

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

(21) **PI 0714060-6 A2**

(22) Data de Depósito: 20/06/2007
(43) Data da Publicação: 18/12/2012
(RPI 2189)



(51) *Int.Cl.:*
F16H 61/662

(54) **Título:** TRANSMISSÃO VEICULAR CONTINUAMENTE VARIÁVEL ACIONADA POR CORREIA E MÉTODO DE CONTROLE DA MESMA

(30) **Prioridade Unionista:** 07/07/2006 JP 2006188018

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

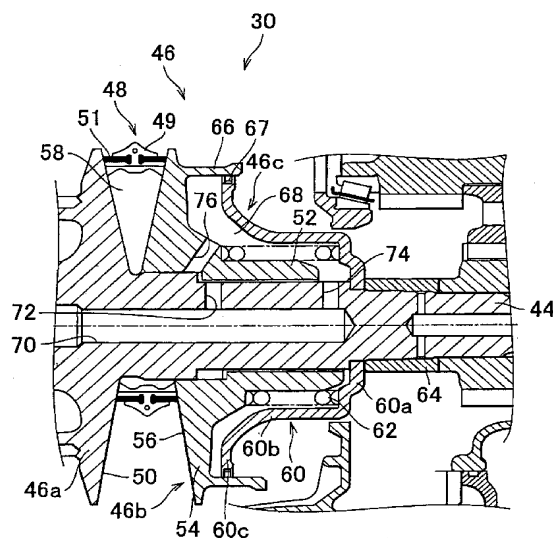
(72) **Inventor(es):** Hideki Yasue, Hirofumi Nakada, Ryoji Habushi, Yoshinobu Soga, Yusuke Ogata

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

(86) **Pedido Internacional:** PCT IB2007002777 de 20/06/2007

(87) **Publicação Internacional:** WO 2008/007220de
17/01/2008

(57) **Resumo:** TRANSMISSÃO VEICULAR CONTINUAMENTE VARIÁVEL ACIONADA POR CORREIA E MÉTODO DE CONTROLE DA MESMA. A presente invenção refere-se a uma transmissão veicular continuamente variável acionada por correia, a força de aperto de correia é inibida de se tornar excessiva e um fator de segurança, em relação ao deslizamento de correia, da força de aperto de correia aplicada a uma correia de transmissão (48) é reduzida a um valor que é menos que ou igual a 1,5 reduzindo uma área de recepção de pressão (S_{0out}) de um cilindro hidráulico de lado de saída (46c). Como resultado, uma câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga em um lado de polia secundária (46) pode ser eliminada simplificando assim a estrutura da transmissão veicular continuamente variável acionada por correia, enquanto a força de aperto de correia pode ser apropriadamente controlada.



Relatório Descritivo da Patente de Invenção para **"TRANSMISSÃO VEICULAR CONTINUAMENTE VARIÁVEL ACIONADA POR CORREIA E MÉTODO DE CONTROLE DA MESMA"**.

Antecedentes da Invenção

5 1. Campo da Invenção

A presente invenção refere-se a uma estrutura e a um método de controle de uma transmissão veicular continuamente variável acionada por correia. Mais particularmente, a invenção se refere à estrutura e a método de controle de uma transmissão veicular continuamente variável acionada por correia que elimina uma câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga de um cilindro lateral secundário.

2. Descrição da Técnica Relacionada

Um tipo conhecido de transmissão veicular é uma transmissão continuamente variável acionada por correia que altera a velocidade suavemente e continuamente sem qualquer mudança de marcha. Esta transmissão continuamente variável acionada por correia é formada de uma parte de transmissão continuamente variável que principalmente inclui dois elementos rotativos dispostos paralelo um ao outro, uma polia primária fornecida em um dos elementos rotativos de modo a não ser capaz de rodar em relação a este elemento rotativo, uma polia secundária fornecida no outro elemento rotativo de modo a não ser capaz de rodar em relação a este elemento rotativo, e uma correia que é enrolada em torno das duas polias. A polia primária e a polia secundária incluem, cada uma, uma roldana fixa e uma roldana móvel, com uma ranhura em formato de V, na qual a correia assenta, formada entre as duas. Energia é transferida entre as duas polias por meio da correia. Aqui, um cilindro lateral primário, que aplica impulso para mover a roldana móvel da polia primária na direção axial, é fornecido na polia primária, enquanto um cilindro lateral secundário, que aplica impulso para mover a roldana móvel da polia secundária na direção axial, é fornecido na polia secundária. Controlando individualmente a pressão hidráulica suprida ao cilindro lateral primário e cilindro lateral secundário, a taxa de velocidade da transmissão continuamente variável acionada por correia é mudada controlando a

largura de ranhura da polia primária e mudando o diâmetro de enrolamento da correia em torno desta polia, enquanto a tensão de correia é controlada mudando a largura de ranhura da polia secundária.

5 Neste tipo de transmissão continuamente variável acionada por correia, quando a rotação de uma fonte de energia, tal como um motor, é introduzida em uma parte de transmissão continuamente variável sem uma redução em velocidade enquanto o veículo está se deslocando para frente, a velocidade rotacional da polia secundária aumenta, e a pressão hidráulica centrífuga relativamente grande é gerada dentro do cilindro lateral secundário. Esta pressão hidráulica centrífuga aplica impulso para a roldana móvel da polia secundária em uma direção que aperta a correia tal que a força de aperto de correia se torna excessiva. Devido a isto, uma transmissão continuamente variável acionada por correia relacionada é fornecida com uma câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga no lado de polia secundária para cancelar a pressão hidráulica centrífuga.

A figura 6 é uma vista em seção de uma polia secundária 200, que é um elemento constituinte da transmissão continuamente variável acionada por correia relacionada precedente. A polia secundária 200 inclui uma roldana fixa 204 integralmente fornecida em um eixo de saída 202, uma polia móvel 206 encaixada no eixo de saída 202 de modo a ser capaz de mover na direção axial mas não rodar em relação a este eixo de saída 202, e um cilindro lateral secundário 208 fornecido adjacente à roldana móvel 206. O cilindro lateral secundário 208 tem uma câmara de pressão hidráulica 212 formada pela roldana móvel 206 e uma divisória 210, e uma câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga 214 formada entre a divisória 210 e uma parede periférica 213 que é fixada na roldana móvel 206. Isto é, a câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga 214 é formada no lado oposto da divisória 210 da câmara de pressão 212. Fornecendo a câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga 214, é gerada uma pressão hidráulica centrífuga igual àquela na câmara de pressão hidráulica 212 na câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga 214 contra o impulso na roldana móvel 206 para a roldana fixa 204 que é gerado pela pressão

hidráulica centrífuga que é gerada quando a câmara de pressão hidráulica 212 roda. A pressão hidráulica centrífuga gerada nesta câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga 214 suprime o efeito da pressão hidráulica centrífuga gerada na câmara de pressão hidráulica 212 aplicando impulso na roldana móvel 206 que está na direção oposta ao impulso gerado pela pressão hidráulica centrífuga na câmara de pressão hidráulica 212.

Fornecer esta camada canceladora de pressão hidráulica centrífuga no entanto torna a parte de transmissão continuamente variável mais pesada, menos compacta, e mais dispendiosa. Portanto, a Publicação de Pedido de Patente Japonesa Nº. JP-A-2005-90719 descreve a tecnologia que elimina esta câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga formando o cilindro lateral secundário com duas câmaras de pressão hidráulica, isto é, uma câmara de pressão hidráulica do lado do diâmetro externo e uma câmara de pressão hidráulica do lado do diâmetro interno, e comutando apropriadamente a área de recepção de pressão de cilindro.

No entanto, com a tecnologia descrita em JP-A-2005-90719, uma estrutura é necessária para comutar entre um modo que supre pressão hidráulica para a câmara de pressão hidráulica do lado do diâmetro externo e descarrega pressão hidráulica a partir da câmara de pressão hidráulica do lado do diâmetro interno e um modo que supre pressão hidráulica para a câmara de pressão hidráulica do lado do diâmetro interno e também supre pressão hidráulica para a câmara de pressão hidráulica do lado do diâmetro externo. No entanto, a estrutura exigida é bastante complexa. Também, a força de aperto de correia não muda suavemente quando a área de recepção de pressão de cilindro, que está relacionada à comutação dos modos, é comutada.

Sumário da Invenção

Esta invenção assim fornece uma transmissão veicular continuamente variável acionada por correia que é capaz de controlar apropriadamente a força de aperto da correia enquanto tem uma estrutura simplificada realizada eliminando uma câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga em um lado de polia secundária.

Um primeiro aspecto da invenção se refere a uma transmissão veicular continuamente variável acionada por correia que inclui:

5 a) uma parte de transmissão continuamente variável dentro da qual a rotação de uma fonte de energia é introduzida sem uma redução em velocidade enquanto um veículo está se deslocando para frente, e uma câmara de pressão hidráulica única fornecida para uma polia secundária; e

10 b) um aparelho de controle de pressão hidráulica que desvia a parte de transmissão continuamente variável controlando um de i) o suprimento e a descarga do fluido hidráulico e ii) a pressão do fluido hidráulico em relação a um cilindro lateral primário fornecido para uma polia primária, e ajusta a força de aperto de correia de uma correia enrolada em torno da polia primária e polia secundária controlando a pressão fornecida a um cilindro lateral secundário formado da câmara de pressão hidráulica única; e

15 c) o aparelho de controle de pressão hidráulica é estruturado para controlar uma pressão de linha e a pressão fornecida ao cilindro lateral secundário de modo independente.

Também, no primeiro aspecto, uma área de recepção de pressão de cilindro do cilindro lateral secundário pode ser determinada tal que um fator de segurança, em relação ao deslizamento de correia, da força de aperto de correia obtida quando a pressão suprida ao cilindro lateral secundário é determinada a uma pressão controlável mais baixa predeterminada quando o veículo está se deslocando em velocidade máxima, em uma estrada plana, é um valor menor que ou igual a 1,5.

25 Conseqüentemente, embora a força de aperto de correia se tornasse excessiva em velocidade máxima devido ao impulso aumentado gerado pela pressão hidráulica centrífuga empurrando a polia móvel na direção que aumenta a força de aperto de correia, porque nenhuma câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga é fornecida para cancelar este impulso, que a força de aperto de correia pode ser inibida se tornando excessiva
30 reduzindo a área de recepção de pressão do cilindro lateral secundário. Neste caso, é necessário também reduzir a pressão fornecida ao cilindro lateral secundário. Neste caso, é necessário também reduzir a pressão aplicada ao

cilindro lateral secundário. Quanto a este ponto, controlar a pressão de linha e a pressão fornecida ao cilindro lateral secundário independentemente, torna possível evitar problemas tais como pressão de linha se tornar muito baixa, junto à pressão fornecida ao cilindro lateral secundário, ou não ser capaz de ser alterada para aumentar a velocidade devido à pressão necessária para a alteração, não sendo suprida ao cilindro lateral primário ou similar. Também, quando a área de recepção de pressão do cilindro lateral secundário é reduzida, a pressão de linha deve ser aumentada para aumentar a pressão hidráulica suprida no cilindro lateral secundário em velocidades baixas de funcionamento. No entanto, se a pressão de linha pode ser controlada independentemente da pressão suprida ao cilindro lateral secundário, um aumento na pressão de linha pode ser limitado aproximadamente ao lado de redução de velocidade ($\gamma > 1$), assim efeitos adversos em consumo de combustível prático podem ser evitados. Também, a área de recepção de pressão do cilindro do cilindro lateral secundário é reduzida até que o fator de segurança, em relação ao deslizamento de correia, da força de aperto da correia obtida quando a pressão suprida no cilindro lateral secundário é determinada na pressão mais baixa durante o deslocamento em estrada plana em velocidade máxima, em que o veículo está funcionando em velocidade máxima em uma estrada plana, se torna um valor menos que ou igual a 1,5, o que torna possível manter a durabilidade da correia de declinar. Como resultado, é possível fornecer uma transmissão veicular continuamente variável acionada por correia tendo uma estrutura simples e permitindo que a câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga seja eliminada para todos os propósitos práticos.

Um segundo aspecto da invenção se refere a um método de controle de uma transmissão veicular continuamente variável acionada por correia que inclui uma parte de transmissão continuamente variável dentro da qual a rotação de uma fonte de energia é introduzida sem uma redução em velocidade enquanto um veículo está se deslocando para frente, e uma câmara de pressão hidráulica única fornecida para uma polia secundária, e uma câmara de pressão hidráulica única fornecida para uma polia secundária-

ria. Este método de controle é caracterizado por incluir a) comutar a parte de transmissão continuamente variável controlando um de i) o suprimento e a descarga do fluido hidráulico e ii) a pressão do fluido hidráulico em relação a um cilindro lateral primário fornecido para uma polia primária; e ajustar a força de aperto de correia de uma correia, que é enrolada em torno da polia primária e polia secundária, ajustando a pressão fornecida a um cilindro lateral secundário, que é formado da câmara de pressão hidráulica única, independentemente de realizar um de i) controle de suprimento e a descarga do fluido hidráulico e ii) controle para ajustar a pressão do fluido hidráulico em relação a um cilindro lateral primário fornecido para uma polia primária, em que um área de recepção de pressão de cilindro do cilindro lateral secundário é determinada tal que um fator de segurança, em relação ao deslizamento de correia, da força de aperto de correia obtida, quando a pressão suprida ao cilindro lateral secundário é determinada a uma pressão controlável mais baixa predeterminada quando o veículo está se deslocando em velocidade máxima, em uma estrada plana, é um valor menor que ou igual a 1,5.

Conseqüentemente, a câmara de pressão hidráulica centrífuga pode ser eliminada para todos os propósitos práticos, desse modo tornando possível fornecer uma transmissão veicular continuamente variável acionada por correia com uma estrutura simplificada.

Breve Descrição dos Desenhos

Os objetivos, aspectos e vantagens precedentes e adicionais da invenção se tornarão evidentes a partir da descrição seguinte de modalidades exemplares com referência aos desenhos anexos, em que numerais iguais são usados para representar elementos iguais e em que:

a figura 1 é uma vista esquemática de um dispositivo de transmissão de energia veicular de acordo com uma modalidade exemplar da invenção;

a figura 2 é um gráfico de aplicação de embreagem e freio mostrando os estados de operação do dispositivo de transmissão de energia veicular mostrado na figura 1;

a figura 3 é uma vista em seção mostrando parte da estrutura de

uma polia variável de lado de saída, que é um elemento constituinte de uma transmissão continuamente variável acionada por correia mostrada na figura 1;

5 a figura 4 é um diagrama de circuito de um circuito de pressão hidráulica que forma um aparelho de controle de pressão hidráulica, que supre fluido hidráulico ao dispositivo de transmissão de energia veicular mostrado na figura 1;

10 a figura 5 é uma tabela listando resultados de cálculo de fator de segurança de um veículo na qual a modalidade exemplar foi aplicada, e os vários parâmetros usados neste cálculo;

a figura 6 é uma vista em seção de uma polia secundária que é um elemento constituinte de uma transmissão continuamente variável acionada por correia relacionada; e

15 a figura 7 é um diagrama de circuito de um circuito de pressão hidráulica que forma um aparelho de controle de pressão hidráulica de acordo com outra modalidade exemplar da invenção.

Descrição Detalhada das Modalidades Preferidas

A figura 1 é uma vista esquemática de um dispositivo de transmissão de energia veicular 10 de acordo com uma modalidade exemplar da invenção. O dispositivo de transmissão de energia veicular 10 é uma transmissão automática para um motor montado transversal e pode ser empregado em um veículo FF (motor dianteiro, acionamento dianteiro). O dispositivo de transmissão de energia veicular 10 inclui um motor 12 que serve como uma fonte de energia para funcionamento. A saída do motor 12, que é um motor de combustão interna, é transmitida de um eixo de manivela do motor 12 e um conversor de torque 14, que é um acoplamento fluido, em uma engrenagem de redução final 22 por meio de um aparelho de comutação de avanço - reverso 16, um eixo de entrada 36, uma parte de transmissão continuamente variável acionada por correia 18, e um dispositivo de engrenagem de redução 20, depois do que é distribuído para as rodas acionadas esquerda e direita 24L e 24R. Aqui o aparelho de comutação para frente – para trás 16 e a parte de transmissão continuamente variável acionada por

20

25

30

correia 18 juntos formam uma transmissão continuamente variável acionada por correia 30. Incidentalmente, a parte de transmissão continuamente variável acionada por correia 18 desta modalidade exemplar pode também ser vista como a parte de transmissão continuamente variável da invenção.

5 O conversor de torque 14 é desenhado para transferir energia por meio de fluido e inclui um impulsor de bomba 14p que é conectado ao eixo de manivela do motor 12, e um rotor de turbina 14t que é conectado ao aparelho de comutação de avanço - reverso 16 por meio de um eixo de turbina 34. Também, uma embreagem de engate 26 é fornecida entre o impulsor de bomba 14p e o rotor de turbina 14t. Comutar o suprimento de pressão
10 hidráulica entre uma câmara de fluido hidráulico do lado de engate e a câmara de fluido do lado de liberação por uma válvula de comutação de um aparelho de controle de pressão hidráulica, não-mostrado, ou similar, engata ou libera a embreagem de engate 26. Quando a embreagem de engate 26
15 está completamente engatada, o impulsor de bomba 14p e o rotor de turbina 14t rodam juntos no impulsor de bomba 14p. Esta bomba de óleo mecânica 28 gera pressão hidráulica usada para controlar a comutação da parte de transmissão continuamente variável acionada por correia 18, aplicar força de aperto de correia, e suprir óleo lubrificante em várias partes.

20 O aparelho de comutação de avanço - reverso 16 inclui um conjunto de engrenagens planetárias do tipo pinhão duplo como seu componente principal. O eixo de turbina 34 do conversor de torque 14 é integralmente conectado a uma engrenagem solar 16s do conjunto de engrenagens planetárias, um eixo de entrada 36 da parte de transmissão continuamente variável
25 acionada por correia 18 é integralmente conectado a um suporte 16c do conjunto de engrenagens planetárias, e o suporte 16C e a engrenagem solar 16s podem ser seletivamente conectadas por meio de uma embreagem de avanço C1. Uma engrenagem de anel 16r do conjunto de engrenagens planetárias é seletivamente fixada a um alojamento por meio de um freio reverso B1. A embreagem de avanço C1 e o freio reverso B1 são ambos dispositivos de engate de fricção hidráulicos que são engatados por fricção por um
30 cilindro hidráulico. Como mostrado na figura 2, engatar a embreagem de a-

vanço C1 e liberar o freio reverso B1 resulta no aparelho de comutação de avanço-reverso 16 rodando como uma unidade única, estabelecendo assim uma trajetória de transmissão de energia de avanço tal que a rotação de avanço é transmitida para a parte de transmissão continuamente variável acionada por correia 18 sem uma redução em velocidade. Por outro lado, engatando o freio reverso B1 e liberando a embreagem de avanço C1, uma trajetória de transmissão de energia reversa é estabelecida no aparelho de comutação de avanço - reverso 16 de modo que o eixo de entrada 36 roda em uma direção oposta àquela do eixo de turbina 34, que resulta em rotação reversa sendo transmitida para a parte de transmissão continuamente variável acionada por correia 18. Também, liberar ambas a embreagem de avanço C1 e o freio reverso B1 coloca o aparelho de comutação de avanço - reverso 16 em neutro, (estado desconectado), de modo que a transmissão de energia seja interrompida.

A parte de transmissão continuamente variável acionada por correia 18 inclui uma polia variável de lado de entrada 42, uma polia variável de lado de saída 46, e uma correia de transmissão 48. A polia variável de lado de entrada 42, fornecida no eixo de entrada 36, é um elemento de lado de entrada com um diâmetro efetivo variável. A polia variável do lado de saída 46, fornecida no eixo de saída 44, é um elemento do lado de saída que também tem um diâmetro variável. A correia de transmissão 48 serve como um elemento de transmissão de energia que é enrolado em torno, em contato friccional com, as polias variáveis 42 e 46 tal que a energia é transmitida por meio da força friccional entre a correia de transmissão e as polias variáveis 42 e 46. A polia variável 42 inclui uma roldana fixa 42a, uma roldana móvel 42b, e um cilindro hidráulico do lado de entrada 42c. Similarmente, a polia variável 46 inclui uma roldana fixa 46a, uma roldana móvel 46b, e um cilindro hidráulico do lado de saída 46c. A polia fixa 42a é fixada no eixo de entrada 36 enquanto a roldana fixa 46a é fixada no eixo de saída 44. A roldana móvel 42b é fornecida no eixo de entrada 36 de modo a ser capaz de mover na direção axial, mas não rodar em torno do seu eixo relativo ao eixo de entrada 36. Similarmente a roldana móvel 46b é fornecida no eixo de saída 44 de

modo a ser capaz de mover na direção axial mas não rodar em torno de seu eixo com relação ao eixo de saída 44. O cilindro hidráulico do lado de entrada 42c aplica impulso que muda a largura da ranhura em V entre a roldana fixa 42a e a roldana móvel 42b, enquanto o cilindro hidráulico do lado de saída 46c aplica impulso que muda a largura da ranhura em V entre a roldana fixa 46a e a roldana móvel 46b. A taxa de velocidade γ (isto é, a taxa de velocidade γ = velocidade de rotação do eixo de entrada N_{IN} /velocidade de rotação de eixo de saída N_{OUT}) é mudada em uma maneira contínua mudando as larguras da ranhura em V de ambas as polias móveis 42 e 46, e assim o diâmetro de enrolamento (diâmetro efetivo) da correia de transmissão 48 em torno daquelas polias, que é feito controlando a pressão hidráulica no cilindro hidráulico do lado de entrada 42c da polia variável de lado de entrada 42. Enquanto isto, a força de aperto aplicada na correia de transmissão 48 é mudada controlando a pressão hidráulica no cilindro hidráulico do lado de saída 46c da polia variável do lado de saída 46. A correia de transmissão 48 é feita de bandas de aço esquerda e direita 51, cada uma das quais é formada de uma pluralidade de camadas de aço, que são encaixadas em múltiplas peças de metal 49. Incidentalmente, a polia variável do lado de entrada 42 nesta modalidade exemplar, pode ser vista como a polia primária da invenção e a polia variável do lado de saída 46 podem ser vistas como a polia secundária da invenção, e a correia de transmissão 48 pode ser vista como a correia da invenção.

A figura 3 é uma vista em seção mostrando parte da estrutura da polia variável do lado de saída 46, que é um elemento constituinte da transmissão continuamente variável acionada por correia 30 mostrada na figura 1. Como descrito acima, a polia variável do lado de saída 46 inclui a roldana fixa 46a, a roldana móvel 46b e o cilindro hidráulico do lado de entrada 46c. A roldana fixa 46a é integralmente formada com o eixo de saída 44 que é rotativamente suportado por mancais, não-mostrados, em ambas as extremidades. A polia móvel 46b é encaixada no eixo de saída 44 de modo a ser capaz de mover na direção axial mas não rodar em torno de seu eixo em relação ao eixo de saída 44. O cilindro hidráulico do lado de saída 46c está

disposto no lado oposto da roldana móvel 46b a partir da roldana fixa 46a. A roldana fixa 46a é formada em um formato de disco circular se projetando na direção radial e tem uma face de inclinação lateral fixa 50 formada no lado oposto da roldana móvel 46b. A roldana móvel 46b inclui uma parte cilíndrica 52 encaixada no eixo de saída 44 e uma parte de flange em formato de disco 54 que se projeta na direção radial a partir da parte terminal da parte cilíndrica 52. Uma pluralidade de ranhuras, não-mostradas, se estendendo na direção axial são formadas na direção circunferencial em ambas a superfície periférica interna da parte cilíndrica 52 e a superfície periférica externa do eixo de saída 44. Estas ranhuras são alinhadas uma com a outra, isto é, posicionadas de modo a sempre estar na mesma fase na direção circunferencial, com mancais esféricos, não-mostrados, sendo dispostos se estendendo entre as ranhuras opostas. Conseqüentemente, a parte cilíndrica 52 é capaz de se mover suavemente na direção axial do eixo de saída 44 por meio dos mancais esféricos mas é incapaz de rodar em torno do eixo de saída 44. Também, a parte de flange 54 é integralmente conectada à parte cilíndrica 52 e tem uma face de inclinação lateral móvel 56 formada no lado que se opõe à roldana fixa 46a. A face de inclinação lateral fixa 50 e a face de inclinação lateral móvel 56 juntas formam uma ranhura em formato de V 58 em que a correia de transmissão 48 é enrolada. Aqui, o ângulo de inclinação, ou assim chamado ângulo de flange, da face de inclinação do lado fixo 50 e da face de inclinação do lado móvel 56 é 11 graus. Também, na figura 3, a parte acima do centro axial do eixo de saída 44 é mostrada em um estado em que a roldana móvel 46b foi movida para uma posição mais perto da roldana fixa 46a tal que a correia de transmissão 48 é posicionada na periferia externa da ranhura 58, enquanto a parte abaixo do centro axial do eixo de saída 44 é mostrada em um estado em que a roldana móvel 46b foi movida para uma posição mais afastada da roldana fixa 46a tal que a correia de transmissão 48 é posicionada na periferia interna da ranhura 58.

O cilindro hidráulico do lado de saída 46c inclui uma divisória 60 encaixada no eixo de saída 44 de modo a ser incapaz de mover na direção axial do eixo de saída 44, a roldana móvel 46b, e uma mola 62 interposta

entre a divisória 60 e a roldana móvel 46b. A divisória 60 é um elemento cilíndrico que tem um fundo fechado em uma extremidade, e é encaixado no eixo de saída 44 de modo a ser incapaz de se mover na direção axial em relação ao eixo de saída 44. Esta divisória 60 inclui uma primeira parte de disco 60a que se estende na direção radial a partir da superfície periférica externa do eixo de saída 44, uma parte de cilindro 60b que se estende na direção axial da roldana móvel 46b da extremidade periférica externa da primeira parte de disco 60a, e uma segunda parte de disco 60c que se estende na direção radial de uma extremidade da parte de cilindro 60b. A parte periférica interna da primeira parte de disco 60a é intercalada entre uma parte de degrau, formada no eixo de saída 44, e um espaçador cilíndrico 64, encaixado em torno da superfície periférica externa do eixo de saída 44, e é assim incapaz de se mover na direção axial. Uma borda periférica externa da segunda parte de disco 60c é vedada com uma vedação à prova de óleo por meio de um anel de vedação 67 contra a superfície periférica interna de uma parte de cilindro periférica externa cilíndrica 66 fornecida na parte de flange 54 da polia móvel 46b. Também, a mola 62 é interposta entre a primeira parte de disco 60a da divisória 60 e a parte de flange 54 da roldana móvel 46b, que aplica constantemente impulso para mover a roldana móvel 46b para a roldana fixa 46a. Aqui, a câmara de pressão hidráulica única 68 é formada pela roldana móvel 46b, a divisória 60, e o eixo de saída 44. Quando uma pressão hidráulica predeterminada é suprida a esta câmara de pressão hidráulica 68, a pressão hidráulica move a roldana móvel 46b para a roldana fixa 46a de modo que aperta a correia de transmissão 48 enrolada na ranhura 58 na direção axial.

Uma passagem de óleo 70 que se estende na direção axial é formada dentro do eixo de saída 44 e são formadas passagens de óleo 72 e 74 que se estendem a partir da passagem de óleo 70 na direção radial. Também, é formada uma passagem de óleo 76 que se estende através da periferia interna para a periferia externa da parte cilíndrica 52 da roldana móvel 46b. Quando o fluido hidráulico é suprido para a passagem de óleo 70 enquanto a roldana móvel 46b está no estado mostrado na parte abaixo do

centro axial na figura 3, este fluido hidráulico passa através da passagem de óleo 72 bem como da passagem de óleo 76 que é conectada à passagem de óleo 72 e para dentro da câmara de pressão hidráulica 68. O impulso da pressão hidráulica deste fluido hidráulico em adição à força elástica da mola 62 move a roldana móvel 46b para a roldana fixa 46a, apertando assim a correia de transmissão na direção axial. Também, quando a roldana móvel 46b se move em uma posição predeterminada, a câmara de pressão hidráulica 68 se torna comunicada com a passagem de óleo 74 de modo que o fluido hidráulico é também suprido a partir desta passagem de óleo 74. A passagem de óleo 70 é conectada a um circuito de pressão hidráulica 78 de um aparelho de controle de pressão hidráulica 77, que será descrito posteriormente.

A figura 4 é um circuito de pressão hidráulica 78 que forma o aparelho de controle de pressão hidráulica 77 para suprir pressão hidráulica no cilindro hidráulico do lado de entrada 42c e no cilindro hidráulico do lado de saída 46c.

O fluido hidráulico retirado de um reservatório de óleo 80 por meio de um filtro 82 é pressurizado por uma bomba de óleo 28 e então suprido a uma passagem de óleo 86. A pressão do fluido hidráulico na passagem de óleo 86, isto é, a pressão de descarga de bomba, é ajustada por uma válvula de regulação de pressão 88 que é controlada baseada em um sinal de saída de pressão hidráulica de um solenóide SLT. Esta pressão ajustada é a pressão de linha PL. Quando o fluido hidráulico tendo esta pressão de linha PL é suprido a uma passagem de óleo 90, que ramifica da passagem de óleo 86, é ajustado por uma válvula de regulação de pressão 92 fornecida na passagem de óleo 90. A válvula de regulação de pressão 92 é controlada com base em um sinal de saída de pressão hidráulica de um solenóide de controle de aperto de correia SLS. O fluido hidráulico de pressão ajustada passa através da passagem de óleo 70 no eixo de saída 44 e é suprido para o cilindro hidráulico do lado de saída 46c. Conseqüentemente, a força de aperto de correia na correia de transmissão 48 enrolada em torno da polia variável do lado de entrada 42 e a polia variável do lado de saída 46

podem ser ajustadas controlando a pressão do fluido hidráulico suprido no cilindro hidráulico do lado de saída 46c.

Por outro lado, o fluido hidráulico suprido a partir da passagem de óleo 86 para a passagem de óleo 94 é fornecido para uma válvula de controle de velocidade de desvio 96. A válvula de controle de velocidade de desvio 96 é comutada por um solenóide do lado de aumento de velocidade DS1 e um solenóide do lado de diminuição de velocidade DS2 para abrir e fechar a comunicação entre um orifício de suprimento de pressão de linha 98 e um orifício de drenagem 100, e um orifício de saída 102 para o cilindro hidráulico do lado de entrada 42c da polia variável do lado de entrada 42. Por exemplo, quando o solenóide do lado de aumento de velocidade DS1 está ligado, a comunicação é aberta entre o orifício de suprimento de pressão de linha 98 e o orifício de saída 102 tal que a pressão de linha PL é suprida ao cilindro hidráulico do lado de entrada 42c. Por outro lado, quando o solenóide do lado de diminuição de velocidade DS2 está ligado, a comunicação é aberta entre o orifício de saída 102 e o orifício de drenagem 100 tal que o fluido hidráulico é descarregado do cilindro hidráulico do lado de entrada 42c. Controlando o suprimento e descarga de fluido hidráulico para e do cilindro hidráulico do lado de entrada 42c desta maneira, o raio de rotação da correia de transmissão 48 que é enrolada em torno da polia variável do lado de entrada 42 é mudado apropriadamente de modo que a parte de transmissão continuamente variável acionada por correia 18 desvia suavemente. Também, como descrito acima, a pressão de linha nesta modalidade exemplar é controlada pela válvula de regulação de pressão 88 por meio do solenóide SLT, e a pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} (MPa) suprida na câmara de pressão hidráulica 68 do cilindro hidráulico do lado de saída 46c é controlada pela válvula de regulação de pressão 92 por meio do solenóide de controle de aperto de correia SLS. Ambas a pressão de linha e a pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} (MPa) podem ser controladas independentemente. As várias válvulas solenóide fornecidas no aparelho de controle de pressão hidráulica 77 são de preferência controladas por uma unidade de controle eletrônica, com ba-

se em várias especificações fornecidas por um sensor de velocidade de veículo e um sensor de quantidade de operação do acelerador e similar, não-mostrados.

Nesta modalidade exemplar, a câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga 214 mostrada na figura 6 descrita acima é eliminada. Tipicamente, quando uma câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga não é fornecida, a força de aperto de correia aplicada à correia de transmissão 48 se torna excessiva quando o veículo se desloca em altas velocidades devido à pressão hidráulica centrífuga gerada na câmara de pressão hidráulica 68 mostrada na figura 3. Aqui, um fator de segurança K é usado como um índice, em relação ao deslizamento de correia, da força de aperto de correia aplicada à correia de transmissão 48. Este fator de segurança K é calculado de acordo com a expressão (1) abaixo, por exemplo que é bem conhecida.

$$K = \{(P_{OUT} + \beta V^2)S_{OUT} + W\} / (T_{COS} \theta / (D\mu)) \quad (1)$$

Aqui, P_{OUT} (MPa) representa a pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia, isto é, a pressão hidráulica de controle de tensão de correia, suprida à câmara de pressão hidráulica 68 do cilindro hidráulico do lado de saída 46c. β representa o coeficiente de pressão hidráulica centrífuga ($\text{MPa}/(\text{km/h})^2$) do cilindro hidráulico do lado de saída 46c, V (km/h) representa a velocidade do veículo, S_{OUT} (mm^2) representa a área de recepção de pressão da câmara de pressão hidráulica 68, W (N) representa a carga da mola 62, T (Nm) representa o torque de transferência, θ (rad) representa o ângulo de flanco das roldanas fixa e móvel 46a e 46b, D (m) representa o diâmetro de enrolamento da correia de transmissão 48 no lado da polia variável do lado de entrada 42, e μ representa o coeficiente de fricção entre a correia de transmissão 48 e a polia variável do lado de saída 46.

Se o fator de segurança K cai abaixo de 1,0, a correia de transmissão 48 deslizará em relação à polia variável do lado de saída 46. Por outro lado, quando o fator de segurança K aumenta além de 1,0, a força de aperto de correia aplicada na correia de transmissão 48 se torna excessiva, desse modo reduzindo a durabilidade da correia de transmissão 48 e redu-

zindo a eficiência da correia. Neste caso, embora exista alguma variação no coeficiente de fricção devido à tolerância da correia de transmissão 48, o fator de segurança K é tipicamente determinado em algum lugar dentro da faixa de 1,0 a 1,5, inclusive, por exemplo, e de preferência na faixa de 1,2 a 1,5, inclusive.

Aqui, nesta modalidade exemplar, mesmo se a câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga da polia variável do lado de saída 46 não é fornecida, a pressão hidráulica de controle de força de compressão de correia P_{OUT} e a área de recepção de pressão de cilindro S_{OUT} da câmara de pressão hidráulica 68 são determinadas de modo que o fator de segurança K cai dentro da faixa acima mencionada. A figura 5 é uma tabela listando os resultados calculados do fator de K_0 em um veículo nesta modalidade exemplar, e os vários parâmetros usados neste cálculo. O fato de segurança K_0 é calculado enquanto a pressão predeterminada mais baixa que a válvula de regulagem de pressão 92 é capaz de controlar a pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} (daqui em diante também referida como a "pressão controlável mais baixa") que é suprida na câmara de pressão hidráulica 68 do cilindro hidráulico do lado de saída 46c durante o deslocamento em estrada plana em velocidade máxima, isto é, quando o veículo está se deslocando em velocidade máxima em estrada plana, que é quando o efeito da pressão hidráulica centrífuga é maior.

O fator de segurança K_0 do veículo nesta modalidade exemplar é determinado em 1,18, por exemplo. Neste caso, o fator de segurança K é um valor abaixo de 1,5.

Também, a pressão indicada da pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} da câmara de pressão hidráulica 68 do cilindro hidráulico de lado de saída 46c durante o deslocamento em estrada plana em velocidade máxima mostrada na figura 5 é 0,327 (MPa), que está acima da pressão controlável mais baixa de 0,2 (MPa). Aqui, esta pressão indicada calculada é calculada assumindo que o fator de segurança K é 1,3 e é assim uma pressão hidráulica exigida para tornar o fator de segurança K 1,3. Incidentalmente, o coeficiente de fricção μ é tipicamente aproximada-

mente 0,08 a 0,10. Neste cálculo, o coeficiente de fricção μ é determinado para ser 0,09. Também, a pressão controlável mais baixa é determinada baseada nas especificações do sistema de controle de pressão hidráulica fornecida em cada veículo.

- 5 A fim de atingir o fator de segurança precedente K_0 e pressão indicada, no veículo nesta modalidade exemplar, a área de recepção de pressão de cilindro S_{OUT} da câmara de pressão hidráulica 68 do cilindro hidráulico do lado de saída 46c é pequena. No veículo nesta modalidade exemplar, esta área de recepção de pressão S_{OUT} é determinada em 121,4
- 10 (cm^2). Incidentalmente, a área de recepção de pressão de cilindro S_{OUT} é determinada de modo que o fator de segurança K não cai abaixo de 1,0 no contexto do torque de transferência máximo e pressão controlável máxima quando o veículo está parado. Determinar a área de recepção de pressão
- 15 S_{OUT} pequena também resulta em um coeficiente de pressão hidráulica centrífuga menor de modo que o fator de segurança K se torna menor de acordo com a expressão (1). Quando a área de recepção de pressão é determinada pequena, a pressão de linha PL exigida para gerar uma força de aperto de correia predeterminada aumenta, o que pode afetar de modo adverso a eficiência devido à carga aumentada na bomba de óleo 28. Por outro lado, é
- 20 fornecido o circuito de pressão hidráulica em que a pressão de linha PL nesta modalidade exemplar é regulada pelo solenóide SLT e a válvula de regulação de pressão 88, e a pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} suprida na câmara de pressão hidráulica 68 do cilindro hidráulico do lado de saída 46c é regulada pelo solenóide de controle de aper-
- 25 to de correia SLS e a válvula de regulação de pressão 92. Porque a pressão de linha PL e a pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} podem ser reguladas separadamente, um aumento na pressão de linha PL pode ser mantido a um mínimo. Isto é, um aumento na pressão de linha PL é limitado à faixa de redução de velocidade (taxa de velocidade $\gamma > 1,0$)
- 30 onde a pressão hidráulica suprida ao cilindro hidráulico do lado de saída 46c se torna maior que a pressão hidráulica suprida no cilindro hidráulico do lado de entrada 42c, e assim limitado a vezes tal como durante a partida a partir

de uma parada enquanto se desloca em baixas velocidades. Portanto, mantendo um aumento na pressão de linha PL a um mínimo, um efeito adverso no consumo de combustível pratico é inibido.

5 Também no veículo nesta modalidade exemplar, a pressão controlável mais baixa é determinada baixa. Mais especificamente, no veículo desta modalidade exemplar, a pressão controlável mais baixa é 0,2 (MPa), como mostrado na figura 5. Conseqüentemente, a pressão indicada do veículo nesta modalidade exemplar de 0,327 (MPa) excede 0,2 (MPa), significando que pode ser controlada. Quando o ar entra na câmara de pressão

10 hidráulica 68, quando a pressão hidráulica na câmara de pressão hidráulica 68 do cilindro hidráulico do lado de saída 46c é drenada, a receptividade quando a pressão hidráulica é suprida diminui. Assim, é necessário aplicar a pressão hidráulica exigida para encher a câmara de pressão hidráulica 68 com fluido hidráulico. A pressão hidráulica exigida é a pressão controlável

15 mais baixa, mas nesta modalidade exemplar uma válvula de controle de pressão hidráulica que controla a pressão a uma pressão extremamente baixa é fornecida pára abaixar a pressão mais baixa. Também, o controle para reduzir a variação na válvula de controle, tal como o estudo de pressão hidráulica usando o sensor de pressão hidráulica ou similar, é realizado.

20 Também no veículo desta modalidade exemplar, a fim de manter a pressão hidráulica centrífuga em um mínimo, a velocidade rotacional da polia variável do lado de saída 46 é determinada relativamente baixa. Em uma estrutura tal como aquela do veículo desta modalidade exemplar, em que a rotação do motor 12 é introduzida na parte de transmissão continuamente variável acionada por correia 18 sem uma redução em velocidade, e

25 em que o dispositivo de engrenagem de redução 20 está disposto depois da parte de transmissão continuamente variável acionada por correia 18, a velocidade de rotação da polia variável do lado de saída 46 em relação à velocidade do veículo é determinada pela relação de engrenagem de redução

30 deste dispositivo de engrenagem de redução 20 e o raio do pneumático. Conseqüentemente, a velocidade de rotação pode ser reduzida, diminuindo a taxa de engrenagem de redução ou aumentando o raio do pneumático.

Adicionalmente, no veículo desta modalidade exemplar, é usado um motor 12 que pode gerar torque de transferência relativamente grande T. Como resultado, o fator de segurança K pode ser determinado baixo. Levando todos os fatores em conta, o fator de segurança K pode ser mantido até o

5 fator de segurança K_0 descrito acima, e uma pressão igual ou maior que a pressão controlável mais baixa pode ser sempre mantida.

Conseqüentemente, embora a força de aperto de correia se torne excessiva em velocidade máxima devido ao impulso gerado pela pressão hidráulica centrífuga empurrando a roldana móvel 46b da polia móvel do sal-

10 do de saída 46 na direção que aumenta a força de aperto de correia porque nenhuma câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga é fornecida para cancelar este impulso, de acordo com a transmissão continuamente variável acionada por correia 30 desta modalidade exemplar, a força de aperto de correia é impedida de se tornar excessiva reduzindo a área de re-

15 cepção de pressão S_{OUT} do cilindro hidráulico do lado de saída 46c. Neste caso, é necessário para também reduzir a pressão suprida para cilindro hidráulico do lado de saída 46c. Quanto a este ponto, controlando a pressão de linha PL e a pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} no cilindro hidráulico do lado de saída independentemente, torna pos-

20 sível evitar problemas tais como a linha de pressão PL, junto à pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} no cilindro hidráulico do lado de saída 46c, se tornando muito baixa, ou não sendo capaz de desviar para aumentar a velocidade, devido à pressão hidráulica necessária para desviar a parte de transmissão continuamente variável acionada por cor-

25 reia 18, não sendo fornecida ao cilindro hidráulico do lado de entrada 42c ou similar. Também, quando a área de recepção de pressão S_{OUT} do cilindro hidráulico do lado de saída 46c é reduzida, a pressão de linha PL deve ser aumentada para aumentar a pressão hidráulica suprida no cilindro hidráulico do lado de saída 46c quando o veículo está se deslocando em baixas velo-

30 cidades. No entanto, se a pressão de linha PL puder ser controlada independentemente da pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} no cilindro hidráulico do lado de saída 46c, um aumento na pres-

são de linha PL poderá ser limitado aproximadamente à faixa de redução de velocidade ($\gamma > 1$) de modo que os efeitos adversos no consumo de combustível prático podem ser evitados. Também, a área de recepção de pressão de cilindro S_{OUT} do cilindro hidráulico do lado de saída 46c é reduzida até o

5 fator de segurança, em relação ao deslizamento de correia, da força de aperto de correia obtido quando a pressão suprida no cilindro hidráulico do lado de saída 46c é determinada para a pressão mais baixa durante o deslocamento em estada plana em velocidade máxima, em que o veículo está se deslocando em velocidade máxima em uma estrada plana, torna um valor

10 menor que ou igual a 1,5, que torna possível impedir a durabilidade da correia de declinar. Como resultado, a câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga pode ser eliminada para todos os propósitos práticos, enquanto evita os problemas da técnica relacionada descrita acima.

Também, a transmissão continuamente variável acionada por

15 correia 30 desta modalidade exemplar é mais leve, mais compacta e menos dispendiosa porque a câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga é eliminada. Também, não existe necessidade do fluido hidráulico que foi suprido na câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga, assim o volume da bomba de óleo 28 pode ser reduzido.

20 Continuando, outra modalidade exemplar da invenção será agora descrita. Partes nesta modalidade exemplar que são as mesmas partes na modalidade exemplar descrita acima, serão indicadas pelos mesmos caracteres de referência e as descrições das mesmas serão omitidas.

A figura 7 é um diagrama de circuito de um circuito de pressão

25 hidráulica 302 que forma um aparelho de controle de pressão hidráulica 300 de acordo com uma modalidade exemplar da invenção. A estrutura à parte do aparelho de controle de pressão hidráulica 300 é a mesma que no dispositivo de transmissão de energia veicular 10 descrito acima, assim uma descrição do mesmo será omitida.

30 O fluido hidráulico retirado do reservatório de óleo 80 por meio do filtro 82 é pressurizado pela bomba de óleo 28 e então suprido a uma passagem de óleo 304. A pressão do fluido hidráulico na passagem de óleo

304, isto é, a pressão de descarga de bomba, é ajustada pela válvula de regulagem de pressão 306. A pressão ajustada é a pressão de linha PL. O fluido hidráulico tendo esta pressão de linha PL é suprido em passagens de óleo 310 e 312 que se bifurcam a partir de um ponto de bifurcação na passagem de óleo 308. A pressão de fluido hidráulico suprido na passagem de
5 óleo 310 é ajustada por uma válvula de regulagem de pressão 314. A válvula de regulagem de pressão 314 é controlada baseada em uma saída de sinal de pressão hidráulica de um solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de entrada SLP. O fluido hidráulico ajustado por pressão é então suprido
10 do ao cilindro hidráulico do lado de entrada 42c da polia variável do lado de entrada 42.

Por outro lado, a pressão hidráulica suprida na passagem de óleo 312 é ajustada por uma válvula de regulagem de pressão 316. A válvula de regulagem de pressão 316 é controlada baseada em uma saída de sinal
15 de pressão hidráulica de um solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de saída SLS. O fluido hidráulico de pressão ajustada é então suprido ao cilindro hidráulico do lado de saída 46c da polia variável do lado de saída 46.

Também, a saída de sinal de pressões hidráulicas do solenóide
20 de controle de pressão hidráulica do lado de entrada SLP e do solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de saída SLS são introduzidas em uma válvula de comutação de três sentidos 318. Esta válvula de comutação de três sentidos 318 é comutada pelo solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de entrada SLP e do solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de saída SLS para abrir e fechar a comunicação entre o
25 primeiro orifício de entrada 320 e um segundo orifício de entrada 322 e um orifício de saída 324. Por exemplo, quando o solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de entrada SLP está ligado, a comunicação é aberta entre o primeiro orifício de entrada 320 e o orifício de saída 324 tal que o
30 sinal de pressão hidráulica do solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de entrada SLP é introduzido como a pressão piloto da válvula de regulagem de pressão 306. Por outro lado, quando o solenóide de controle de

pressão hidráulica do lado de saída SLS está ligado, a comunicação está aberta entre o segundo orifício de entrada 322 e o orifício de saída 324 tal que o sinal de pressão hidráulica do solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de saída SLS é introduzido como a pressão piloto da válvula de regulagem de pressão 306. Conseqüentemente, a pressão de linha PL é controlada de acordo com a relação de magnitude entre o sinal pressões hidráulicas do solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de entrada SLP e do solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de saída SLS, e uma pressão hidráulica maior é suprida para a válvula de regulagem de pressão 306. Também, a válvula de regulagem de pressão 306 é controlada pela pressão hidráulica maior para regular a pressão de linha PL. Por outro lado, a pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} suprida na câmara de pressão hidráulica 68 do cilindro hidráulico do lado de saída 46c é regulada pela válvula de regulagem de pressão 316 por meio do solenóide de controle de pressão hidráulica do lado de saída SLS, assim a pressão de linha PL a pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} são capazes de serem controladas de modo independente.

Este tipo de circuito de pressão hidráulica 302 é também capaz de obter os mesmos efeitos que aqueles obtidos na modalidade exemplar descrita acima, e assim permite que a câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga seja eliminada para todos os propósitos práticos.

Até agora, as modalidades exemplares da invenção foram descritas em detalhes com referências aos desenhos anexos. Outras modalidades exemplares da invenção são também possíveis.

Por exemplo, nos circuitos de pressão hidráulica 78 e 302 nas modalidades exemplares precedentes, a pressão de linha PL e a pressão hidráulica de controle de força de aperto de correia P_{OUT} , suprida na câmara de pressão hidráulica 68 da polia variável de lado de saída 46, pode ser controlada independentemente. No entanto, na medida em que as pressões hidráulicas são controláveis de modo independente, a invenção pode também ser aplicada a um circuito de pressão hidráulica tendo outra estrutura.

Também, nestas modalidades exemplares, a parte de transmissão continuamente variável acionada por correia 18 é desviada controlando o suprimento e descarga de pressão hidráulica para e do cilindro hidráulico do lado de entrada 42c. No entanto, a invenção pode também ser aplicada a uma estrutura em que uma parte de transmissão continuamente variável acionada por correia é desviada controlando a pressão do fluido hidráulico suprido ao cilindro hidráulico do lado de entrada 42c.

Também, o dispositivo de transmissão de energia veicular 10 nestas modalidades é aplicado a um dispositivo do tipo FF (motor dianteiro, acionamento dianteiro), mas a invenção pode também ser aplicada a outro tipo de veículo tal como um veículo de acionamento de quatro rodas. Adicionalmente, a estrutura ou similar do aparelho de comutação =de avanço-reverso 16 pode ser modificado livremente em uma maneira consistente com o escopo da invenção.

Enquanto a invenção foi descrita com referência a modalidades exemplares da mesma, deve ser entendido que a invenção não é limitada às modalidades descritas ou construções. Ao contrário, a invenção pretende cobrir várias modificações e disposições equivalentes. Em adição, enquanto os vários elementos das modalidades descritas são mostrados em várias combinações e configurações exemplares, outras combinações e configurações, incluindo mais, menos ou somente um único elemento, estão também dentro do espírito e escopo da invenção.

REIVINDICAÇÕES

1. Transmissão veicular continuamente variável acionada por correia que inclui:

5 uma parte de transmissão continuamente variável dentro da qual a rotação de uma fonte de energia é introduzida sem uma redução em velocidade enquanto um veículo está se deslocando para frente, e

uma câmara de pressão hidráulica única fornecida para uma polia secundária,

10 a transmissão continuamente variável acionada por correia caracterizada por compreender:

um aparelho de controle de pressão hidráulica que desvia a parte de transmissão continuamente variável controlando um de i) o suprimento e a descarga do fluido hidráulico e ii) a pressão do fluido hidráulico em relação a um cilindro lateral primário fornecido para uma polia primária, e ajusta
15 a força de aperto de correia de uma correia enrolada em torno da polia primária e polia secundária controlando a pressão fornecida a um cilindro lateral secundário formado da câmara de pressão hidráulica única,

em que o aparelho de controle de pressão hidráulica controla uma pressão de linha e a pressão fornecida ao cilindro lateral secundário de
20 modo independente.

2. Transmissão veicular continuamente variável acionada por correia, de acordo com a reivindicação 1, em que uma área de recepção de pressão de cilindro do cilindro lateral secundário é determinada tal que um fator de segurança, em relação ao deslizamento de correia, da força de aperto de correia obtida quando a pressão suprida ao cilindro lateral secundário é determinada a uma pressão controlável mais baixa predeterminada
25 quando o veículo está se deslocando em velocidade máxima, em uma estrada plana, é um valor menor que ou igual a 1,5.

3. Transmissão veicular continuamente variável acionada por
30 correia, de acordo com a reivindicação 2, em que uma área de recepção de pressão de cilindro do cilindro lateral secundário é determinada tal que um fator de segurança, em relação ao deslizamento de correia, da força de a-

perto de correia obtida quando a pressão suprida ao cilindro lateral secundário é determinada a uma pressão controlável mais baixa predeterminada quando o veículo está se deslocando em velocidade máxima, em uma estrada plana, é um valor entre 1,0 e 1,5, inclusive.

- 5 4. Transmissão veicular continuamente variável acionada por correia, de acordo com a reivindicação 3, em que uma área de recepção de pressão de cilindro do cilindro lateral secundário é determinada tal que um fator de segurança, em relação ao deslizamento de correia, da força de aperto de correia obtida quando a pressão suprida ao cilindro lateral secundário é determinada a uma pressão controlável mais baixa predeterminada quando o veículo está se deslocando em velocidade máxima, em uma estrada plana, é um valor entre 1,2 e 1,5, inclusive.

5. Método de controle de uma transmissão veicular continuamente variável acionada por correia que inclui:

- 15 uma parte de transmissão continuamente variável dentro da qual a rotação de uma fonte de energia é introduzida sem uma redução em velocidade enquanto um veículo está se deslocando para frente, e

uma câmara de pressão hidráulica única fornecida para uma polia secundária,

- 20 o método caracterizado por compreender:

comutar a parte de transmissão continuamente variável controlando um de i) o suprimento e a descarga do fluido hidráulico e ii) a pressão do fluido hidráulico em relação a um cilindro lateral primário fornecido para uma polia primária; e

- 25 ajustar a força de aperto de correia de uma correia, que é enrolada em torno da polia primária e polia secundária, ajustando a pressão fornecida a um cilindro lateral secundário, que é formado da câmara de pressão hidráulica única, independentemente de realizar um de i) controle de suprimento e a descarga do fluido hidráulico e ii) controle para ajustar a
- 30 pressão do fluido hidráulico em relação a um cilindro lateral primário,

em que uma área de recepção de pressão de cilindro do cilindro lateral secundário é determinada tal que um fator de segurança, em relação

ao deslizamento de correia, da força de aperto de correia obtida, quando a pressão suprida ao cilindro lateral secundário é determinada a uma pressão controlável mais baixa predeterminada quando o veículo está se deslocando em velocidade máxima, em uma estrada plana, é um valor menor que ou
5 igual a 1,5.

6. Transmissão veicular continuamente variável acionada por correia compreendendo:

uma parte de transmissão continuamente variável dentro da qual a rotação de uma fonte de energia é introduzida sem uma redução em velocidade enquanto um veículo está se deslocando para frente, e
10

uma câmara de pressão hidráulica única fornecida para uma polia secundária, e

um aparelho de controle de pressão hidráulica que desvia a parte de transmissão continuamente variável controlando um de i) o suprimento e a descarga do fluido hidráulico e ii) a pressão do fluido hidráulico em relação a um cilindro lateral primário fornecido para uma polia primária, e ajusta a força de aperto de correia de uma correia enrolada em torno da polia primária e polia secundária controlando a pressão fornecida a um cilindro lateral secundário formado da câmara de pressão hidráulica única,
15

em que o aparelho de controle de pressão hidráulica controla uma pressão de linha e a pressão fornecida ao cilindro lateral secundário de modo independente.
20

FIG. 1

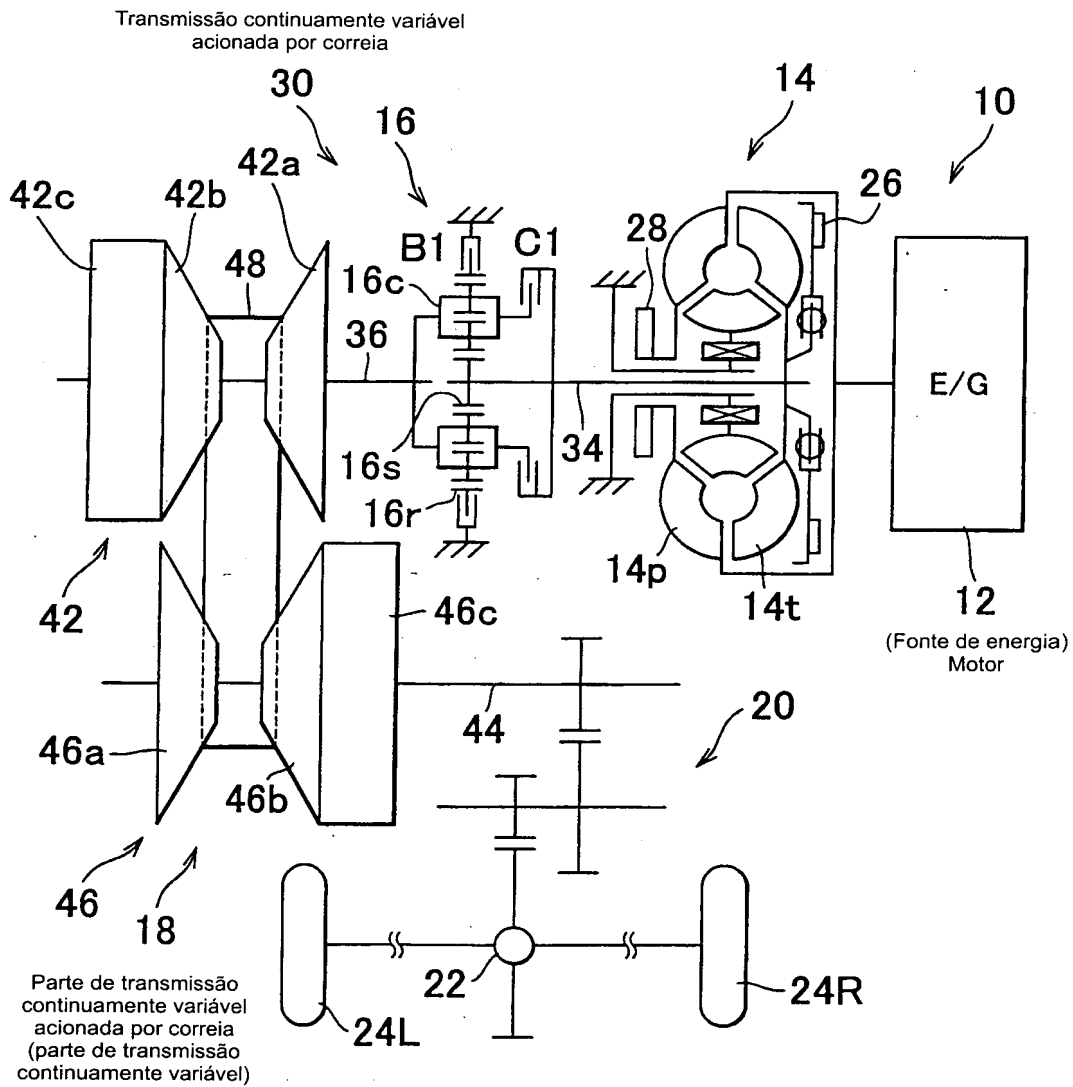


FIG. 2

	Embreagem C1	Freio B1
Avanço	○	
Reverso		○

○ : Engatado

FIG. 3

Transmissão
continuamente variável
acionada por correia

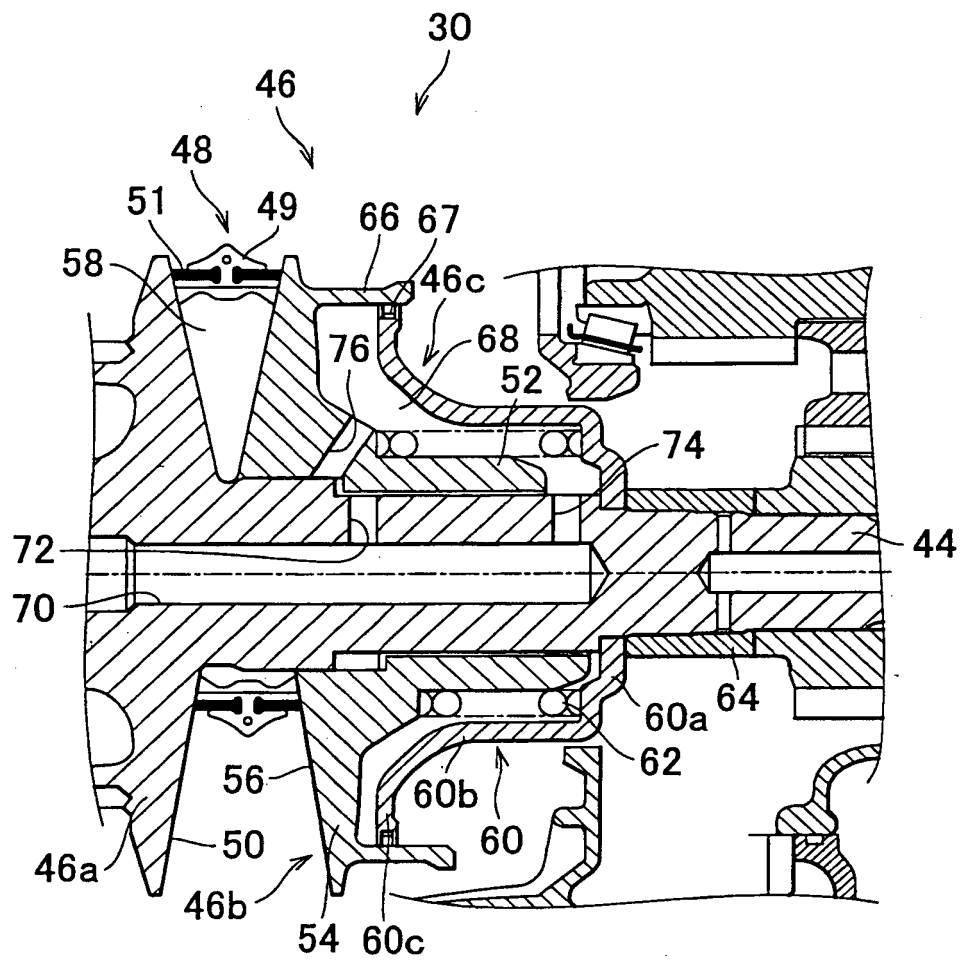


FIG. 4

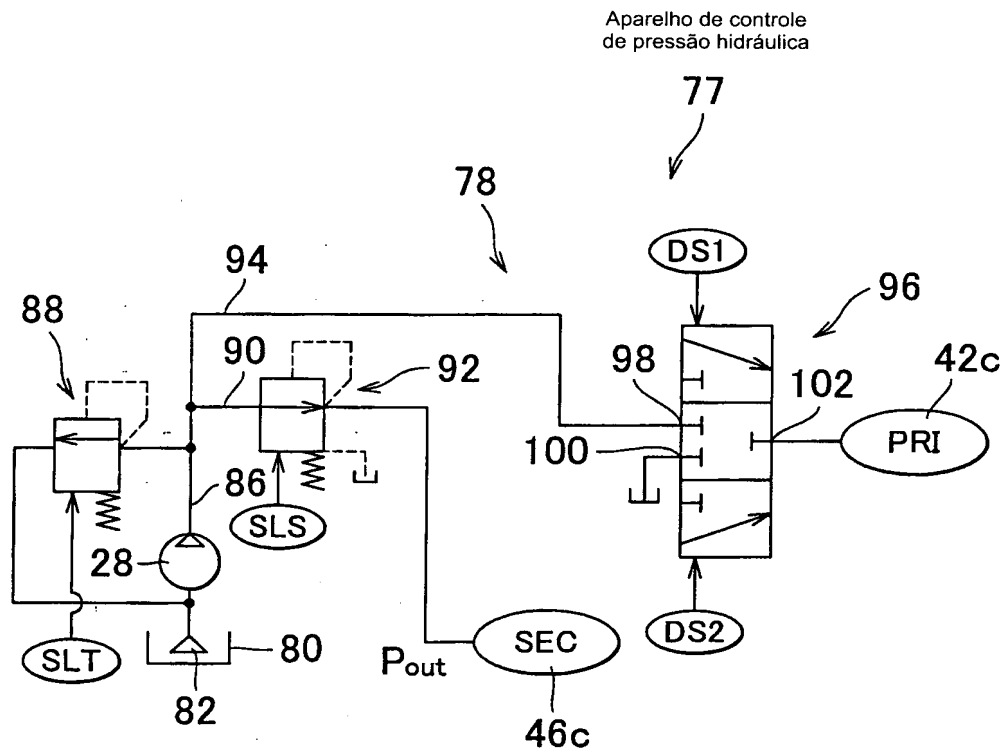


FIG. 5

Veículo	Circuito de pressão hidráulica		Especificações de parte de transmissão continuamente variável							Especificações do veículo		
			Especificações do cilindro sec									Especificações da correia
	Pressão indicada quando se desloca em velocidade máxima	Pressão controlável mínima	Fator de segurança a pressão mínima	Diâmetro externo	Diâmetro interno	Área de recepção de pressão	Coefficiente de pressão hidráulica centrífuga com nenhum cancelador	Diâmetro de enrolamento	Torque	Velocidade do veículo máxima		
	[MPa]	[MPa]	[-]	[mm]	[mm]	[cm²]	[MPa/(km/h)²]	[mm]	[Nm]	[km/h]		
Veículo desta modalidade exemplar	0.327	0.2	1.18	132.9	47.0	121.4	1.12E-08	129.3	161.5	209.6		

FIG. 6

Técnica relacionada

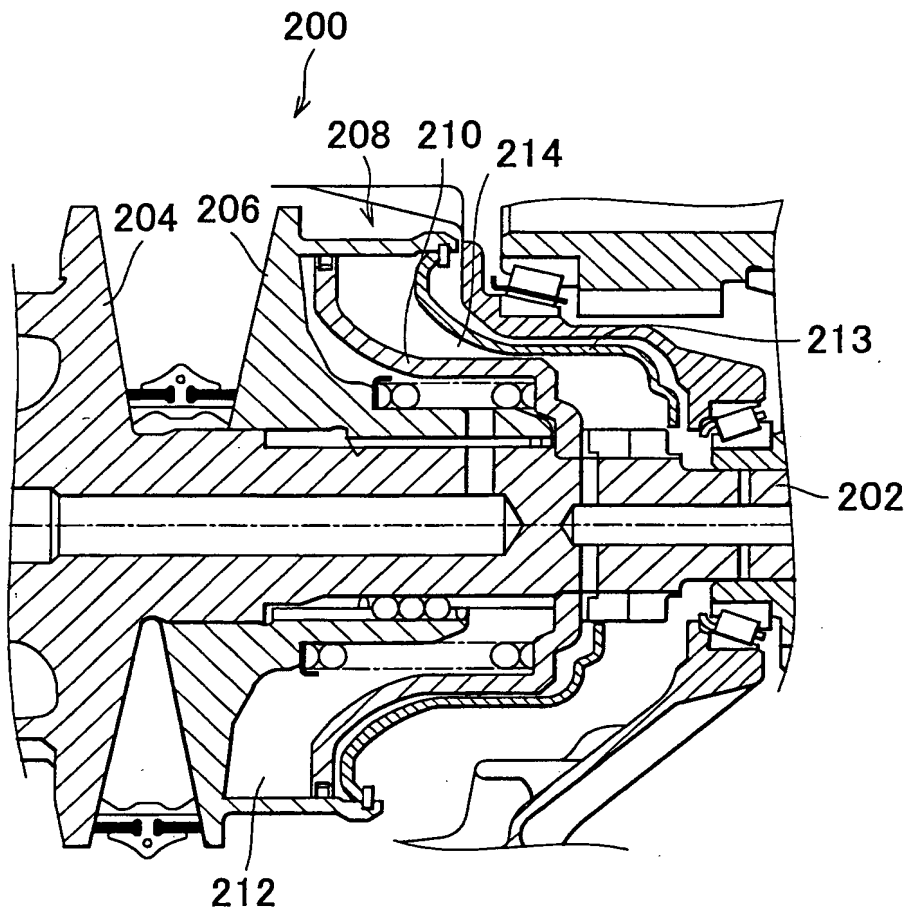
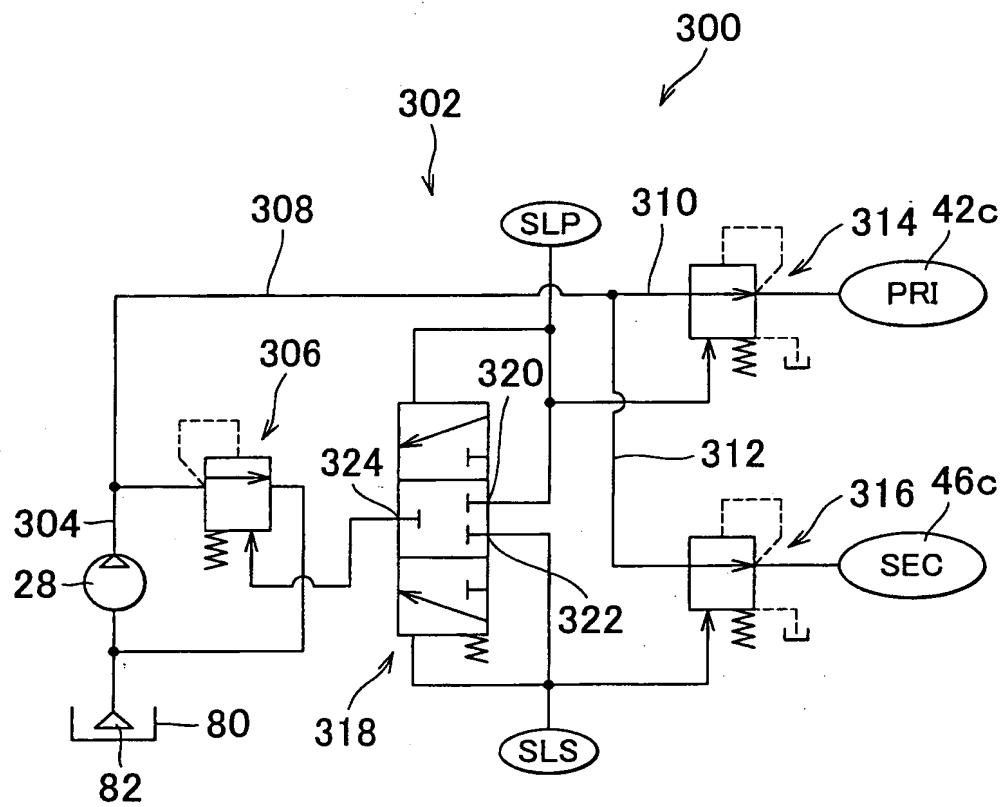


FIG. 7



RESUMO

Patente de Invenção: **"TRANSMISSÃO VEICULAR CONTINUAMENTE VARIÁVEL ACIONADA POR CORREIA E MÉTODO DE CONTROLE DA MESMA"**.

5 A presente invenção refere-se a uma transmissão veicular continuamente variável acionada por correia, a força de aperto de correia é inibida de se tornar excessiva e um fator de segurança, em relação ao deslizamento de correia, da força de aperto de correia aplicada a uma correia de transmissão (48) é reduzida a um valor que é menos que ou igual a 1,5 reduzindo uma área de recepção de pressão (S_{out}) de um cilindro hidráulico de
10 lado de saída (46c). Como resultado, uma câmara canceladora de pressão hidráulica centrífuga em um lado de polia secundária (46) pode ser eliminada simplificando assim a estrutura da transmissão veicular continuamente variável acionada por correia, enquanto a força de aperto de correia pode ser
15 apropriadamente controlada.