 é controlado baseado nisto.

[032] Neste aspecto, em um veículo do tipo híbrido, é necessário manter a carga armazenada da bateria 19 a uma quantidade constante ou mais todo o tempo. Portanto, na modalidade de acordo com a presente invenção, como mostrado na Figura 5(A), a carga armazenada SC é mantida entre um valor limite inferior SOC_1 e um valor limite superior SC_2 . Isto é, na modalidade de acordo com a presente invenção, se a carga armazenada SOC cai abaixo do valor limite inferior SC_1 , a saída do motor é forçosamente elevada de modo a aumentar a quantidade de geração de energia. Se a carga armazenada SOC excede o valor limite superior SC_2 , a saída do motor é forçosamente reduzida de modo a aumentar a quantidade de consumo de energia pelo gerador do motor. Note que, a carga armazenada SO é por exemplo calculada adicionando de modo cumulativo a corrente de carga e descarga I da bateria 19.

[033] A Figura 5(B) mostra uma rotina de controla para carregar e descarregar a bateria 19. Esta rotina é executada pela interrupção em intervalos de tempo predeterminados.

[034] Referindo-se à Figura 5(B), primeiro, na etapa 120, a carga armazenada SOC é adicionada com a corrente de carga e descarga I da bateria 19. Este valor

de corrente I é positivo no momento de carga e é negativo no momento de descarga. A seguir, na etapa 121, é avaliado se a bateria 19 está no meio de ser carregada forçosamente. Quando não está no meio de ser forçosamente carregada, a rotina prossegue para a etapa 122, onde é avaliado se a carga armazenada SOC caiu abaixo do valor limite inferior SC_1 . Se $SOC < SC_1$, a rotina prossegue para a etapa 124 onde a saída do motor Pd na etapa 104 da Figura 4 está a um valor predeterminado Pd_1 . Neste momento, a saída do motor é forçosamente aumentada e a bateria 19 é forçosamente carregada. Se a bateria 19 está forçosamente carregada, a rotina prossegue da etapa 121 para a etapa 123 onde é avaliado se a ação de carga forçada foi completada. A rotina prossegue para a etapa 124 até que a ação de carga forçada foi completada.

[035] Por outro lado, quando é avaliado na etapa 122 que $SOC \geq SC_1$, a rotina prossegue para a etapa 125 onde é avaliado se a bateria está no meio de ser forçosamente descarregada. Quando não está no meio de ser descarregada forçosamente, a rotina prossegue para a etapa 126 onde é avaliado se a carga armazenada SOC excedeu o valor limite superior SC_2 . Se $SOC > SC_2$, a rotina prossegue para a etapa 28 onde a saída do motor Pd na etapa 104 da Figura 4 se torna o valor predeterminado Pd_2 . Neste momento, a saída do motor é forçosamente reduzida e a bateria 19 é forçosamente descarregada. Se a bateria 19 é forçosamente descarregada, a rotina prossegue da etapa 125 para a etapa 127 onde é avaliado se a ação de descarga forçada foi completada ou não. A rotina prossegue para a etapa 128 até que a ação de descarga forçada termina.

[036] A seguir, um motor de combustão interna do tipo de ignição por centelha mostrado na Figura 1 será explicado com referência à Figura 6.

[037] Referindo-se à Figura 6, 30 indica uma caixa de eixo de manivela, 31 um bloco de cilindros, 32 um cabeçote de cilindro, 33 um pistão, 34 uma câmara de combustão, 35 uma vela disposta no centro superior da câmara de combustão 34, 36 uma válvula de admissão, 37 um orifício de admissão, 38 uma válvula de descarga, e 39 um orifício de descarga. O orifício de admissão 37 é conectado através de

um tubo de ramificação de admissão 40 em um tanque de compensação 41, enquanto o tubo de ramificação de admissão 40 é fornecido com um injetor de combustível 42 para injetar combustível para um orifício de admissão correspondente 37. Note que cada injetor de combustível 42 pode estar disposto em cada câmara de combustão 34 em vez de ser fixado em cada tubo de ramificação de admissão 40.

[038] O tanque de compensação 41 é conectado através de um conduto de admissão 43 em um filtro de ar 44, enquanto o conduto de admissão 43 é fornecido dentro dele com uma válvula de estrangulamento 46 acionada por um atuador 45 e um detector de quantidade de ar de admissão 47 usando, por exemplo, um fio quente. Por outro lado, o orifício de descarga 39 é conectado através de uma tubulação de descarga 48 em um conversor catalítico 49 alojando, por exemplo, um catalisador de três sentidos, enquanto a tubulação de descarga 48 é fornecida dentro dele com um sensor de razão ar-combustível 49a.

[039] Por outro lado, na modalidade mostrada na Figura 6, a parte de conexão da caixa de eixo de manivela 30 e do bloco de cilindros 31, é fornecida com um mecanismo de taxa de compressão variável A capaz de mudar as posições relativas da caixa de eixo de manivela 30 e bloco de cilindros 31 em uma direção axial do cilindro de modo a mudar o volume da câmara de combustão 34 quando o pistão 33 é posicionado no ponto morto superior de compressão, e é ainda fornecido com um mecanismo de sincronismo de válvula variável capaz de controlar o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 7 para controlar a quantidade de ar de admissão realmente alimentado dentro da câmara de combustão 34.

[040] A Figura 7 é uma vista em perspectiva desmontada do mecanismo de taxa de compressão variável A mostrado na Figura 6, enquanto a Figura 8 é uma vista em seção transversal do motor de combustão interna ilustrado 1. Referindo-se à Figura 7, no fundo das duas paredes laterais do bloco de cilindro 31, são formadas várias partes projetadas 50 separadas uma da outra por 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 30 é for-

mada com várias partes projetadas 52 separadas uma da outra por certa distância e encaixadas entre as partes projetadas correspondentes 50. Estas partes projetadas 52 são também formadas com furos de inserção de came de seção transversal circular 53.

[041] Como mostrado na Figura 7, um par de eixos de came 54, 55 é fornecido. Cada um dos eixos de came 54, 55 tem comes circulares 56 fixados nele capaz de ser rotativamente inseridos nos furos de inserção de came 51 a 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 pelo traçado na Figura 8, 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 comes circulares 58 rotativamente fixados nele excentricamente. Como mostrado na Figura 7, estes comes circulares 58 são dispostos entre os comes circulares 56. Estes comes circulares 58 são rotativamente inseridos nos furos de inserção de came correspondentes 53.

[042] Quando os comes circulares 56 presos nos eixos de came 54, 55 são rodados em direções opostas como mostrado pelas setas em linha sólida na Figura 8(A), a partir do estado mostrado na Figura 8(A), os eixos excêntricos 57 se movem para o centro inferior, de modo que os comes circulares 58 rodam em direções opostas dos eixos circulares 56 nos furos de inserção de came 53, como mostrado pelas setas em linha tracejada na Figura 8(A). Como mostrado na Figura 8(B), quando os eixos excêntricos 57 se movem para o centro inferior, os centros dos comes circulares 58 se movem abaixo dos eixos excêntricos 57.

[043] Como será entendido a partir de uma comparação da Figura 8(A) e Figura 8(B), as posições relativas da caixa de eixo de manivela 30 e o bloco de cilindros 31 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 58, mais afastado o bloco de cilindros 31 da caixa de eixo de manivela 31. Se o bloco de cilindros 31 se move pa-

ra longe da caixa de eixo de manivela 30, aumenta o volume da câmara de combustão 34 quando o pistão 33 é posicionado na medida em que o ponto morto superior de compressão, portanto fazendo os eixos de came 54, 55 rodar, o volume da câmara de combustão 34, quando o pistão é posicionado no ponto morto superior de compressão, pode ser mudado.

[044] Como mostrado na Figura 7, para fazer os eixos de came 54, 55 rodar em direções opostas, o eixo de um motor de acionamento 59 é fornecido com um par de engrenagens sem fim 61, 62 com direções de rosca opostas. As engrenagens 63, 64 que engatam com estas engrenagens sem fim 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 34 quando o pistão 33 é posicionado no ponto morto superior de compressão sobre uma ampla faixa. Note que o mecanismo de taxa de compressão variável A, mostrado da Figura 6 à Figura 8, mostra um exemplo. Qualquer tipo de mecanismo de taxa de compressão variável pode ser usado.

[045] Por outro lado, a Figura 9 mostra um mecanismo de sincronismo de válvula variável B fixado na extremidade do eixo de came 70 para acionar a válvula de admissão 36 na Figura 6. Referindo-se à Figura 9, este mecanismo de sincronismo de válvula variável B é fornecido com uma polia de sincronismo 71 rodada pelo eixo de saída 9 do motor 1 através de uma correia de sincronismo na direção da seta, um alojamento cilíndrico 72 que roda junto com a polia de sincronismo 71, um eixo 73 capaz de rodar junto com um eixo de came de acionamento de válvula de admissão 70 e rodar com relação ao alojamento cilíndrico 72, várias divisórias 74 se estendendo de uma circunferência interior do alojamento cilíndrico 72 para uma circunferência exterior do eixo 73, e palhetas 75 se estendendo entre as divisórias 74 a partir da circunferência exterior do eixo 73 para a circunferência interior do alojamento cilíndrico 72, os dois lados das palhetas 75 formados com câmaras hidráulicas para avançar 76 e usam câmaras hidráulicas para retardar 77.

[046] A alimentação de óleo de trabalho nas 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 hidráulicas 76, 77, um orifício de alimentação 82 para o óleo de trabalho descarregado de uma bomba hidráulica 81, um par de orifícios de drenagem 83, 84, e uma válvula de carretel 85n para controlar a conexão de desconexão dos orifícios 79, 80, 82, 83, 84.

[047] Para avançar a fase dos comes do eixo de came de acionamento de válvula de admissão70, na Figura 9, a válvula de carretel 85 é feita se mover para a direita, o óleo de trabalho alimentado pelo orifício de alimentação 82 é alimentado através do orifício hidráulico 79 para as câmaras hidráulicas para avançar 76, e o óleo de trabalho nas câmaras hidráulicas para retarda 77 é drenado pelo orifício de drenagem 84. Neste momento, o eixo 73 é feito rodar com relação ao alojamento cilíndrico 72 na direção da seta.

[048] Como oposto a isto, para retardar a fase dos comes do eixo de came de acionamento de válvula de admissão70, na Figura 9, a válvula de carretel 85 é feita se mover para a esquerda, o óleo de trabalho alimentado pelo orifício de alimentação 82 é alimentado através do orifício hidráulico 80 para as câmaras hidráulicas para retardar 77, e o óleo de trabalho nas câmaras hidráulicas para avançar 76 é drenado pelo orifício de drenagem 83. Neste momento, o eixo 73 é feito rodar com relação ao alojamento cilíndrico 72 na direção opostas às setas.

[049] 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 9, a operação para rotação relativa do eixo 73 está terminada, e o eixo 73 é mantido na posição rotacional relativa neste momento. Portanto, é possível usar o mecanismo de sincronismo de válvula variável B de modo a avançar ou retardar a fase dos comes do eixo de came de acionamento de válvula de admissão70 exatamente a quantidade desejada.

[050] Na Figura 10, a linha sólida mostra quando o mecanismo de sincronismo de válvula variável B é usado para avançar mais a fase dos comes do eixo de

came de acionamento de válvula de admissão⁷⁰, enquanto a linha tracejada mostra quando é usado para retardar mais a fase dos comes do eixo de came de acionamento de válvula de admissão⁷⁰. Portanto, o tempo de abertura da válvula de admissão³⁶ pode ser livremente determinado entre a faixa mostrada pela linha sólida na Figura 10 e a faixa mostrada pela linha tracejada, portanto o sincronismo de fechamento da válvula de admissão³⁶ pode ser determinado para qualquer ângulo de manivela na faixa mostrada pela seta C na Figura 10.

[051] O mecanismo de sincronismo de válvula variável B mostrado na Figura 6 e Figura 9 é um exemplo. Por exemplo, um mecanismo de sincronismo de válvula variável, ou outros vários tipos de mecanismos de sincronismo de válvula variável, capaz de mudar somente o sincronismo de fechamento da válvula de admissão enquanto mantém constante o sincronismo de abertura da válvula de admissão, pode ser usado.

[052] A seguir, o significado dos termos usados na presente aplicação será explicado com referência à Figura 11. Note que a Figura 11(A), (B), e (C) mostram para propósitos explanatórios um motor com um volume das câmaras de combustão de 50 ml e um volume de percurso do pistão de 500 ml. Nestas Figuras 11(A), (B) e (C), o volume da câmara de combustão mostra o volume da câmara e combustão quando o pistão está em ponto morto superior de compressão.

[053] A Figura 11(A) explica a taxa de compressão mecânica. A taxa de compressão mecânica é um valor mecanicamente determinado do volume de percurso do pistão e volume da câmara de combustão no momento de um percurso de compressão. Esta taxa de compressão mecânica é expressa por (volume de câmara de combustão + volume de percurso)/volume de câmara de combustão. No exemplo mostrado na Figura 11(A), esta taxa de compressão mecânica se torna $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$.

[054] A Figura 11(B) explica a taxa de compressão real. Esta taxa de compressão real é um valor determinado a partir do volume de percurso real do pistão a partir de 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 taxa de compressão real é expressa por (volume de câmara de combustão + volume de percurso real)/volume da câmara de combustão. Isto é, como mostrado na Figura 11(B), mesmo se o pistão começa a subir no percurso de compressão, nenhuma ação de compressão é realizada enquanto a válvula de admissão está aberta. A ação de compressão real é iniciada depois que a válvula de admissão fecha. Portanto, a taxa de compressão real é expressa como segue usando o volume de percurso real. No exemplo mostrado na Figura 11(B), a taxa de compressão real se torna $(50 \text{ ml} + 450 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 10$.

[055] A Figura 11(C) explica a taxa de expansão. A taxa de expansão é um valor determinado a partir do volume de percurso do pistão no momento de um percurso de expansão e o volume da câmara de combustão. Esta taxa de expansão é expressa por (volume de câmara de combustão + volume de percurso)/volume da câmara de combustão. No exemplo mostrado na Figura 11(C), esta taxa de expansão se torna $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$.

[056] A seguir, um ciclo de taxa de expansão super elevada usado na presente invenção será explicado com referência à Figura 12 e Figura 13. Note que a Figura 12 mostra a relação entre a eficiência térmica teórica e a taxa de expansão, enquanto a Figura 13 mostra uma comparação entre o ciclo ordinário e o ciclo de taxa de expansão super elevada usados seletivamente de acordo com a carga na presente invenção.

[057] A Figura 13(A) mostra o ciclo ordinário quando a válvula de admissão fecha perto do ponto morto interior e a ação de compressão do pistão é iniciada substancialmente perto do ponto morto inferior de compressão. No exemplo mostrado na Figura 13(A) também, da mesma maneira que os exemplos mostrados na Figura 11(A), (B), e (C), o volume da câmara de combustão é 50 ml, e o volume de percurso do pistão é 500 ml. Como será entendido a partir da Figura 13(A), em um ciclo ordinário, a taxa de compressão mecânica é $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$, a taxa de compressão real é também cerca de 11, e a taxa de expansão se torna $(50 \text{ ml} +$

500 ml)/50 ml = 11. Isto é, em um motor de combustão interna ordinário, a taxa de compressão mecânica e a taxa de compressão real e a taxa de expansão se tornam substancialmente iguais.

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

[059] Por outro lado, sob esta situação, é estudado como elevar a eficiência térmica teórica enquanto diferencia estritamente entre a taxa de compressão mecânica e a taxa de compressão real e como resultado é descoberto que na eficiência térmica teórica, a taxa de expansão é dominante, e a eficiência térmica teórica não é afetada pela taxa de compressão real. Isto é, se elevar a taxa de compressão real, a força explosiva sobre, mas a compressão exige uma grande energia, conseqüentemente mesmo se elevar a taxa de compressão real, a eficiência térmica teórica não subirá de todo.

[060] Quando oposto a isto, se aumentar a taxa de expansão, mais longo o período durante o qual uma força atua pressionando para baixo o pistão no momento do percurso de expansão, mais longo o tempo que o pistão fornece uma força rotacional ao eixo de manivela. Portanto, quanto maior a taxa de expansão, maior se torna a eficiência térmica teórica. As linhas tracejadas na Figura 12 mostram a eficiência térmica teórica no caso de fixar as relações de compressão real em 5, 6, 7, 8, 9, 10, respectivamente, e elevar as relações de expansão neste estado. Note que na Figura 12, os pontos pretos indicam as posições de pico da eficiência térmica teórica

quando as relações de compressão real ε se tornam 5, 6, 7, 8, 9, 10. Entende-se a partir da Figura 12 que a quantidade de subida da eficiência térmica teórica quando se eleva a taxa de expansão no estado onde a taxa de compressão real ε é mantida a um valor baixo de, por exemplo, 10 e a quantidade de subida da eficiência térmica teórica no caso em que a taxa de compressão real ε é aumentada com a taxa de expansão como mostrado pela linha sólida da Figura 12 não diferirá nesta quantidade.

[061] Se a taxa de compressão real ε é mantida a um valor baixo desta maneira, não ocorrerá batida, portanto se a elevação da taxa de expansão no estado em que a taxa de compressão real ε é mantida a um valor baixo, a ocorrência de batida pode ser impedida e a eficiência térmica teórica pode ser enormemente elevada. A Figura 13(B) mostra um exemplo do caso em que se usa o mecanismo de taxa de compressão variável A e o mecanismo de sincronismo de válvula variável B para manter a taxa de compressão real ε a um valor baixo e elevar a taxa de expansão.

[062] Referindo-se à Figura 13(B), neste exemplo, o mecanismo de taxa 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 B é usado para retardar o sincronismo de fechamento da válvula de admissão até que o volume de percurso real do pistão muda de 500 ml para 200 ml. Como resultado, neste exemplo, a taxa de compressão real se torna $(20 \text{ ml} + 200 \text{ ml})/20 \text{ ml} = 11$ e a taxa de expansão se torna $(20 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/20 \text{ ml} = 26$. No ciclo ordinário mostrado na Figura 13(A), como explicado acima, a taxa de compressão real é cerca de 11 e a taxa de expansão é 11. Comparado com este caso, no caso mostrado na Figura 13(B), entende-se que somente a taxa de expansão é elevada para 26. Esta é a razão que é chamada de “ciclo de taxa de expansão super elevada”.

[063] Como explicado acima, se aumentar a taxa de expansão, a eficiência térmica teórica é aperfeiçoada e o consumo de combustível é aperfeiçoado. Portanto, a taxa de expansão é de preferência elevada em uma região de operação tão

ampla quanto possível. No entanto, como mostrado na Figura 13(B), no ciclo de taxa de expansão super elevada, desde que o volume de percurso de pistão real no momento do percurso de compressão se torna menor, a quantidade de ar de admissão conduzida para dentro da câmara de combustão 34 se torna menor. Portanto, este ciclo de taxa de expansão super elevada pode somente ser empregado quando a quantidade de ar de admissão suprida dentro da câmara de combustão 34 é pequena, isto é, quando o torque de motor exigido T_e é baixo. Portanto, na modalidade de acordo com a presente invenção, quando o torque de motor exigido T_e é baixo, o ciclo de taxa de expansão super elevada mostrado na Figura 13(B) é empregado, enquanto quando o torque de motor exigido T_e é alto, o ciclo normal mostrado na Figura 3(A) é empregado.

[064] A seguir, referindo-se à Figura 14, será explicado como o motor 1 é controlado de acordo com o torque de motor exigido T_e .

[065] A figura 14 mostra as mudanças na taxa de compressão mecânica, taxa de expansão o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36, a taxa de compressão real, a quantidade de ar de admissão, o grau de abertura da válvula de estrangulamento 46, e a taxa de consumo de combustível de acordo com o torque de motor exigido T_e . A taxa de consumo de combustível mostra a quantidade de consumo de combustível quando o veículo se desloca uma distância de deslocamento predeterminada por um modo de deslocamento predeterminado. Portanto, o valor que mostra a taxa de consumo de combustível se torna menor quanto melhor a taxa de consumo de combustível. Note que, na modalidade de acordo com a presente invenção, usualmente a razão de ar-combustível média na câmara de combustão 34 é controlada por realimentação baseada no sinal de saída do sensor de razão de ar-combustível 49a para uma razão de ar-combustível estequiométrica de modo que um catalisador de três sentidos de um conversor catalítico 49 pode reduzir simultaneamente o HC, CO, e NO_x não queimado no gás de descarga. A Figura 12 mostra a eficiência térmica teórica quando a razão de ar-combustível média na câmara de combustão 34 se torna a razão de ar-combustível estequiométrica desta maneira.

[066] Por outro lado, desta maneira, na modalidade de acordo com a presente invenção, a razão de ar-combustível média na câmara de combustão 34 é controlada para a razão de ar-combustível estequiométrica, de modo que o torque do motor T_e se torna proporcional à quantidade de ar de admissão suprido dentro da câmara de combustão 34. Portanto, como mostrado na Figura 14, quanto mais o torque de motor exigido T_e cai, mais a quantidade de ar de admissão é reduzida. Portanto, para reduzir a quantidade de ar de admissão, mais o torque de motor exigido T_e cai, como mostrado pela linha sólida na Figura 14, o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36 é retardado. A válvula de estrangulamento 46 é mantida no estado completamente aberto enquanto a quantidade de ar de admissão é controlada retardando o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36 desta maneira. Por outro lado, se o torque de motor exigido T_e se torna menor que um certo valor T_{e1} , não é mais possível controlar a quantidade de ar de admissão para a quantidade de ar de admissão exigida controlando o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36. Portanto, quando o torque de motor exigido T_e é menor que este valor T_{e1} , o valor limite T_{e1} , o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36 é mantido no sincronismo de fechamento limite no momento do valor limite T_{e1} . Neste momento, a quantidade de ar de admissão é controlada pela válvula de estrangulamento 46.

[067] Por outro lado, como explicado acima, quando o torque de motor exigido T_e é baixo, o ciclo de taxa de expansão super elevada é empregado, portanto, como mostrado na Figura 14, quando o torque de motor exigido é baixo, a taxa de compressão mecânica é elevada, onde a taxa de expansão se torna maior. Neste aspecto, como mostrado na Figura 12, quando, por exemplo, a taxa de compressão real ϵ é 10, a eficiência térmica teórica atinge o pico quando a taxa de expansão é 35 aproximadamente. Portanto, quando o torque de motor exigido T_e é baixo, é preferível elevar a taxa de compressão mecânica até que a taxa de expansão se torne 35 aproximadamente. No entanto, é difícil elevar a taxa de compressão mecânica até que a taxa de expansão se torne 35 aproximadamente devido a restrições estru-

turais. Portanto, na modalidade de acordo com a presente invenção, quando o torque de motor exigido T_e é baixo, a taxa de compressão mecânica se torna a taxa de compressão mecânica máxima estruturalmente possível de modo que é obtida uma taxa de expansão tão alta quanto possível.

[068] Por outro lado, se o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36 é avançado de modo que a quantidade de ar de admissão é aumentada no estado mantendo a taxa de compressão mecânica máxima, a taxa de compressão real se torna maior. No entanto, a taxa de compressão real tem que ser mantida em 12 ou menos mesmo no máximo. Portanto, quando o torque de motor exigido se torna alto e a quantidade de ar de admissão é aumentada, a taxa de compressão mecânica é diminuída de modo que a taxa de compressão real é mantida na taxa de compressão real ótima. Na modalidade de acordo com a presente invenção, quando o torque de motor exigido T_e excede o valor limite T_{e2} , a taxa de compressão mecânica é diminuída quando o torque de motor exigido T_e aumenta de modo que a taxa de compressão real é mantida na taxa de compressão real ótima.

[069] Se o torque de motor exigido T_e se torna maior, a taxa de compressão mecânica é diminuída a uma taxa de compressão mecânica mínima. Neste momento, o ciclo se torna o ciclo normal mostrado na Figura 13(A).

[070] Neste aspecto, na modalidade de acordo com a presente invenção, quando a rotação do motor N_e é baixa, a taxa de compressão real ϵ se torna 9 a 11. No entanto, se a rotação do motor N_e se torna maior, a mistura de ar-combustível na câmara de combustão 34 é perturbada, assim a batida ocorre menos facilmente. Portanto, na modalidade de acordo com a presente invenção, quanto maior a rotação do motor N_e , maior a taxa de compressão real ϵ .

[071] Por outro lado, na modalidade de acordo com a presente invenção, a taxa de expansão quando se torna o ciclo de taxa de expansão super elevada se torna 26 a 30. Por outro lado, na Figura 12, a taxa de compressão real $\epsilon+5$, mostra o limite inferior da taxa de compressão real praticamente possível. Neste caso, a eficiência térmica teórica atinge o pico quando a taxa de expansão é cerca de 20. A taxa

de expansão onde a razão de ar-combustível teórica atinge o pico, se torna maior que 120 quando a taxa de compressão real ϵ se torna maior que 5. Portanto, se considerar a taxa de compressão real praticamente possível ϵ , pode ser dito que a taxa de expansão é de preferência 20 ou mais. Portanto, na modalidade de acordo com a presente invenção, o mecanismo de taxa de compressão variável A é formado de modo que a taxa de expansão se torna 20 ou mais.

[072] Adicionalmente, no exemplo mostrado na Figura 14, a taxa de compressão mecânica é continuamente mudada de acordo com o torque de motor exigido T_e . No entanto, a taxa de compressão mecânica pode ser mudada em estágios de acordo com o torque de motor exigido T_e .

[073] Por outro lado, como mostrado pela linha tracejada na Figura 14, quando o torque de motor exigido T_e se torna menor, é possível controlar a quantidade de ar de admissão mesmo avançando o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36. Portanto expressando isto de modo a ser capaz de incluir o caso mostrado pela linha sólida e o caso mostrado pela linha tracejada na Figura 14, na modalidade de acordo com a presente invenção, o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36 é movido em uma direção afastado do ponto morto inferior de admissão BDC até que o sincronismo de fechamento limite capaz de controlar a quantidade de ar de admissão suprida na câmara de combustão 34 quando o torque de motor exigido T_e se torna menor.

[074] Neste aspecto, se a taxa de expansão se torna maior, a eficiência térmica teórica se torna maior e o consumo de combustível se torna melhor, isto é, a taxa de consumo de combustível se torna menor. Portanto, na Figura 14, quando o torque de motor exigido T_e é o valor limite T_{e2} ou menos, a taxa de consumo de combustível se torna menor. No entanto, entre o valor limite T_{e1} e T_{e2} , a taxa de compressão real cai quando o torque de motor exigido T_e se torna menor, assim a taxa de consumo de combustível deteriora apenas um pouco, isto é, a taxa de consumo de combustível se torna maior. Adicionalmente, na região onde o torque de motor exigido T_e é menor que o valor limite T_{e1} , a válvula de estrangulamento 46 é

fechada, assim a taxa de consumo de combustível se torna ainda maior. Por outro lado, se o torque de motor exigido T_e se torna maior que o valor limite T_{e2} , a taxa de expansão cai, assim a taxa de consumo de combustível sobe quando o torque de motor exigido se torna maior. Portanto, quando o torque de motor exigido T_e é o valor limite T_{e2} , isto é, no limite da região onde a taxa de compressão mecânica é diminuída pelo aumento do torque de motor exigido T_e e a região onde a taxa de compressão mecânica é diminuída pelo aumento do torque de motor exigido T_e e a região onde a taxa de compressão mecânica é mantida na taxa de compressão mecânica máxima, a taxa de consumo de combustível se torna a menor.

[075] O valor limite T_{e2} do torque de motor T_e onde o consumo de combustível se torna o menor muda um pouco de acordo com a rotação do motor N_e , mas qualquer que seja o caso, se capaz de manter o torque de motor T_e no valor limite T_{e2} , o consumo de combustível mínimo é obtido. Na presente invenção, o sistema de regulação de saída 2 é usado para manter o torque do motor T_e em um valor limite T_{e2} mesmo se a saída exigida P_e do motor 1 muda.

[076] A seguir, referindo-se à Figura 15, o método de controle do motor 1 será explicado.

[077] A Figura 15 mostra as linhas de taxa de consumo de combustível equivalentes a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 , a_6 , a_7 e a_8 expressas bidimensionalmente com a ordenada feita o torque de motor T_e e com a abscissa feita a rotação de motor N_e . As linhas de taxa de consumo de combustível equivalentes a_1 a a_8 são linhas de taxa de consumo de combustível equivalentes obtidas quando controla o motor 1 mostrado na Figura 6 como mostrado na Figura 14. Quanto mais de a_1 a a_8 , maior a taxa de consumo de combustível. Isto é, o interior de a_1 é a região de menor taxa de consumo de combustível. O ponto O_1 mostrado na região interna de a_1 é o estado de operação que fornece a menor taxa de consumo de combustível. No motor 1 mostrado na Figura 6, o ponto O_1 onde a taxa de consumo de combustível se torna mínima é quando o torque de motor T_e é baixo e a rotação do motor N_e é cerca de 2000 rpm.

[078] Na Figura 15, a linha sólida K1 mostra a relação do torque de motor T_e

e a rotação de motor N_e onde o torque de motor T_e se torna o valor limite T_{e2} mostrado na Figura 14, isto é, onde a taxa de consumo de combustível se torna a mínima. Portanto, se determinar o torque de motor T_e e a rotação de motor N_e para um torque de motor T_e e uma rotação de motor N_e na linha sólida K1, a taxa de consumo de combustível se torna mínima. Portanto, a linha sólida K1 é chamada a “linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima”. Esta linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 assume a forma de uma curva se estendendo através do ponto O_1 na direção de aumento da rotação de motor N_e .

[079] Como será entendido da Figura 15, na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1, o torque de motor T_e não muda muito de todo. Portanto, quando a saída exigida P_e do motor 1 aumenta, a saída exigida P_e do motor 1 é satisfeita elevando a rotação do motor N_e . Nesta linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1, a taxa de compressão mecânica é fixada na taxa de compressão mecânica máxima. O sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36 é também fixado no sincronismo que fornece a quantidade de ar de admissão exigida.

[080] Dependendo do desenho do motor, é possível determinar esta linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 para estender reta na direção de aumento da rotação de motor N_e até que a rotação do motor N_e se torna máxima. No entanto, quando a rotação do motor N_e se torna alta, a perda devido ao aumento em fricção e torna maior. Portanto, no motor 1 mostrado na Figura 6, quando a saída exigida P_e do motor 1 aumenta, comparada com quando se mantém a taxa de compressão mecânica na taxa de compressão mecânica máxima e neste estado aumentando somente a rotação de motor N_e , quando aumenta o torque de motor T_e com o aumento da rotação de motor N_e , a queda na taxa de compressão mecânica faz a eficiência térmica teórica cair, mas a eficiência térmica líquida sobe. Isto é, no motor 1 mostrado na Figura 6, quando a rotação do motor N_e se torna alta, o consumo de combustível se torna menor quando a rotação de motor N_e e o torque de motor T_e são aumentadas que quando somente a rotação de motor N_e é aumen-

tada.

[081] Portanto, na modalidade de acordo com a presente invenção, a linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1, como mostrado por K1' na Figura 15, estende para o lado do torque de motor alto T_e com um aumento da rotação de motor N_e se a rotação de motor N_e se torna maior. Nesta linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1', quanto mais longe da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1, mais perto o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36 do ponto morto inferior de admissão e mais a taxa de compressão mecânica é reduzida da taxa de compressão mecânica máxima.

[082] Agora, como explicado acima, na modalidade de acordo com a presente invenção, a relação do torque de motor T_e e a rotação do motor N_e quando o consumo de combustível se torna o mínimo,, se expresso bidimensionalmente como uma função deste torque de motor T_e e a rotação de motor N_e , é expresso como a linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 formando uma curva que se estende na direção de aumento da rotação de motor N_e . Para minimizar a taxa de consumo de energia, na medida em que é possível satisfazer a saída exigida P_e do motor 1, é preferível mudar o torque de motor T_e e a rotação de motor N_e ao longo desta linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1.

[083] Portanto, na modalidade de acordo com a presente invenção, na medida em que a saída exigida P_e do motor 1 pode ser satisfeita, o torque do motor T_e e a rotação do motor N_e são mudados ao longo da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 de acordo com a mudança na saída exigida P_e do motor 1. Note que, somente naturalmente, esta linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 propriamente dita não é armazenada antecipadamente na ROM 22. As relações do torque de motor T_e e a rotação de motor N_e mostrando as linhas de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 e K1' são armazenadas antecipadamente na ROM 22. Adicionalmente, na modalidade de

acordo com a presente invenção, o torque de motor T_e e a rotação do motor N_e são mudadas dentro da faixa da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima $K1$ ao longo da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima, mas a faixa de mudança do torque de motor T_e e da rotação do motor N_e podem também ser expandidas para a linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima $K1'$.

[084] A seguir, as linhas de operação diferentes das linhas de operação de taxa de consumo de combustível mínima $K1$ e $K1'$ serão explicadas.

[085] Referindo-se à Figura 15, quando expressa bidimensionalmente como uma função do torque de motor T_e e da rotação do motor N_e , uma linha de operação de torque alta mostrada pela linha tracejada $K2$ é determinada no lado de torque de motor alto T_e das linhas de operação de taxa de consumo de combustível mínima $K1$ e $K1'$. Na realidade, a relação do torque de motor T_e e da rotação de motor N_e que mostra esta linha de operação de torque alta $K2$ é determinada antecipadamente. Esta relação é armazenada antecipadamente na ROM 22.

[086] A seguir, esta linha de operação de torque alto $K2$ será explicada com referência à Figura 17. A Figura 17 mostra as linhas de taxa de consumo de combustível equivalentes b_1 , b_2 , b_3 e b_4 expressas bidimensionalmente com a ordenada sendo o torque do motor T_e e a abscissa sendo a rotação do motor N_e . As linhas de taxa de consumo de combustível equivalentes b_1 a b_4 mostram as linhas de taxa de consumo de combustível no caso em que o motor 1 mostrado na Figura 6 é operado no estado, diminuindo a taxa de compressão mecânica para o valor mais baixo no motor 1, isto é, o caso do ciclo normal mostrado na Figura 13(A). A partir de b_1 para b_4 , o consumo de combustível se torna maior. Isto é, o interior de b_1 é a região da taxa de consumo de combustível menor. O ponto mostrado por O_2 da região interna de b_1 se torna o estado de operação da taxa de consumo de combustível menor. O motor 1 mostrado na Figura 17, o ponto O_2 onde a taxa de consumo de combustível se torna a mínima é quando o torque de motor T_e está alto e a rotação do motor N_e está perto de 2400 rpm.

[087] Na modalidade de acordo com a presente invenção, a linha de operação de torque alto K2 se torna a curva onde a taxa de consumo de combustível se torna a mínima quando o motor 1 é operado no estado onde a taxa de compressão mecânica é reduzida ao valor mínimo.

[088] Referindo-se à Figura 15 novamente, quando expressa bidimensionalmente como uma função do torque de motor T_e e a rotação do motor N_e , uma linha de operação de carga completa K3 pela qual a operação de carga completa é realizada é determinada no lado de torque ainda maior da linha de operação de torque alto K2. A relação entre o torque de motor T_e e a rotação do motor N_e mostrando esta linha de operação de carga completa K3 é encontrada antecipadamente. Esta relação é armazenada antecipadamente na ROM 22.

[089] As Figuras 16(A) e (B) mostram a mudança na taxa de consumo de combustível e a mudança na taxa de compressão mecânica quando vista ao longo da linha f-f da Figura 15. Como mostrado na Figura 16, a taxa de consumo de combustível se torna mínima no ponto O_1 na linha de operação de taxa de consumo de combustível K1 e cai gradualmente para o ponto O_2 . Adicionalmente, a quantidade de ar de admissão se torna maior quanto maior o torque de motor T_e , de modo que a quantidade de ar de admissão aumenta do ponto O_1 na linha de operação de taxa de consumo de combustível K1 para o ponto O_2 , enquanto o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 365 se aproxima do ponto morto inferior de admissão com o movimento do ponto O_1 para o ponto O_2 .

[090] A Figura 18 mostra linhas de saída equivalentes Pe_1 a pe_9 e linhas de operação K1, K2, e K3 do motor 1 mostrado na Figura 3(A) e também duas saídas limites compreendendo de uma primeira saída limite PY e uma segunda saída limite PZ. Como será entendido a partir da Figura 18, a linha de saída equivalente da primeira saída limite PY passa através da interseção das linhas de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 e K1', enquanto a linha de saída equivalente da segunda saída limite PZ se estende de modo a contatar a linha de operação de torque alto K2.

[091] Agora, como explicado acima, na modalidade de acordo com a presente invenção, quando a saída exigida Pe do motor 1 aumenta, na medida em que a saída exigida Pe do motor 1 pode ser satisfeita, o torque do motor Te e a rotação do motor Ne são mudados ao longo da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima $K1$. Isto é, na modalidade de acordo com a presente invenção, quando a saída exigida Pe do motor 1 é menor que a primeira saída limite determinada PY , é realizado um controle de manutenção de taxa de consumo de combustível mínima que satisfaz a saída exigida do motor mudando a rotação do motor em um estado mantendo a taxa de compressão mecânica a uma taxa de compressão predeterminada ou mais.

[092] Como oposta a isto, quando a saída exigida Pe do motor 1 não é satisfeita pelo torque de motor Te e a rotação do motor Ne na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima $K1$, isto é, a saída exigida do motor aumenta sobre a primeira saída limite PY , é realizado o controle de aumento de saída que aumenta o torque de motor Te depois de abaixar a taxa de compressão mecânica para a taxa de compressão predeterminada, isto é, 20 ou menos.

[093] Este controle de aumento de saída é realizado controlando o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36 para aumentar a quantidade de ar de admissão dentro da câmara de combustão 34 e desse modo mudar o torque do motor Te e a rotação do motor Ne de pontos na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima $K1$ em uma direção que aumenta o torque de motor Te .

[094] A seguir, referindo-se à Figura 19 e Figura 28, duas modalidades mostrando o método de controle do torque de motor Te e da rotação de motor Ne serão explicados. Note que, as Figuras 18, 19, 21, 22, 235 e 26 mostram linhas de saída de motor equivalentes Pe_1 a Pe_9 , as linhas de operação $K1$, $K2$ e $K3$, e as saídas limites PY e PZ , que são as mesmas mostradas na Figura 18.

[095] A Figura 19 mostra o caso em que a saída do motor 1 é Pe_2 e no estado de operação mostrado pelo ponto R na linha de operação de taxa de consumo de

combustível mínima K1, a saída exigida Pe do motor 1 se torna Pe_4 . Neste caso, o controle de manutenção de taxa de consumo de combustível mínima acima mencionado é realizado. Isto é, de acordo com a mudança da saída exigida do motor Pe , o torque de motor Te e a rotação do motor Ne são mudados como mostrado pela marca de seta ao longo da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 do ponto R para o ponto Pe .

[096] Note que, neste momento, de fato, são encontrados o torque de motor exigido Te_X e a rotação de motor exigida Ne_X em vários pontos na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 do ponto R para o ponto Pe , e o torque de motor exigido Te_X e a rotação de motor exigida Ne_X são sucessivamente determinados entre os torques de motor exigidos Te_X e velocidades de motor exigidas Ne_X encontrados de modo que o torque de motor Te e a rotação de motor Ne mudam ao longo da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 do ponto R ao ponto Pe .

[097] Por outro lado, a Figura 19 também mostra o caso em que quando a saída do motor 1 é Pe_4 e no estado de operação mostrado pelo ponto Pe na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1, a saída exigida do motor 1 se torna Pe_2 . Neste caso também, o controle de manutenção de taxa de consumo de combustível mínima acima mencionada é realizado. Isto é, o torque de motor Te e a rotação do motor Ne são mudadas como mostrado pela marca de seta ao longo da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 do ponto Pe para o ponto R.

[098] A Figura 20 mostra as mudanças na taxa de compressão mecânica, o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36, o torque do motor Te , e a rotação do motor Ne quando tal controle de manutenção de taxa de consumo de combustível mínima está sendo realizado. Note que, na Figura 20, MAX mostra a taxa de compressão mecânica máxima, enquanto MIN mostra a taxa de compressão mecânica mínima. Adicionalmente, na Figura 20, o sincronismo t_1 mostra quando a saída exigida do motor muda de Pe_2 para Pe , enquanto o sincronismo t_2 mostra quando a

saída exigida do motor muda de Pe para Pe_2 .

[099] Como será entendido a partir da Figura 20, quando o controle de manutenção de taxa de consumo de combustível mínima está sendo realizado, mesmo se a saída exigida do motor muda, a taxa de compressão mecânica e o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36 não mudarão. Como oposto a isto, quando a saída exigida do motor muda de Pe_2 para Pe , a rotação do motor Ne aumenta, enquanto quando a saída exigida do motor muda de Pe para Pe_2 , a rotação do motor Ne é reduzida. Neste momento, o torque do motor Te não muda muito.

[0100] A Figura 21 mostra o caso em que quando a saída do motor 1 é Pe_2 e no estado de operação mostrado pelo ponto R na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1, uma operação de aceleração é realizada e a saída exigida Pe do motor 1 se torna Pe_7 . Neste caso, a saída exigida Pe do motor 1 é maior que a primeira saída limite PY, assim o controle de aumento de saída é realizado. Isto é, primeiro, a taxa de compressão mecânica é diminuída, a seguir, o torque de motor Te e a rotação de motor Ne são aumentados do ponto R na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 para o ponto Pe na linha de operação de torque alto K2 onde a saída do motor se torna a saída exigida Pe_7 .

[0101] Neste caso, o torque de motor exigida TeX e a rotação de motor exigida NeX em vários pontos na linha reta R-Pe conectando a linha R na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 e o ponto Pe na linha de operação de torque alto K2 são encontrados, e o torque de motor exigido TeX e a rotação de motor exigida NeX são sucessivamente determinados entre os torques de motor exigidos TeX e as velocidades de motor exigidas NeX encontrados de modo que o torque de motor Te e a rotação de motor Ne mudam ao longo desta linha reta R-Pe do ponto R para o ponto Pe .

[0102] Por outro lado, quando no estado mostrado pelo ponto Pe na linha de operação de alto torque K2, se a saída exigida do motor se torna Pe_2 , como mostrado na Figura 21, o torque de motor Te e a rotação de motor Ne são reduzidos do ponto Pe na linha de operação de torque alto K2 ao longo da linha reta R-Pe até o

ponto R na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 onde a saída do motor se torna a saída exigida Pe_2 .

[0103] A Figura 22 mostra o caso onde quanto a saída do motor 1 é Pe_2 e no estado de operação mostrado pelo ponto R na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1, uma operação de aceleração é realizada e a saída exigida Pe do motor 1 excede a segunda saída limite PZ, em particular o caso onde a saída exigida Pe do motor 1 se torna a saída máxima. Neste caso, primeiro, a taxa de compressão mecânica é reduzida, a seguir, o torque de motor Te e a rotação de motor Ne são aumentados do ponto R na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 para o ponto Pe na linha de operação de carga completa K3 onde a saída do motor se torna a saída exigida Pe ao longo da linha reta R- Pe conectando o ponto R na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 ao ponto Pe na linha de operação de carga completa K3.

[0104] Por outro lado, quando no estado mostrado pelo ponto Pe na linha de operação de saída completa K3, se a saída exigida do motor se torna Pe_2 , como mostrado na Figura 22, o torque de motor Te e a rotação de motor Ne são reduzidos do ponto Pe na linha de operação de carga completa K3 ao ponto R na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 onde a saída do motor se torna a saída exigida Pe_2 ao longo da linha reta R- Pe .

[0105] A Figura 23 mostra as mudanças na taxa de compressão mecânica, o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 36, o torque de motor Te , e a rotação de motor Ne quando o controle de aumento de saída mostrado na Figura 21 e Figura 22 é realizado. Note que, na Figura 23 também, o sincronismo t_1 mostra quando a saída exigida das mudanças de motor de Pe_2 para Pe , enquanto o sincronismo t_2 mostra quando a saída exigida do motor muda de Pe para Pe_2 .

[0106] Como mostrado na Figura 23, quando a saída exigida do motor muda de Pe_2 para Pe , primeiro, a taxa de compressão mecânica é reduzida. Depois que a ação para reduzir a taxa de compressão mecânica é completada, o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 34 é feita se aproximar do ponto morto inferior

de admissão, isto é, a quantidade de ar de admissão é aumentada, onde o torque de motor T_e e a rotação de motor N_e são aumentadas. Neste caso, na realidade, a taxa de compressão mecânica alvo, para quando o torque de motor T_e e a rotação de motor N_e estão na linha de operação de torque alta K2, é predeterminada. Quando o controle de aumento de saída é realizado, a taxa de compressão mecânica é diminuída para esta taxa de compressão mecânica alvo, então o torque T_e e a rotação do motor N_e são mudados de valores na linha de operação de taxa de combustível mínima K1 a valores na linha de operação de torque K2.

[0107] Como explicado acima, na modalidade de acordo com a presente invenção, a linha de operação de torque alto K2 é uma curva onde quando o motor é operado no estado em que a taxa de compressão mecânica é diminuída ao valor mínimo, o consumo de combustível se torna o mínimo. Portanto, na modalidade de acordo com a presente invenção, a taxa de compressão mecânica alvo se torna a taxa de compressão mecânica mínima. Portanto, na modalidade de acordo com a presente invenção, quando o controle de aumento de saída é realizado, a taxa de compressão mecânica é reduzida da taxa de compressão mecânica máxima MAX para a taxa de compressão mecânica mínima.

[0108] Reduzir a taxa de compressão mecânica leva tempo. Portanto, se fazer o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 34 se aproximar do ponto morto de fundo de admissão para aumentar a quantidade de ar de admissão imediatamente quando a saída exigida do motor é aumentada, a ação para reduzir a taxa de compressão mecânica não será capaz de continuar, assim a taxa de compressão real terminará se tornando extremamente alta. Como resultado, ocorrerá a batida. Portanto na presente invenção, desta maneira, para impedir a ocorrência de batida, primeiro, a taxa de compressão mecânica é reduzida quando a saída exigida do motor aumenta.

[0109] Se a taxa de compressão mecânica cai, a taxa de compressão real cai. Neste momento, para impedir a taxa de compressão real de cair muito, na modalidade de acordo com a presente invenção, como mostrado na Figura 23, quando

a taxa de compressão mecânica cai, o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 34 se aproxima do ponto morto inferior de admissão pouco a pouco. Quando a taxa de compressão mecânica se torna a taxa de compressão mecânica mínima MIN, o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 34 é rapidamente feita para se aproximar do ponto morto inferior de admissão para aumentar o torque de motor T_e e a rotação de motor N_e . Note que, quando a ação para aumentar a saída exigida do veículo no momento da operação de aceleração não é coberta pela ação para aumentar a saída de motor, a falta na saída de motor é compensada pelo aumento na saída do gerador de motor MG1.

[0110] Por outro lado, quando a saída exigida do motor muda de P_e para P_{e2} no sincronismo t_2 , o sincronismo de fechamento da válvula de admissão 34 é movido em uma direção afastada do ponto morto inferior de admissão e o torque de motor T_e e a rotação de motor N_e são diminuídos. A seguir, quando a saída do motor se torna P_{e2} , a taxa de compressão mecânica é aumentada da taxa de compressão mecânica mínima MIN para a taxa de compressão mecânica máxima MAX. O sincronismo de fechamento da válvula de admissão 34 é feito se mover em uma direção afastada do ponto morto inferior de admissão, então a taxa de compressão mecânica é aumentada desta maneira de modo a impedir a ocorrência de batida.

[0111] Depois que o controle de aumento de saída tal como mostrado na Figura 21 é realizado e o torque de motor T_e e a velocidade⁴ do motor N_e atinge os valores na linha de operação de torque alto K2, o torque de motor T_e e a rotação do motor N_e são mudados ao longo da linha de operação de torque alto K2 na medida em que a saída exigida do motor é a primeira saída limite PY ou mais.

[0112] Adicionalmente, depois que o controle de aumento de saída tal como mostrado na Figura 22 é realizado e o torque de motor T_e e a rotação do motor N_e atingem os valores na linha de operação de carga completa K3, o torque de motor T_e e a rotação do motor N_e são mudados ao longo da linha de operação de carga completa K3 na medida em que a saída exigida do motor é a segunda saída limite PZ ou mais.

[0113] Isto é, na modalidade de acordo com a presente invenção, o torque do motor Te e a rotação do motor Ne são normalmente mantidas em valores nas linhas de operação K1, K2 e K3. Com a exceção do tempo de controle de aumento de saída, etc., o torque de motor Te e a velocidade do motor Ne não são mantidas entre as linhas de operação K1 e K2 ou as linhas de operação K2 e K3. Por exemplo, se o torque de motor Te e a rotação de motor Ne são mantidos em quaisquer valores entre as linhas de operação K1 e K23, a taxa de compressão mecânica é frequentemente comutada e a durabilidade do mecanismo de taxa de compressão variável A se torna um problema.

[0114] Como oposto a isto, como na modalidade da presente invenção, não mantendo o torque de motor Te e a rotação do motor Ne entre as linhas de operação K1, K2 e K3, mas mantendo-os nas linhas de operação K1, K2 e K3, a frequência de comutar a taxa de compressão mecânica é enormemente reduzida e, portanto a durabilidade do mecanismo de taxa de compressão variável A pode ser assegurada.

[0115] A Figura 24 mostra uma rotina de controle operacional executando a primeira modalidade mostrada da Figura 19 a Figura 23. Esta rotina é executada pela interrupção em intervalos de tempo predeterminados.

[0116] Referindo-se à Figura 24, primeiro, na etapa 200, é avaliada se no momento da interrupção prévia, a saída exigida do motor Pe foi menor que a primeira saída limite PY. Quando no momento da interrupção prévia, $Pe < PY$, a rotina prossegue para a etapa 201 onde é avaliado se no momento da interrupção de corrente, $Pe < PY$. Quando no momento da interrupção de corrente, $Pe < PY$, isto é, quando a saída exigida do motor Pe continua a ser menor que a primeira saída limite PY, a rotina prossegue para a etapa 202 onde o torque de motor Te e a rotação de motor Ne são controlados ao longo da linha de operação de manutenção de taxa de consumo de combustível K1.

[0117] Por outro lado, quando é avaliado na etapa 200 que Pe foi menos que PY no momento de interrupção prévia, a rotina prossegue para a etapa 203 onde é avaliado se $Pe < PY$ no momento da interrupção de corrente. Quando Pe não é me-

nor que PY no momento da interrupção de corrente, isto é, quando a saída exigida do motor Pe continua para ser maior que a primeira saída limite PY , a rotina prossegue para a etapa 204 onde é avaliado se a saída exigida do motor Pe é menor que a segunda saída limite PZ . Quando $Pe < PZ$, a rotina prossegue para a etapa 205 onde o torque de motor Te e a rotação de motor Ne são controlados ao longo da linha de operação de torque alto $K2$. Como oposto a isto, quando é avaliado na etapa 204 que $Pe \geq PZ$, a rotina prossegue para a etapa 206 onde o torque de motor Te e a rotação de motor Ne são controlados ao longo da linha de operação de carga completa $K3$.

[0118] Por outro lado, quando é avaliado na etapa 201 que Pe não é menor que PY no momento da interrupção de corrente, isto é, quando a saída exigida do motor excede a primeira saída limite PY , a rotina salta para a etapa 207. Na etapa 207 é avaliado se o processamento para abaixar a taxa de compressão mecânica foi completado. Quando o processamento para diminuir a taxa de compressão mecânica não foi completado, a rotina prossegue para a etapa 208 onde a taxa de compressão mecânica é diminuída. A seguir, quando é avaliado na etapa 207 que o processamento para diminuir a taxa de compressão mecânica foi completado, a rotina prossegue para a etapa 209 onde o controle de aumento de saída é realizado.

[0119] Por outro lado, quando é avaliado na etapa 203 que $Pe < PY$ no momento da interrupção de corrente, isto é, a saída exigida do motor se torna menor que a primeira saída limite PY , a rotina salta para a etapa 210. Na etapa 210, é avaliado se o controle para reduzir a saída do motor foi completado. Quando o controle para reduzir a saída do motor não foi completado, a rotina prossegue na etapa 211 onde o controle para reduzir a saída do motor é realizado. A seguir, quando é avaliado na etapa 210 que o controle para reduzir a saída do motor foi completado, a rotina prossegue para a etapa 212 onde o processamento para aumentar a taxa de compressão mecânica é realizado.

[0120] As Figuras 25 a 28 mostram uma segunda modalidade. Nesta modalidade, como mostrado na Figura 25 e Figura 27, quando a saída do motor 1 é Pe_2 e

no estado de operação mostrado pelo ponto R na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1, se a saída exigida do motor Pe excede a primeira saída limite PY, primeiro a rotação do motor Ne é aumentada ao longo da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 até uma rotação de motor na linha de operação de torque alto K2 satisfazendo a saída exigida Pe, a seguir, a taxa de compressão mecânica é reduzida da taxa de compressão mecânica máxima MAX para a taxa de compressão mecânica mínima MIN, a seguir, o controle de aumento de saída é realizado no estado, mantendo a rotação de motor Ne constante.

[0121] Isto é, neste caso, primeiro, são encontrados o torque de motor alvo e a rotação de motor alvo na linha de operação de torque alto K2 satisfazendo a saída exigida Pe, a seguir, a rotação do motor Ne é feita a rotação de motor alvo, a seguir, a taxa de compressão mecânica é diminuída para a taxa de compressão mecânica alvo, então o torque do motor Te é aumentado de um valor na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 para o torque de motor alvo na linha de operação de torque alto K2.

[0122] Como oposto a isto, quando no estado de operação onde a saída do motor 1 é mostrada pelo ponto Pe na linha de operação de torque alto K2, se a saída exigida do motor Pe se torna menor que a primeira saída limite PY, primeiro a rotação do motor Ne é mantida constante e neste estado o controle de redução de saída é realizado, a seguir, a taxa de compressão mecânica é aumentada da taxa de compressão mecânica mínima MIN para a taxa de compressão mecânica máxima MAX, a seguir, a rotação do motor Ne é diminuída.

[0123] Por outro lado, como mostrado, na Figura 26, quando a saída do motor 1 é Pe_2 e no estado de operação mostrado pelo ponto R na linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1, se a saída exigida do motor Pe excede a segunda saída limite PZ, da mesma maneira que no caso da Figura 25, como mostrado na Figura 27, primeiro a rotação do motor Ne é aumentada ao longo da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1 até uma rotação de motor na linha de operação de carga completa K3 satisfazendo a saída exigida

Pe, a seguir, a taxa de compressão mecânica é reduzida da taxa de compressão mecânica máxima MAX para a taxa de compressão mecânica mínima MIN, a seguir, a rotação de motor Ne é mantida constante e é realizado o controle de aumento de saída.

[0124] Como oposto a isto, quando no estado de operação onde a saída do motor 1 está no estado de operação mostrado pelo ponto Pe na linha de operação de carga completa K3 e quando a saída exigida do motor Pe se torna menor que a primeira saída limite PY, primeiro o controle de redução de saída é realizado no estado mantendo a rotação do motor Ne constante. A seguir, a taxa de compressão mecânica é aumentada da taxa de compressão mecânica mínima MIN para a taxa de compressão mecânica máxima MAX, a seguir, a rotação do motor Ne é reduzida.

[0125] Quando o torque do motor Te e a rotação do motor Ne são controlados para a linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima K1, na elevação da rotação de motor Ne, a saída do motor aumenta. Por outro lado, como explicado acima, a rotação do motor Ne é controlada pelo gerador de motor MG1. O controle da rotação do motor Ne por este gerador de motor MG1 é extremamente bom em resposta. Portanto, como mostrado na Figura 25 ou Figura 26, ao aumentar a rotação do motor Ne quanto existe uma solicitação de aceleração, a saída do motor aumenta imediatamente e, portanto, uma boa sensação de aceleração pode ser obtida.

[0126] A Figura 28 mostra a rotina de controle operacional para executar a segunda modalidade mostrada nas Figuras 27 a 27. Esta rotina é também executada por interrupção a cada intervalo de tempo constante. Note que, nesta rotina, a etapa 300 à etapa 306 são as mesmas que a etapa 200 à etapa 206 da rotina mostrada na Figura 24, assim a explicação da etapa 300 à etapa 306 será omitida.

[0127] Referindo-se à Figura 28, nesta segunda modalidade, quando é avaliado na etapa 301 que Pe não é menor que PY no momento da interrupção de corrente, isto é, quando a saída exigida do motor excede a primeira saída limite PY, a rotina salta para a etapa 307. Na etapa 307, é avaliado se o processamento para

aumentar a rotação do motor Ne foi completado. Quando o processamento para aumentar a rotação do motor não foi completado. Quando o processamento para aumentar a rotação do motor não foi completado, a rotina prossegue para a etapa 308 onde a rotação do motor Ne é aumentada. A seguir, quando é avaliado na etapa 307 que o processamento para aumentar a rotação do motor Ne foi completado, a rotina segue para a etapa 309. Na etapa 309, é avaliado se o processamento para diminuir a taxa de compressão mecânica foi completado. Quando o processamento para diminuir a taxa de compressão mecânica não foi completado, a rotina prossegue para a etapa 310 onde a taxa de compressão mecânica é reduzida. A seguir, quando é avaliado na etapa 309 que o processamento para diminuir a taxa de compressão mecânica foi completado, a rotina prossegue para a etapa 311 onde o controle de aumento de saída é realizado.

[0128] Por outro lado, quando é avaliado na etapa 303 que $P_e < P_Y$ no momento da interrupção de corrente, isto é, quando a saída exigida do motor se torna menor que a primeira saída limite P_Y , a rotina salta para a etapa 312. Na etapa 312, é avaliado se o controle para reduzir a saída do motor foi completado. Quando o controle para reduzir a saída do motor foi completado, a rotina prossegue para a etapa 313 onde o controle para reduzir a saída do motor é realizado. A seguir, quando é avaliado na etapa 312 que o controle para reduzir a saída do motor foi completado, a rotina prossegue para a etapa 314.

[0129] Na etapa 314, é avaliado se o processamento para aumentar a taxa de compressão mecânica foi completado. Quando o processamento para aumentar a taxa de compressão mecânica não foi completado, a rotina prossegue para a etapa 315 onde a taxa de compressão mecânica é aumentada. A seguir, quando é avaliado na etapa 314 que o processamento para aumentar a taxa de compressão mecânica foi completado, a rotina prossegue para a etapa 316 onde a rotação do motor Ne é reduzida.

REIVINDICAÇÕES

1. Sistema de controle de motor, **CARACTERIZADO** pelo fato de que compreende:

um sistema de regulação de saída configurado para determinar uma combinação desejada de um torque de motor e uma rotação de motor fornecendo uma mesma saída de motor;

um mecanismo de taxa de compressão variável, configurado para mudar uma taxa de compressão mecânica;

um mecanismo de sincronismo de válvula variável, configurado para controlar um sincronismo de fechamento de uma válvula de admissão; e

uma unidade de controle eletrônico configurada para:

(1) realizar um controle de manutenção de taxa de consumo de combustível mínima que satisfaz uma saída exigida do motor mudando a rotação do motor em um estado que mantém a taxa de compressão mecânica a uma taxa de compressão predeterminada ou mais quando uma saída exigida do motor é menor que uma saída limite predeterminada, e

(2) realizar um controle de aumento de saída que aumenta o torque do motor depois de abaixar a taxa de compressão mecânica para a taxa de compressão predeterminada ou menos quando a saída exigida do motor aumenta sobre a saída limite.

2. Sistema de controle de motor, de acordo com a reivindicação 1, **CARACTERIZADO** pelo fato de que a unidade de controle eletrônico realiza o controle de aumento de saída controlando o sincronismo de fechamento da válvula de admissão para aumentar uma quantidade de ar de admissão dentro de uma câmara de combustão.

3. Sistema de controle de motor, de acordo com a reivindicação 1, **CARACTERIZADO** pelo fato de que a dita taxa de compressão predeterminada é 20.

4. Sistema de controle de motor, de acordo com a reivindicação 1,

CARACTERIZADO pelo fato de que uma relação entre o torque do motor e a rotação do motor quando um consumo de combustível se torna o mínimo, é expressa como uma linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima em formato de uma curva se estendendo em uma direção de aumento da rotação do motor quanto expressa bidimensionalmente, como uma função do torque do motor e da rotação do motor e, quando a unidade de controle eletrônico realiza o controle da manutenção de taxa de consumo de combustível mínimo, o torque de motor e a rotação de motor são mudados ao longo da dita linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima de acordo com uma mudança na saída exigida do motor.

5. Sistema de controle de motor, de acordo com a reivindicação 4, **CARACTERIZADO** pelo fato de que quando expressa bidimensionalmente como uma função do torque do motor e da rotação do motor, uma relação entre o torque do motor e a rotação do motor expressa como uma linha de operação de torque alto é predeterminada em um lado de torque de motor alto a partir da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima, uma taxa de compressão mecânica alvo quando o torque de motor e a rotação do motor estão na linha de operação de torque alto são predeterminados, e, quando a unidade de controle eletrônico realiza o controle de aumento de saída, o torque de motor e a rotação do motor são mudados de valores na dita linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima para valores na dita linha de operação de torque alto depois que a taxa de compressão mecânica é reduzida para a dita taxa de compressão mecânica alvo.

6. Sistema de controle de motor, de acordo com a reivindicação 5, **CARACTERIZADO** pelo fato de que a unidade de controle eletrônico muda a taxa de compressão mecânica alvo para o valor mínimo da taxa de compressão mecânica e a unidade de controle eletrônico faz da linha de operação de torque alto uma curva onde o consumo de combustível se torna o mínimo quando o motor é operado em um estado onde a taxa de compressão mecânica é diminuída para o valor mínimo.

7. Sistema de controle de motor, de acordo com a reivindicação 5,

CARACTERIZADO pelo fato de que depois que a unidade de controle eletrônico realiza o controle de aumento de saída e o torque de motor e a rotação de motor atingem valores na linha de operação de torque alto, a unidade de controle eletrônico muda o torque de motor e a rotação de motor ao longo da dita linha de operação de torque alto na medida em que a saída exigida do motor é a saída limite ou mais.

8. Sistema de controle de motor, de acordo com a reivindicação 5, **CARACTERIZADO** pelo fato de que quando expressa bidimensionalmente como uma função do torque do motor e da rotação do motor, uma relação entre o torque do motor e a rotação do motor expressa como uma linha de operação de carga completa é predeterminada em um lado de torque ainda maior da linha de operação de torque alto e, quando um torque ainda maior é exigido, a unidade de controle eletrônico muda o torque do motor e a rotação do motor ao longo da dita linha de operação de carga completa.

9. Sistema de controle de motor, de acordo com a reivindicação 4, **CARACTERIZADO** pelo fato de que quando expressa bidimensionalmente como uma função do torque do motor e da rotação do motor, uma relação entre o torque do motor e a rotação do motor expressa como uma linha de operação de torque alto é predeterminada em um lado de torque de motor alto a partir da linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima, a unidade de controle eletrônico predetermina uma taxa de compressão mecânica alvo quando o torque do motor e a rotação do motor estão na linha de operação de torque alto, e, quando a saída exigida do motor é aumentada sobre a saída limite, a unidade de controle eletrônico encontra primeiro o torque de motor e a rotação de motor na dita linha de operação de torque alto satisfazendo a dita saída exigida, a seguir, a unidade de controle eletrônico faz a rotação do motor se tornar a rotação de motor alvo, a seguir, a unidade de controle eletrônico aumenta o torque do motor de um valor na dita linha de operação de taxa de consumo de combustível mínima para o dito torque de motor alvo na dita linha de operação de torque alto depois que a unidade de controle eletrônico diminui a taxa de compressão mecânica para a dita taxa de compressão mecânica alvo.

Fig.1

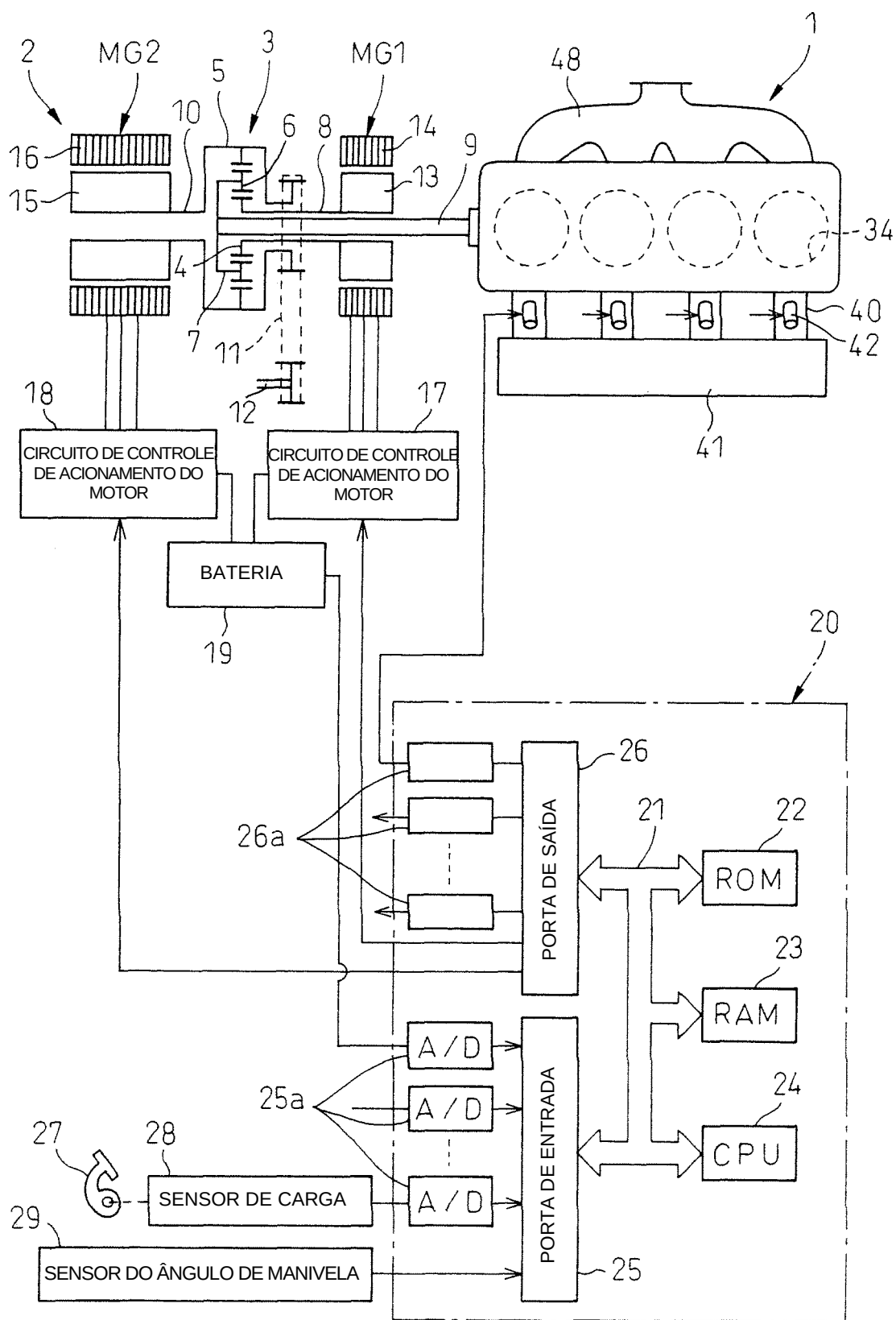


Fig. 2

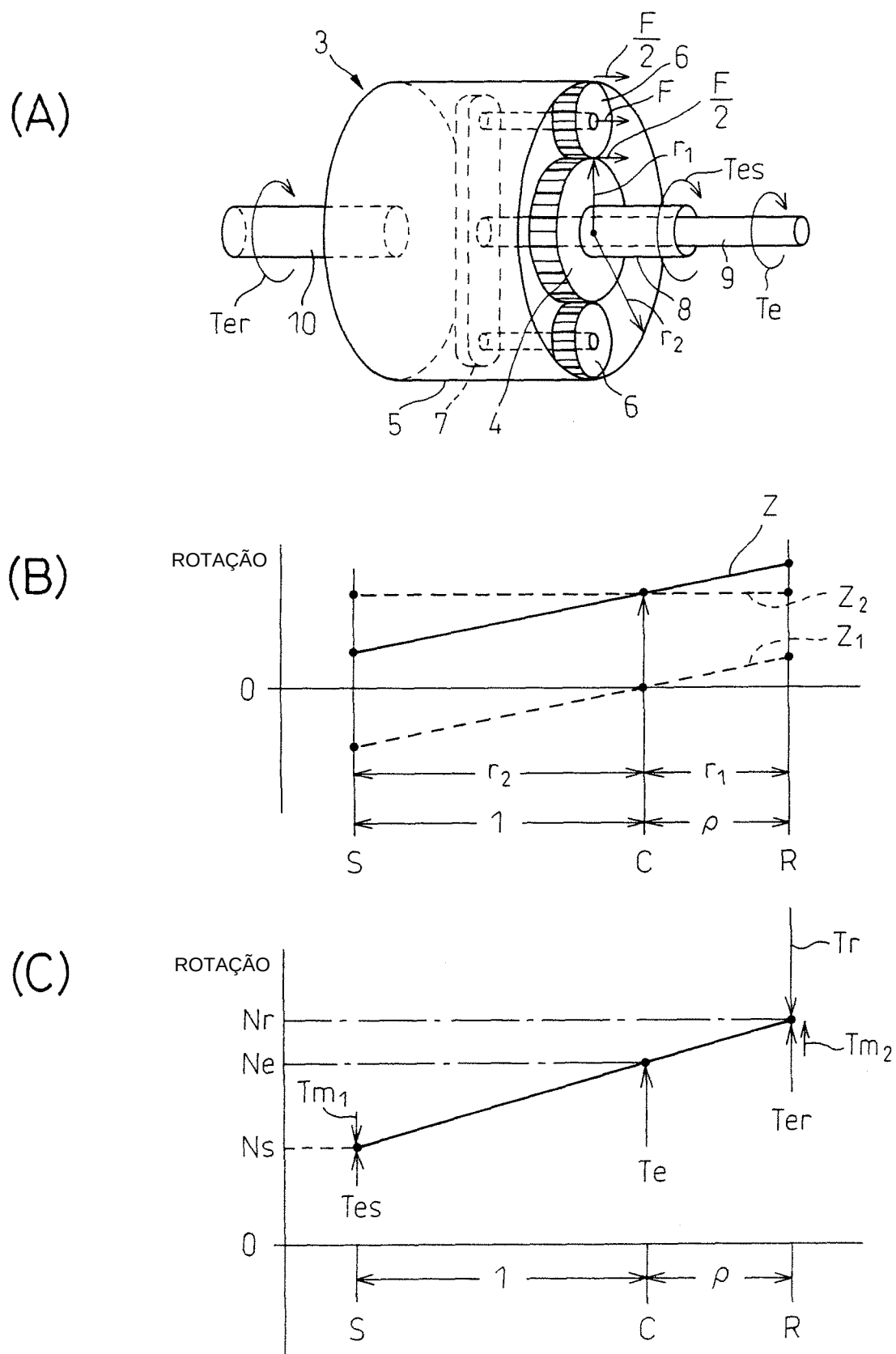
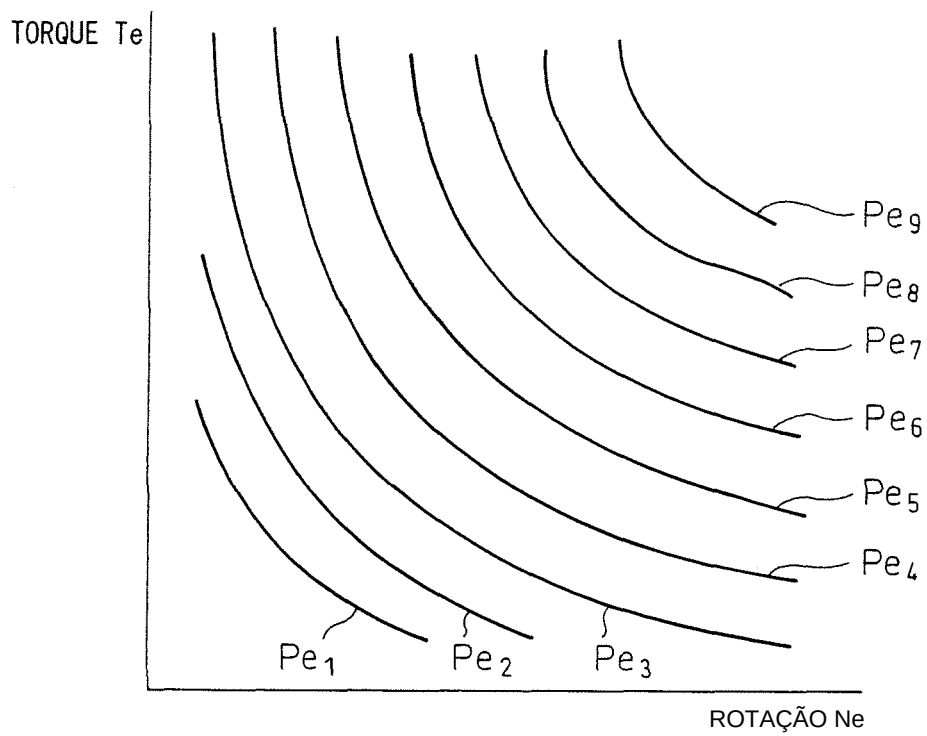


Fig.3
(A)



(B)

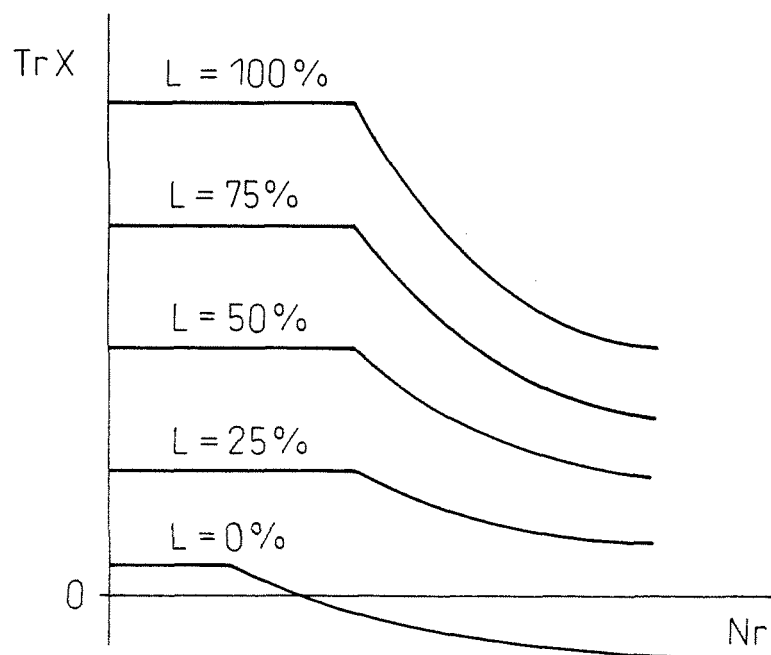


Fig.4

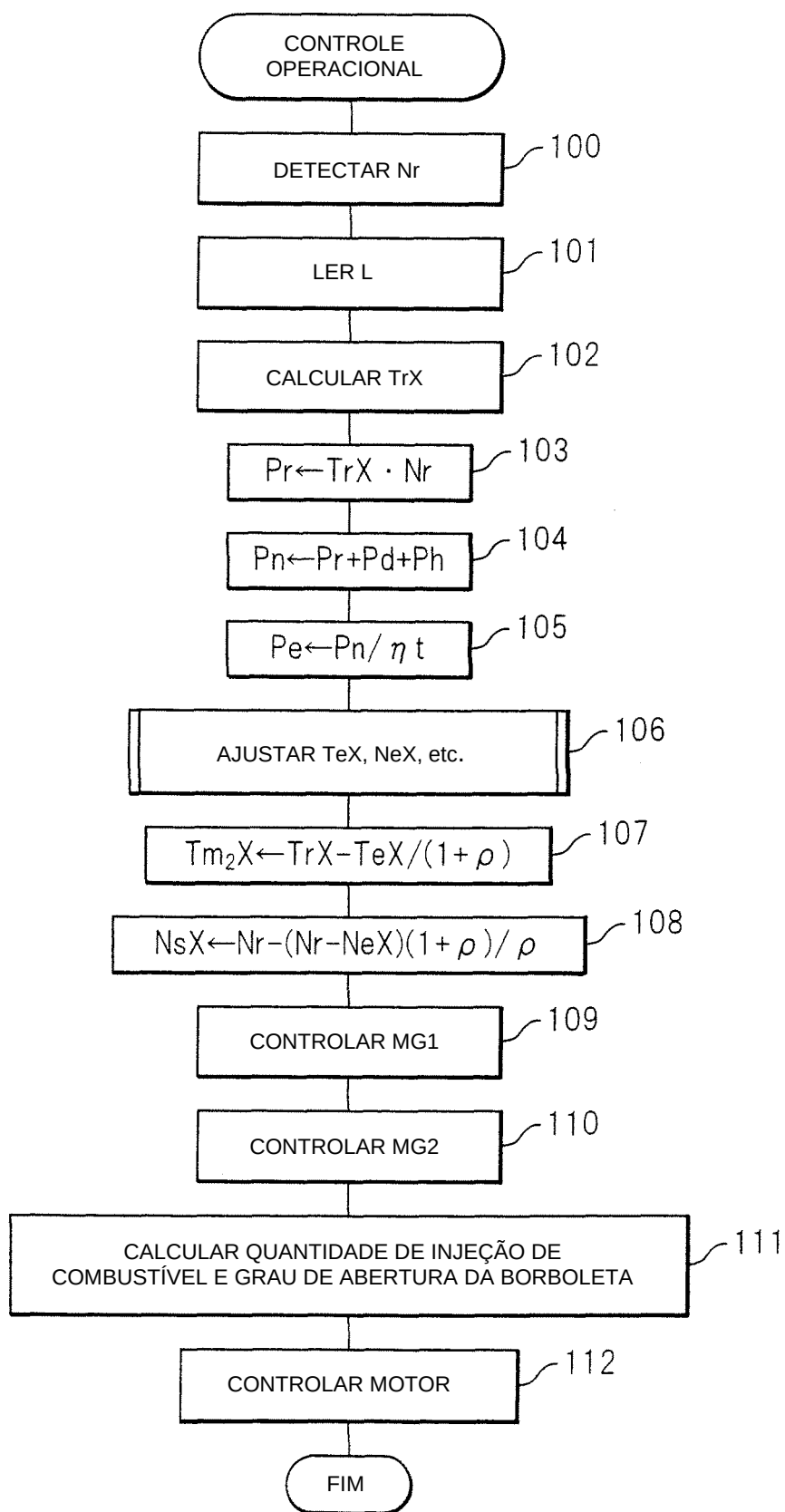
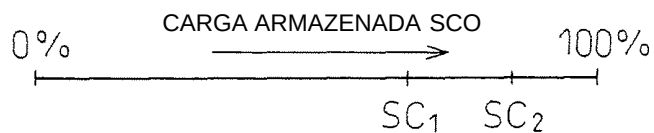


Fig.5
(A)



(B)

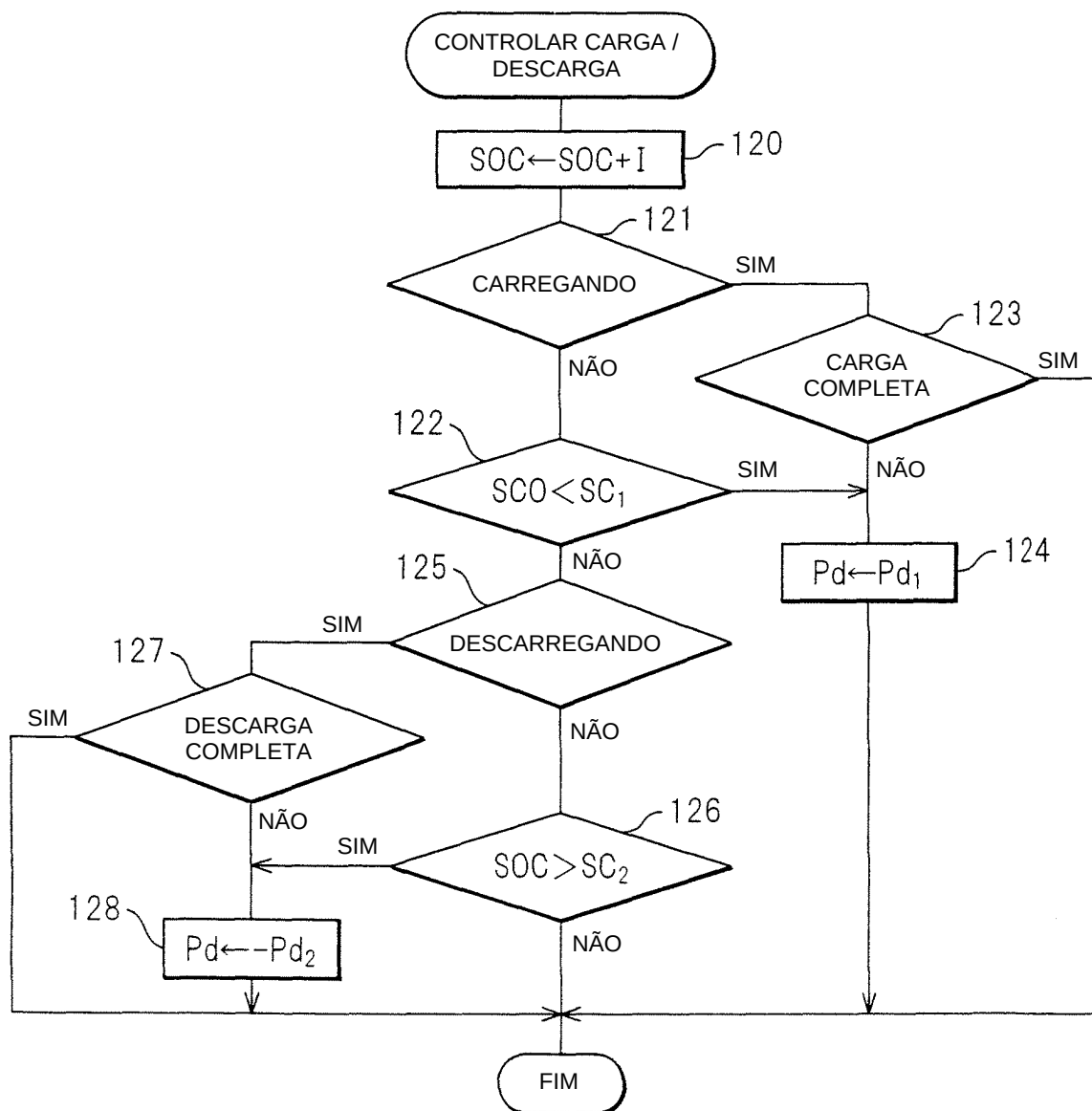


Fig.6

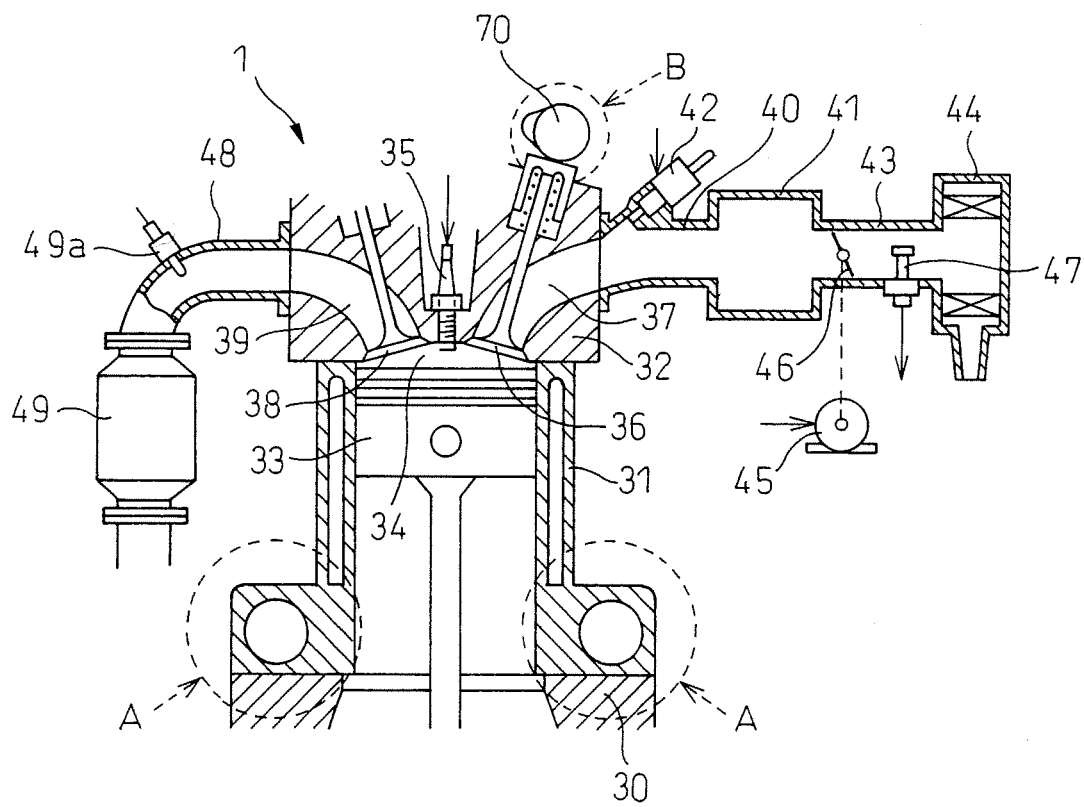


Fig.7

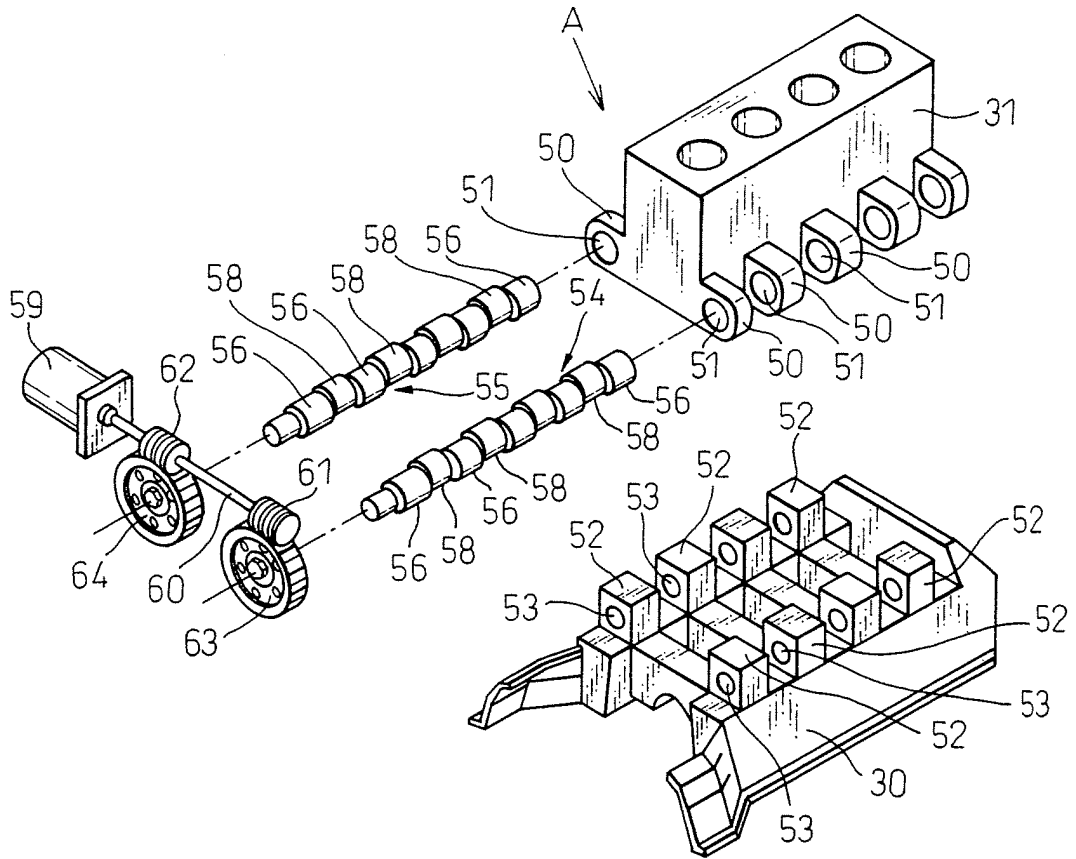


Fig.8

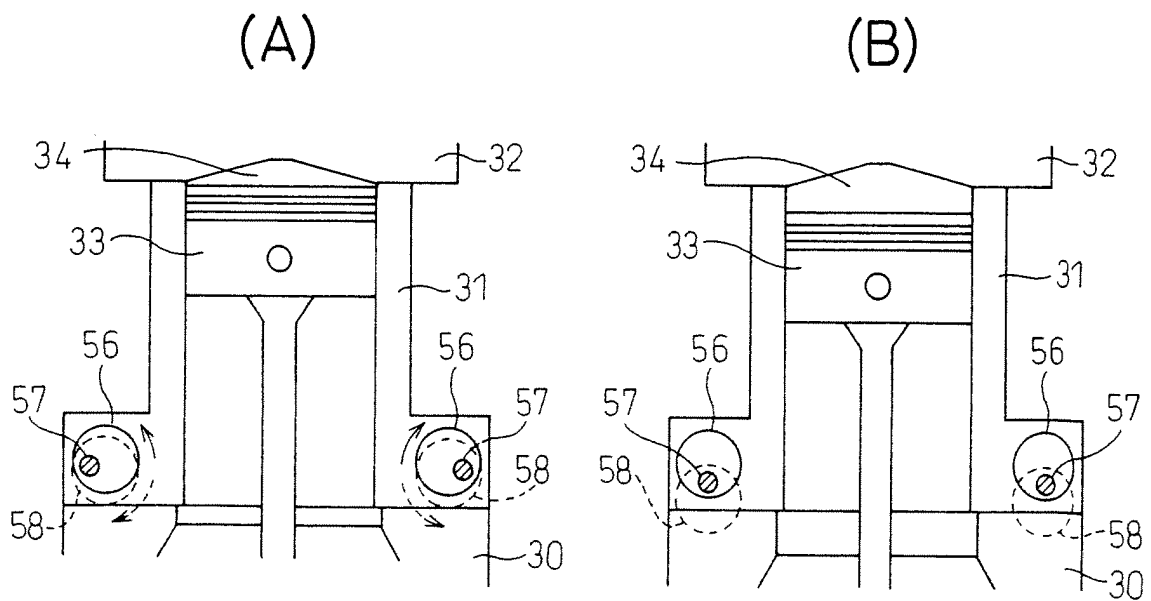


Fig.9

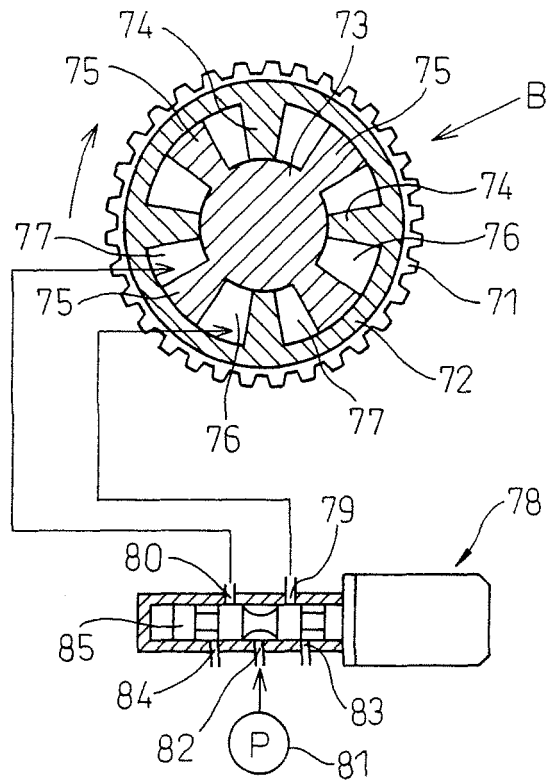


Fig.10

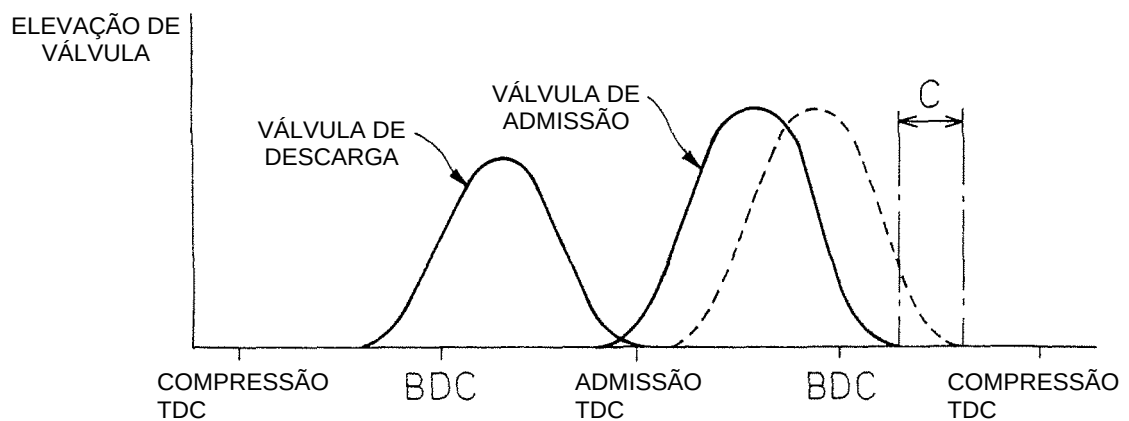
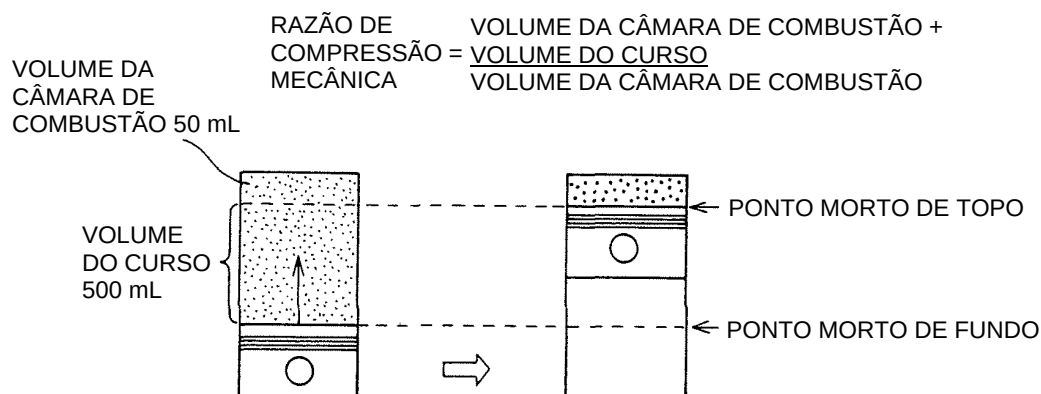
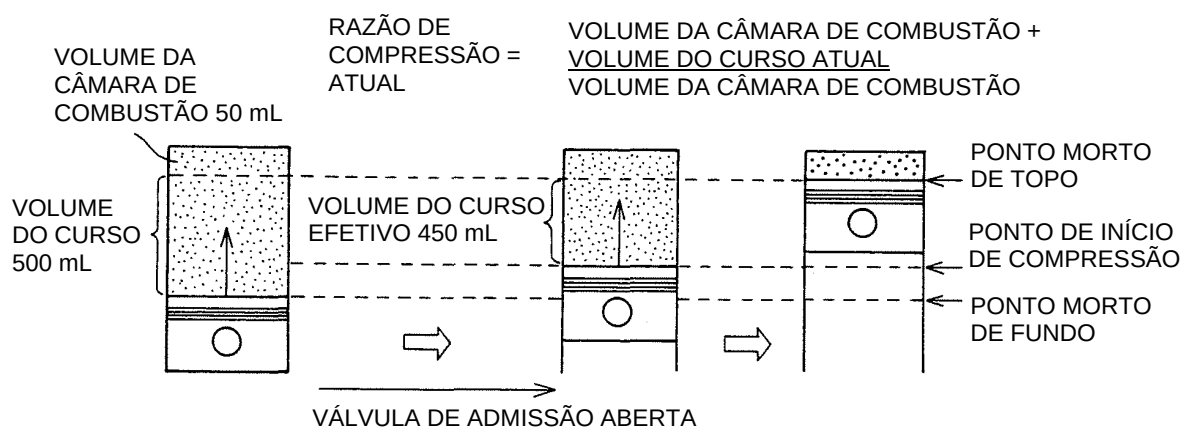


Fig.11

(A)



(B)



(C)

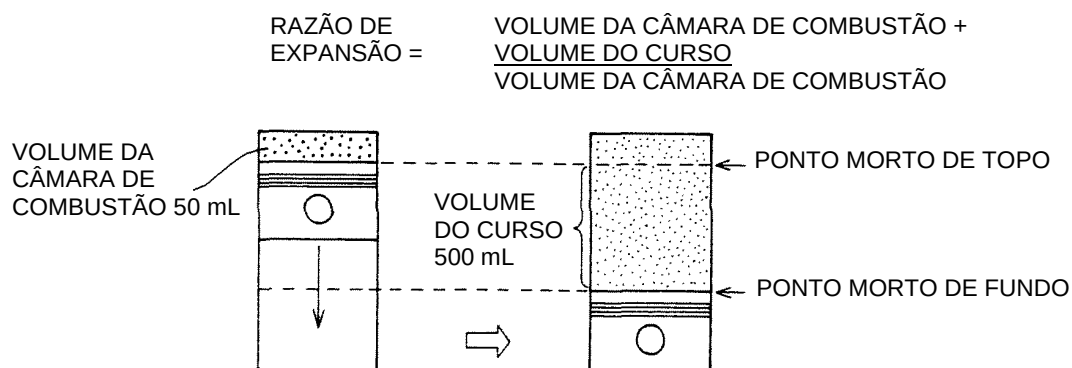


Fig.12

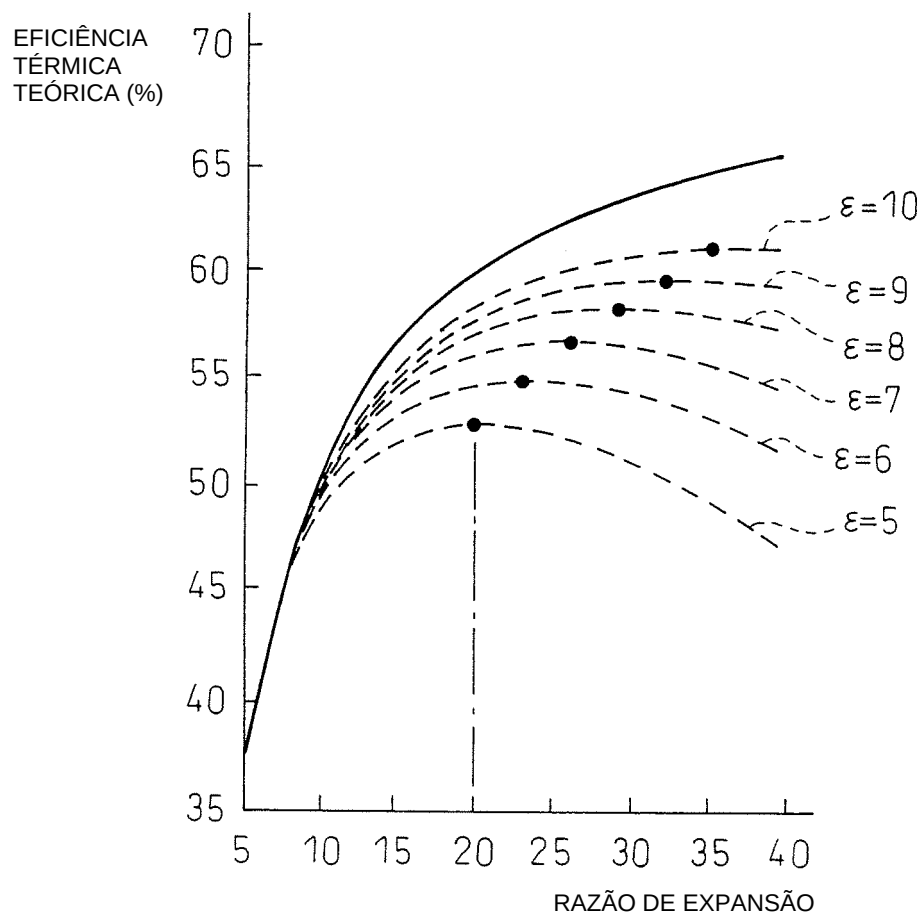
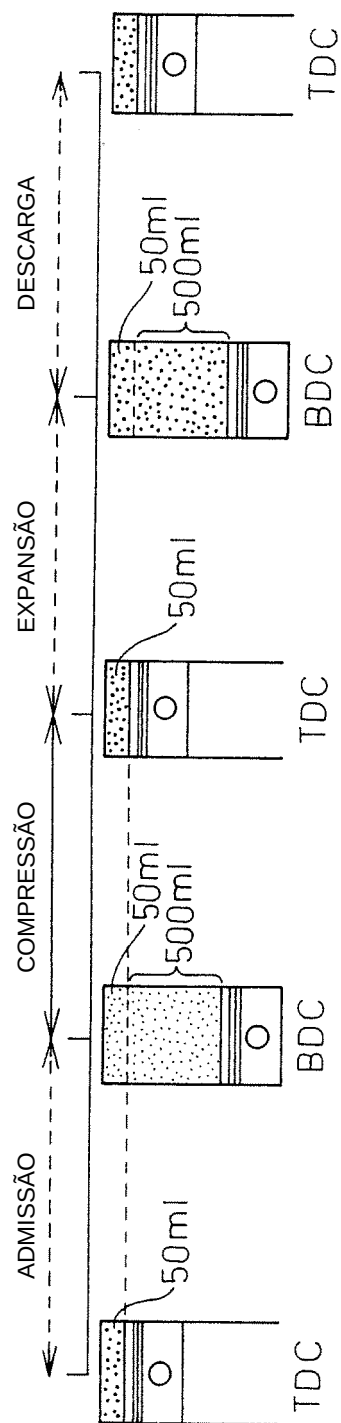


Fig.13
(A)



(B)

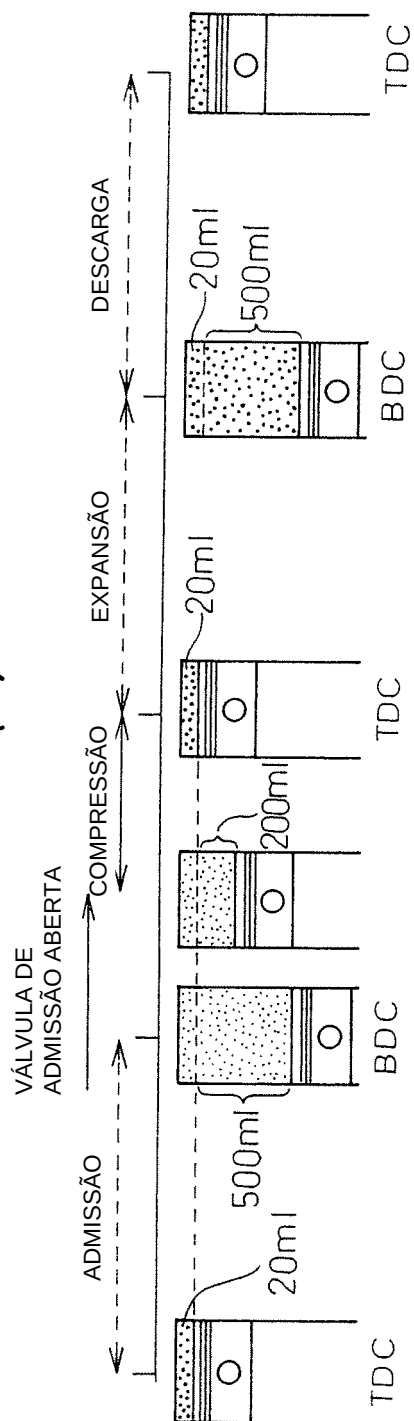


Fig.14

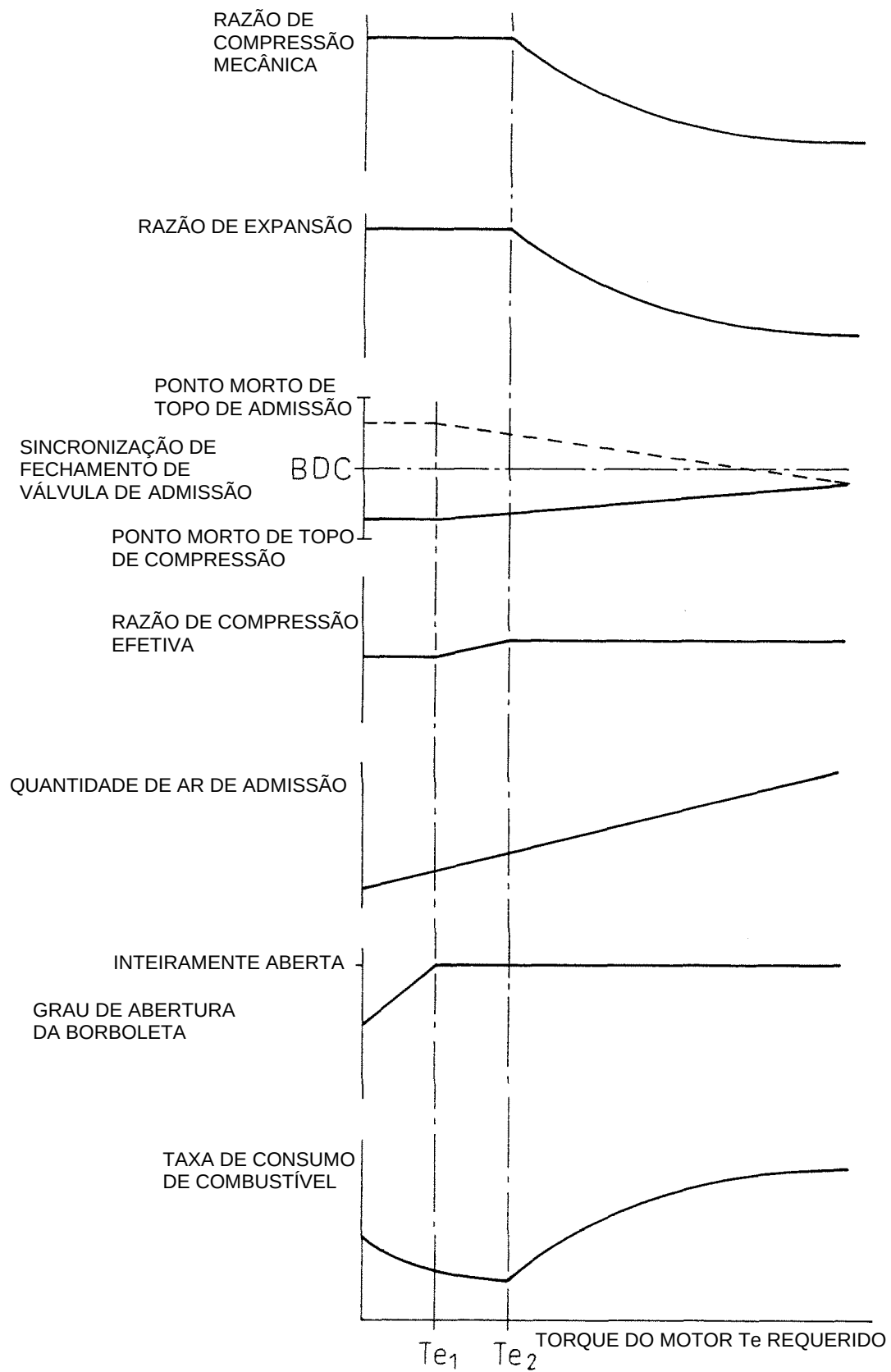


Fig.15

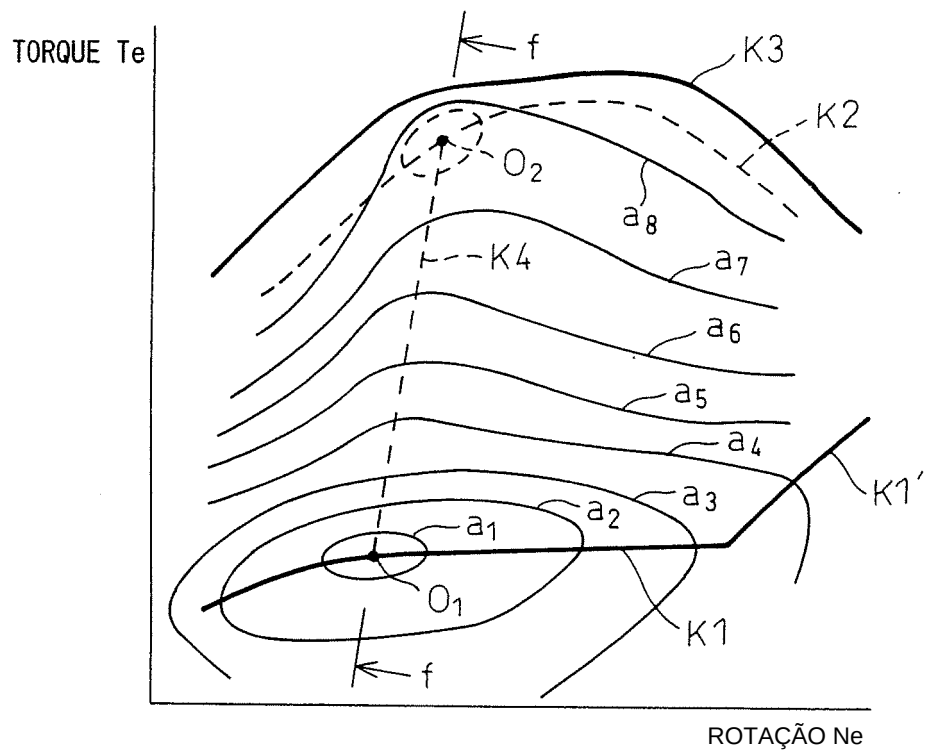
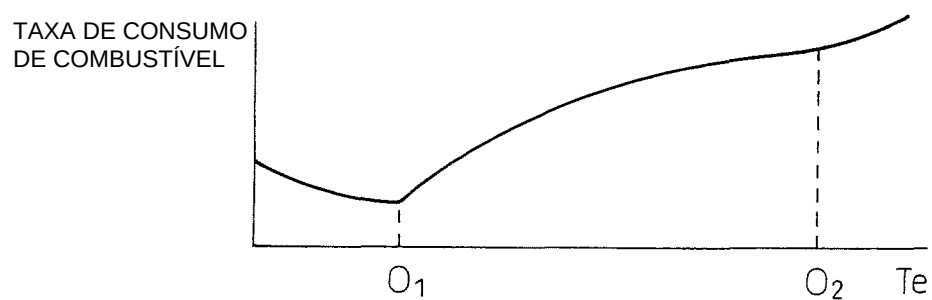


Fig.16
(A)



(B)

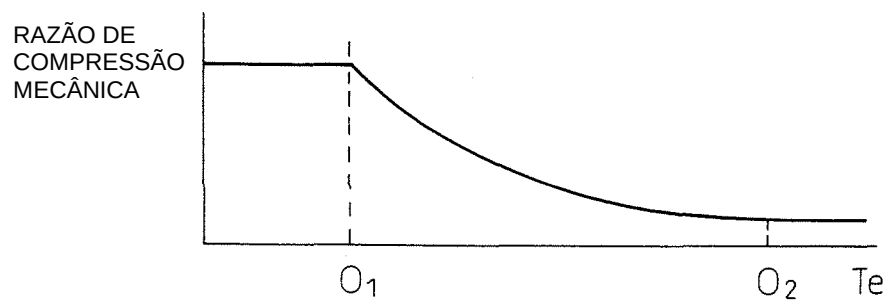


Fig.17

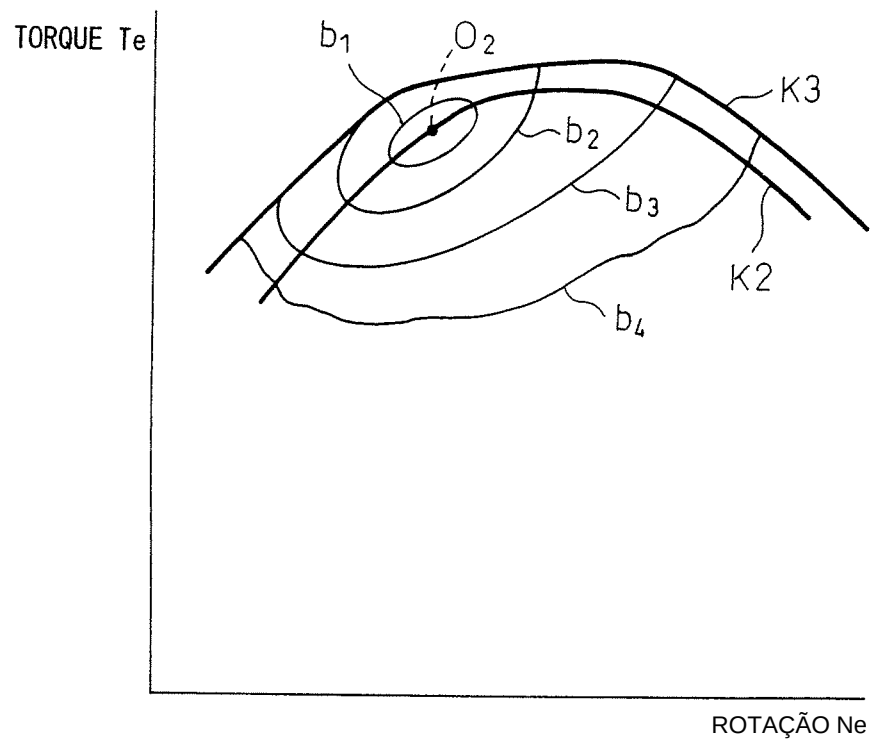


Fig.18

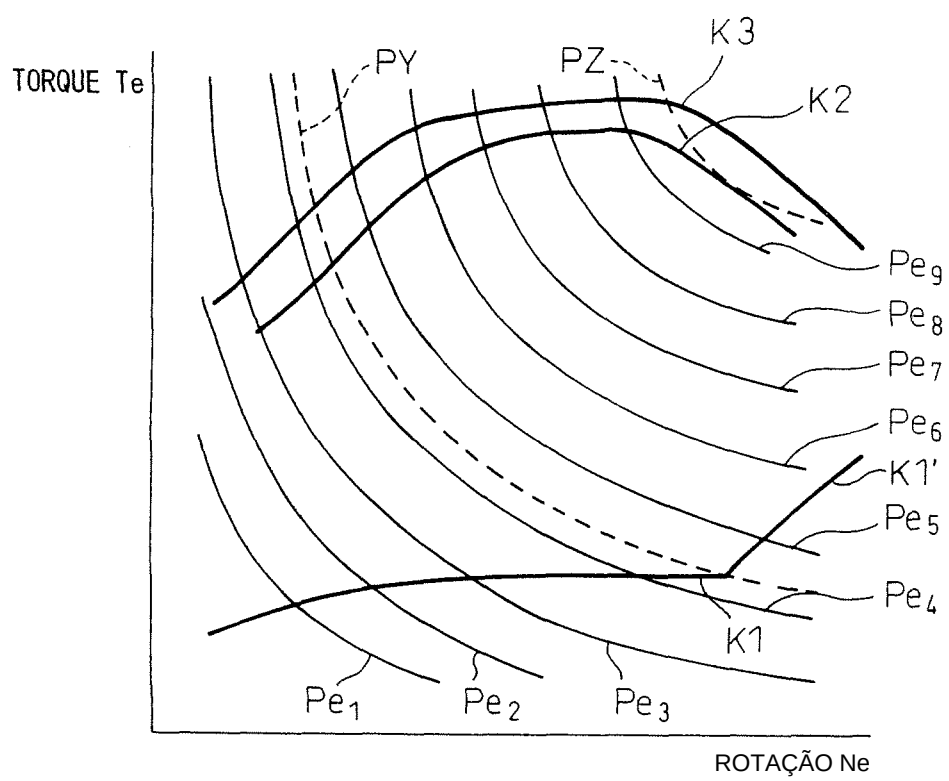


Fig.19

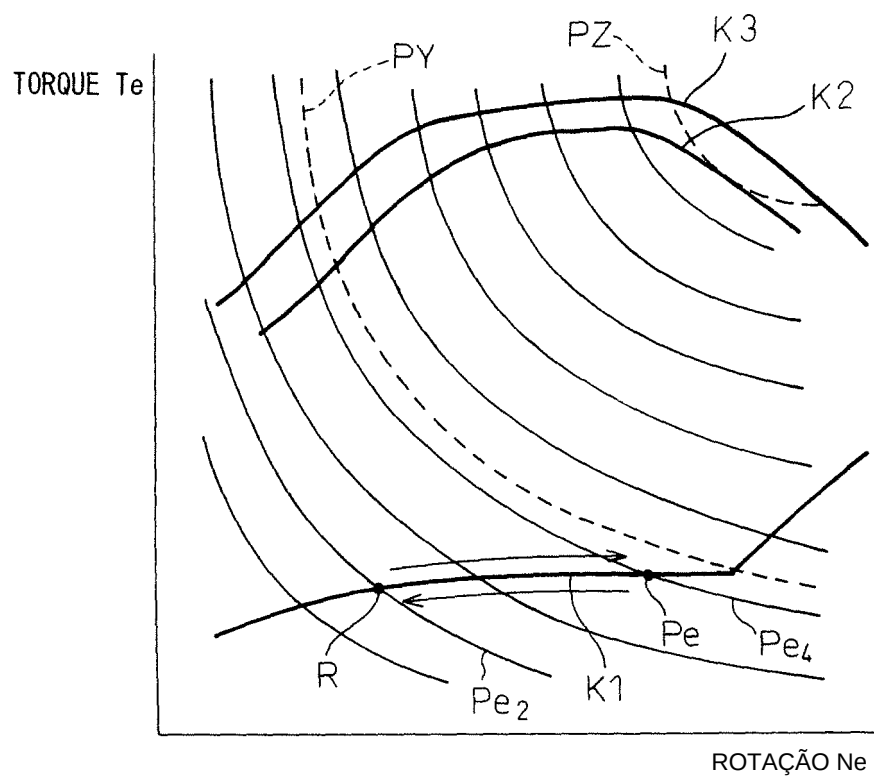


Fig.20

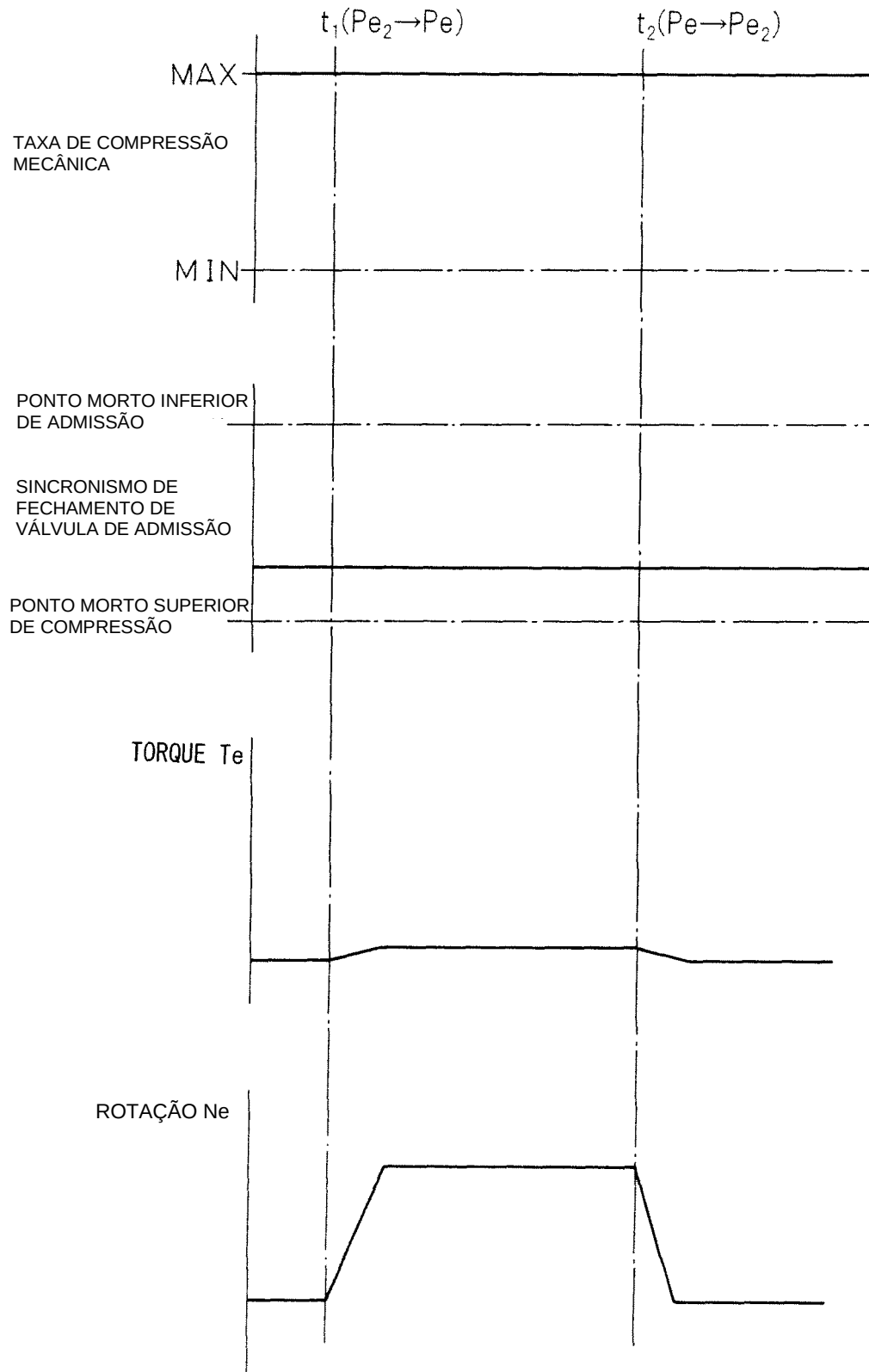


Fig.21

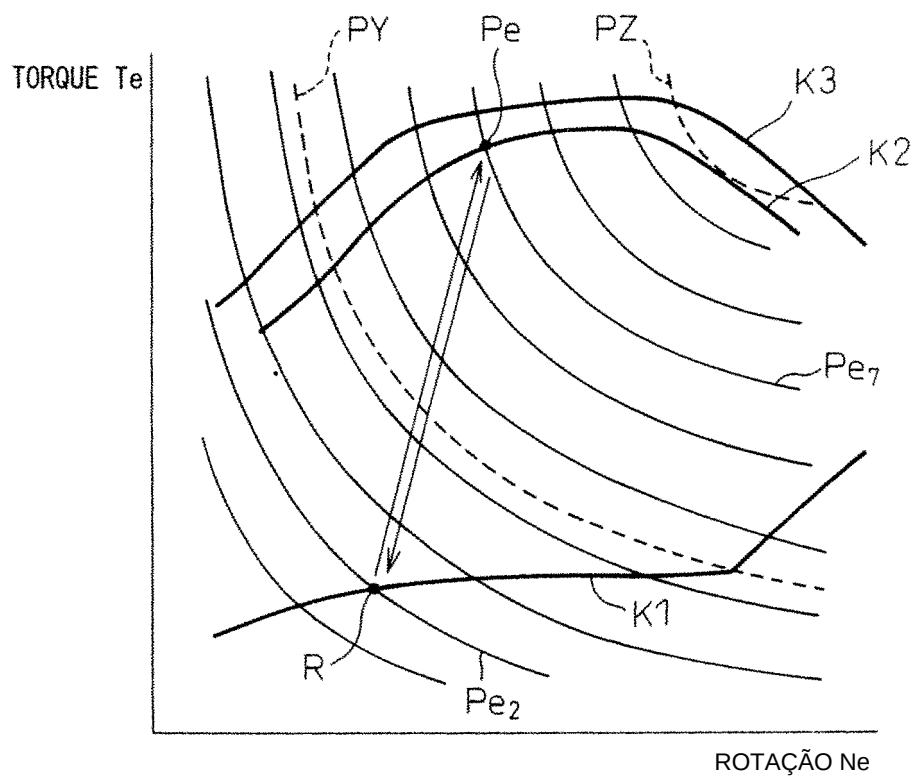


Fig.22

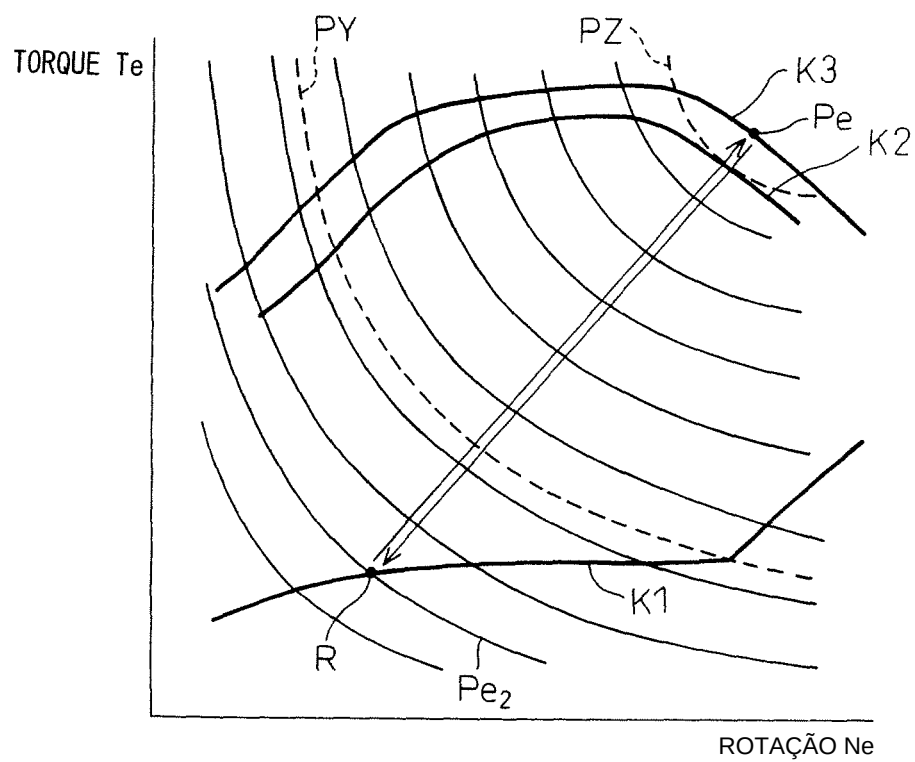


Fig. 23

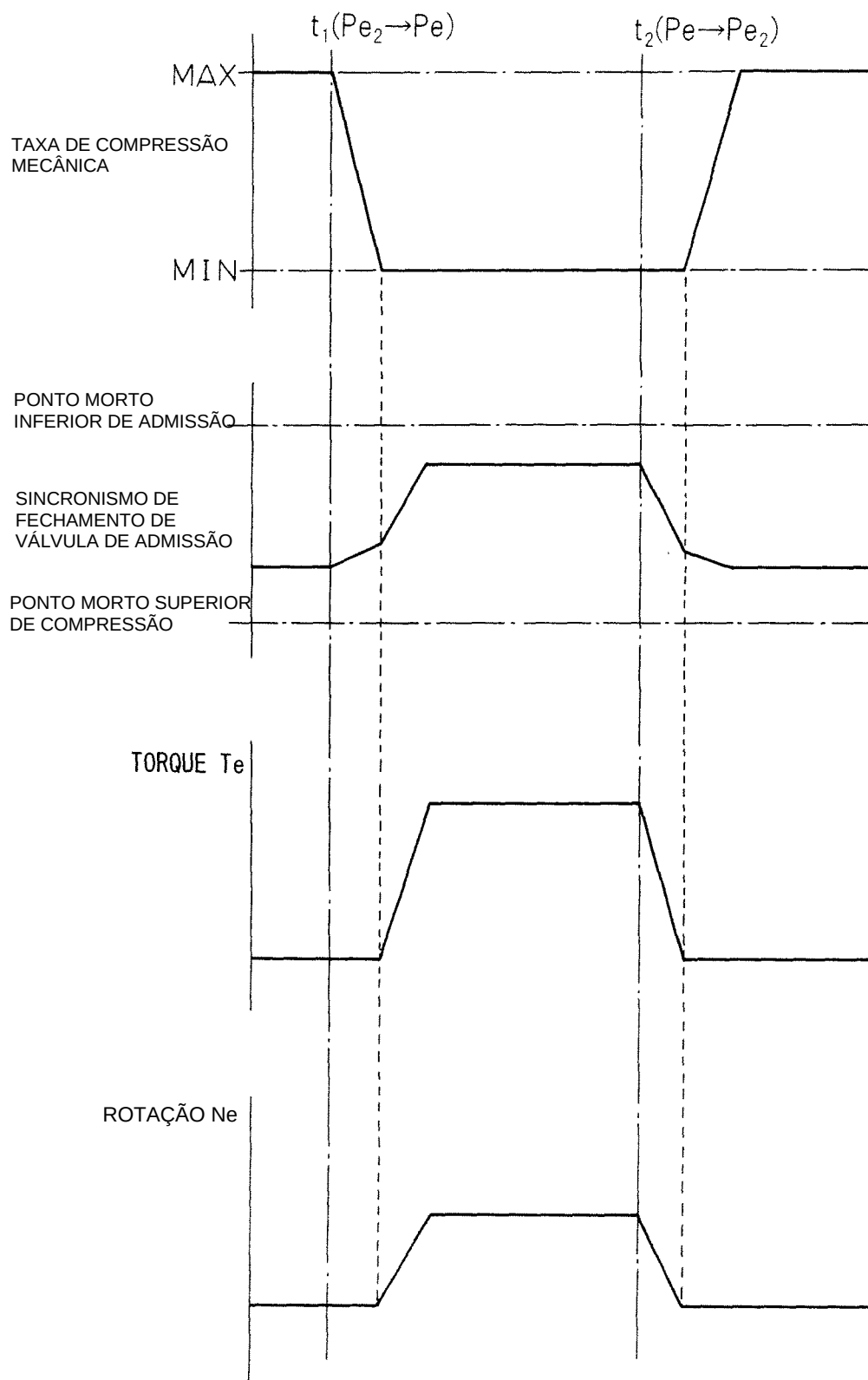


Fig.24

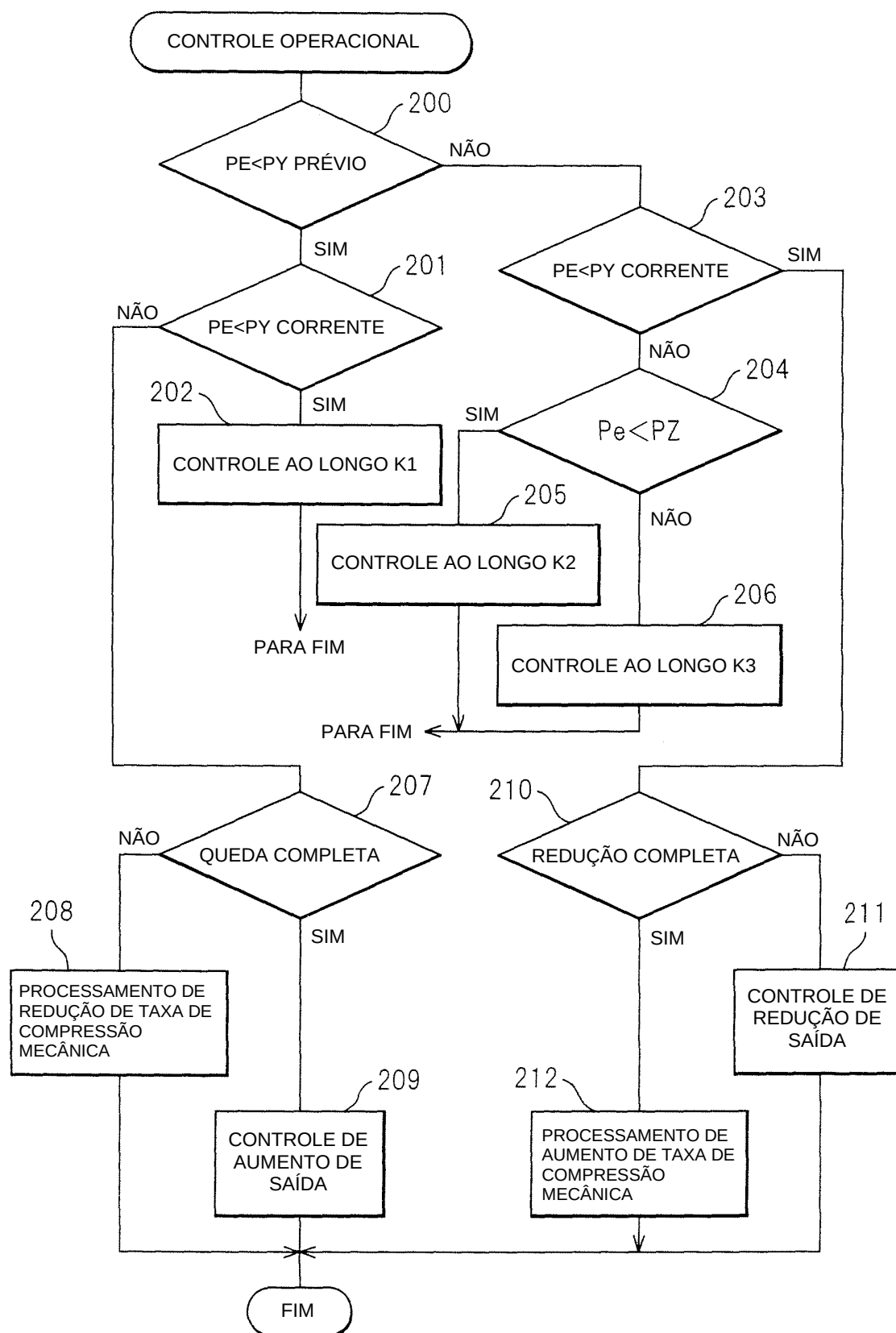


Fig.25

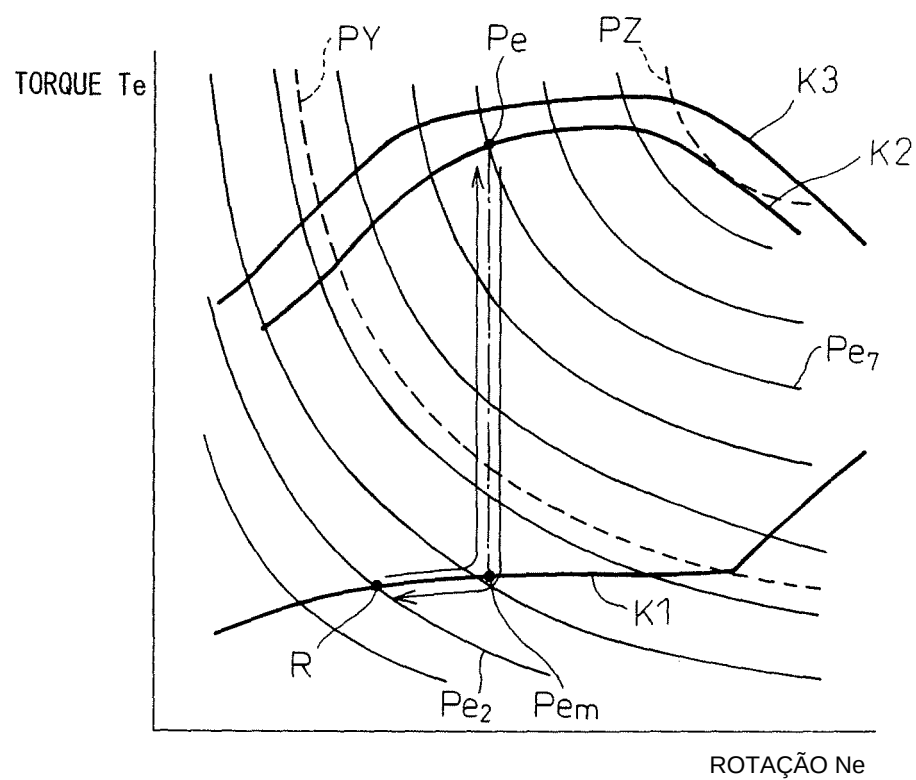


Fig.26

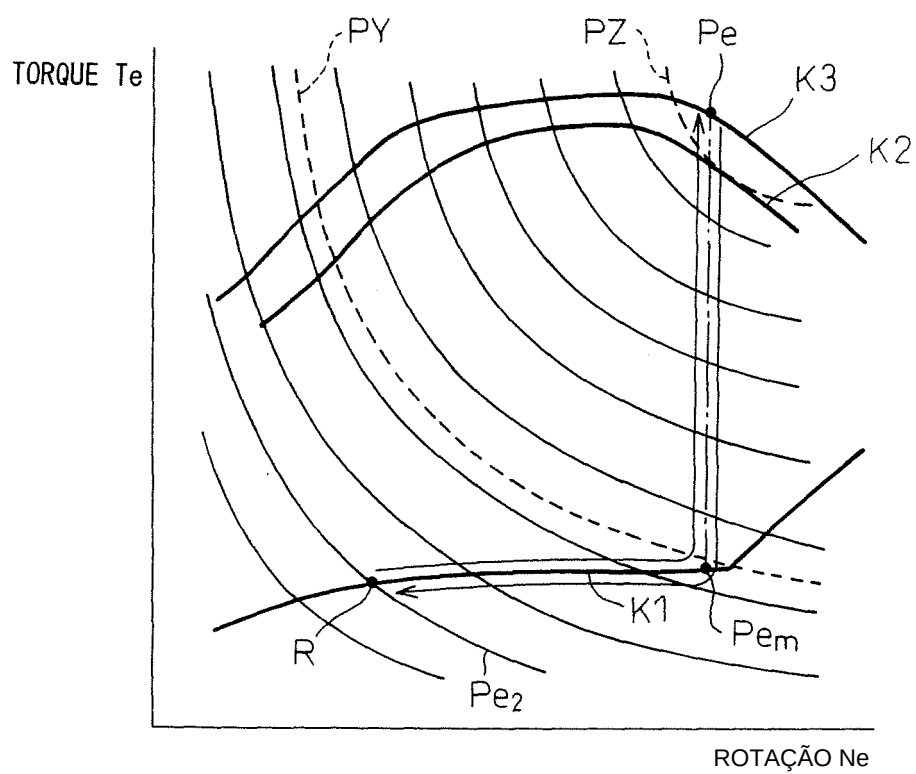


Fig.27

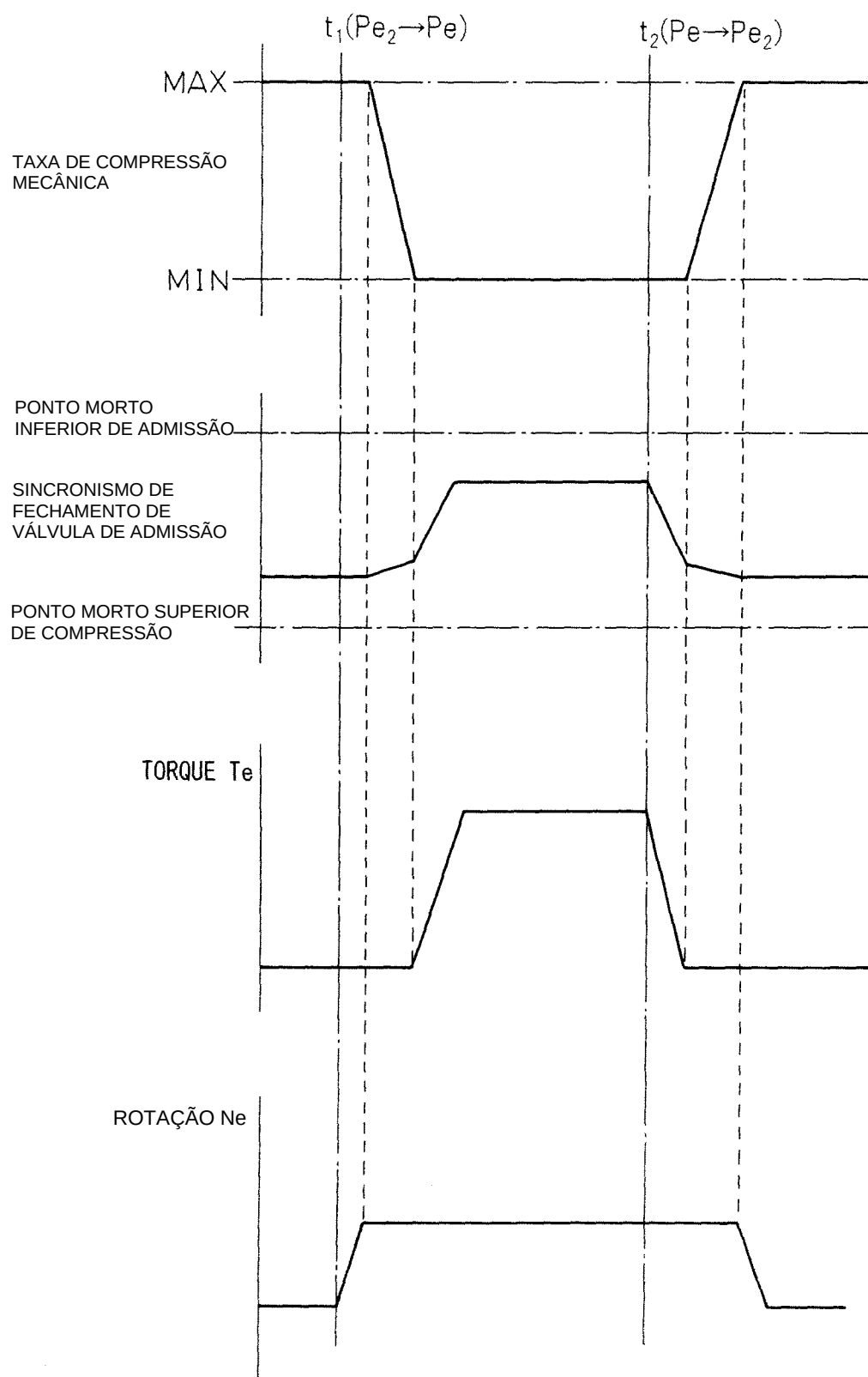


Fig. 28

