



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

(21) **PI0611951-4 A2**



(22) Data de Depósito: 15/06/2006  
(43) Data da Publicação: 13/10/2010  
(RPI 2075)

(51) *Int.Cl.:*  
F16H 61/42

(54) Título: **TRANSMISSÃO MODULAR ADAPTÁVEL E MÉTODO DE CONTROLE DE POTÊNCIA**

(30) Prioridade Unionista: 15/06/2005 US 11/153,111,  
15/06/2005 US 11/153,112

(73) Titular(es): TORVEC, INC.

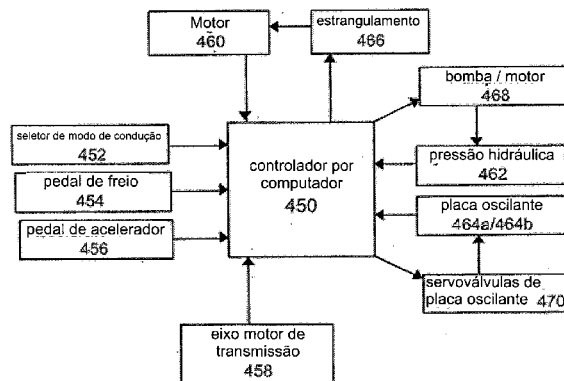
(72) Inventor(es): KEITH E. GLEASMAN, MATTHEW R. WRONA

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

(86) Pedido Internacional: PCT US2006023285 de 15/06/2006

(87) Publicação Internacional: WO 2006/138447 de 28/12/2006

(57) **Resumo:** TRANSMISSÃO MODULAR ADAPTÁVEL E MÉTODO DE CONTROLE DE POTÊNCIA. A presente invenção refere-se a transmissão modular que usa apenas um par de máquinas hidráulicas pequenas e leves (110, 110, 210, 310, 400, 406, 410, 412, 468) de eficiência volumétrica notadamente melhorada com pistões (116, 116, 216, 316) tendo porções de corpo (122) substancialmente tão longas quanto o comprimento axial dos respectivos cilindros (114, 214, 314) nos quais eles alternam. As duas máquinas hidráulicas operam em um laço fechado, uma sendo usada como uma bomba acionada pelo motor do veículo, e a outra usada como um motor. Cada máquina tem uma placa oscilante plenamente articulável (126, 226, 326, 404, 414, 464a- b). Pelo controle em computador, os ângulos das placas oscilantes das duas máquinas são infinitamente variados para a provisão de uma relação ótima de velocidade de motor/roda para todas as condições a partir da partida, da condução urbana, da subida de ladeira variada de acordo com carga e inclinação, e sobremarcha para auto-estrada. Esta operação completa de veículo é obtida, enquanto o motor do veículo continua a operar a velocidades relativamente constantes e rotações por minuto (RPM) relativamente baixas.



Relatório Descritivo da Patente de Invenção para "**TRANSMISSÃO MODULAR ADAPTÁVEL E MÉTODO DE CONTROLE DE POTÊNCIA**".

Referência a Pedidos Relacionados

5 Este pedido reivindica prioridade para o pedido co-pendente U.S. número de série 11/153.111, depositado em 15 de junho de 2005, intitulado "DUAL HYDRAULIC MACHINE TRANSMISSION", o qual é um pedido de patente de continuação em parte da Patente U.S. Nº. 6.983.680, emitida em 10 de janeiro de 2006 para Gleasman et al., intitulada "LONG-PISTON HY-  
10 DRAULIC MACHINES", a qual é uma continuação em parte do pedido número de série 10/647.557, depositado em 25 de agosto de 2003, intitulado "LONG-PISTON HYDRAULIC MACHINES", agora abandonado, o qual é uma continuação em parte do pedido de patente de origem número de série  
15 HYDRAULIC MACHINES", agora abandonado. A patente e os pedidos mencionados anteriormente, desse modo, são incorporados aqui como referência.

Este pedido também reivindica prioridade para o pedido U.S. co-pendente número de série 11/153.112, depositado em 15 de junho de 2005, intitulado "ORBITAL TRANSMISSION WITH GEARED OVERDRIVE". Este  
20 pedido é incorporado aqui como referência.

Campo da Invenção

A presente invenção refere-se a transmissões hidráulicas usadas para locomoção de veículo e a máquinas de bomba/motor hidráulicas de líquido apropriadas para uso automotivo de "trabalho relativamente pesado".  
25 Mais particularmente, a invenção se refere a qualquer transmissão completamente hidráulica para um automóvel.

Antecedentes da Invenção

As transmissões completamente hidráulicas são conhecidas na técnica anterior. Na Patente U.S. Nº 3.199.286, "HYDROSTATIC DRIVE"  
30 para Anderson, emitida em 10 de agosto de 1965, um acionamento hidráulico modular usa uma bomba única acionando motores separados para cada uma das quatro rodas para a provisão de uma aceleração sem incrementos.

O acionamento hidráulico inclui válvulas de controle em cada roda e o recarregamento de fluidos baixos. Na Patente U.S. Nº 3.641.765, "HYDROSTATIC VEHICLE TRANSMISSION" para Hancock et al, emitida em 15 de fevereiro de 1975, o acionamento hidrostático de quatro rodas tem conjuntos especiais de válvulas de uma via e conexões restritivas para se permitir uma diferenciação e prover um controle de tração entre os eixos dianteiro e traseiro.

Há uma necessidade na técnica de uma transmissão que permita um retorno para os motores comprovados, mas de velocidade consideravelmente mais baixa com perda de torque reduzida, de modo a se aumentar a eficiência do veículo motor à gasolina e reduzir o peso e o custo de fabricação de carros. Também há uma necessidade na técnica de uma transmissão que permita que um carro mude de velocidades, enquanto o motor opera a uma velocidade mais constante. Embora as transmissões em uso atual na maioria dos automóveis requeiram que o motor trabalhe em ciclos entre velocidades baixas e velocidades muito altas, durante uma aceleração, um motor é muito mais eficiente em termos de combustível quando funcionando a uma velocidade constante.

Todas transmissões completamente hidráulicas têm sido usadas efetivamente em maquinário pesado de movimento lento, tais como tratores e veículos de peso leve, tais como carrinhos de golfe e veículos para qualquer terreno (ATVs). Embora as transmissões completamente hidráulicas tenham sido contempladas para automóveis, a ineficiência de transmissões hidráulicas na técnica anterior tornou-as impraticáveis para uso em automóveis. Um escalonamento de uma transmissão hidráulica da técnica anterior para uso em um automóvel produzirá uma transmissão inaceitavelmente grande, pesada e ruidosa, e essas transmissões seriam maiores, mais pesadas e mais ruidosas do que as transmissões atualmente usadas em automóveis.

Embora um motor de combustão interna seja o padrão da indústria para automóveis nos Estados Unidos, vários fabricantes principais de automóveis estão pesquisando um motor de ignição por compressão de car-

ga homogênea (HCCI). Em um motor a gasolina convencional, a mistura de ar - combustível é inflamada por uma vela de ignição para a criação de potência. Em um motor de HCCI, similar a em um motor a diesel, um pistão comprime a mistura de ar - combustível para aumentar sua temperatura até  
5 ela inflamar. É estimado que um motor de HCCI seja capaz de um aumento de 30% na economia de combustível em relação a um motor de combustão interna à gasolina padrão. Contudo, um grande obstáculo para implementação da tecnologia de HCCI em automóveis é uma dificuldade no controle da combustão em velocidades baixas e altas do motor.

10 Há uma necessidade na técnica de uma transmissão, a qual proveja a potência necessária para funcionamento de um automóvel, enquanto permite que sua velocidade de motor permaneça em uma faixa estreita de baixa a moderada, onde a combustão em motores de HCCI é controlada mais facilmente. Uma transmissão como essa permite uma imple-  
15 mentação de motores de HCCI mais eficientes em termos de combustível em veículos movidos à gasolina.

As bombas e motores hidráulicos também são bem-conhecidos e amplamente usados, tendo pistões alternativos montados em respectivos cilindros formados em um bloco de cilindro e posicionados circunferencial-  
20 mente em uma primeira distância radial em torno do eixo geométrico de rotação de um elemento de acionamento. Muitas destas máquinas de bomba/motor têm capacidades de deslocamento variáveis, e elas geralmente são de dois projetos básicos. No primeiro projeto básico, os pistões alternam em um bloco de cilindro rotativo contra uma placa oscilante inclinada de for-  
25 ma variável, mas de outro modo fixa. No segundo projeto básico, os pistões alternam em um bloco de cilindro fixo contra uma placa oscilante inclinada de forma variável e rotativa que freqüentemente é dividida para incluir um oscilador não de rotação, apenas de natação, que desliza sobre a superfície de um rotor de rotação e natação. Embora a invenção aqui seja aplicável a  
30 ambos estes projetos, é particularmente apropriada para e é descrita aqui como um melhoramento no último tipo de máquina, na qual os pistões alter-  
nam em um bloco de cilindro fixo.

As bombas e os motores utilizados na invenção e descritos aqui são máquinas hidráulicas do tipo de líquido e deve ser compreendido que os termos fluido e fluido pressurizado, conforme usado aqui em todo lugar, são pretendidos para a identificação de líquidos incompressíveis, ao invés de gases compressíveis. Devido à incompressibilidade de líquidos, a pressão e os ciclos de trabalho de carga destes dois tipos diferentes de máquinas hidráulicas são impróprios para uso nas máquinas do tipo de líquido e vice-versa. Portanto, as notas a seguir devem ser todas compreendidas como sendo dirigidas e aplicáveis a máquinas hidráulicas do tipo de líquido e, primariamente, a aplicações automotivas de trabalho pesado, conforme aquelas identificadas acima.

As máquinas hidráulicas com blocos de cilindro fixos podem ser construídas muito mais leves e menores do que as máquinas que devem suportar e proteger blocos de cilindro rotativos pesados. Contudo, estas máquinas mais leves requerem conjuntos de placa oscilante de rotação e nutação que são difíceis de montar e suportar. Para um serviço de alta pressão/alta velocidade, o conjunto de placa oscilante deve ser suportado de uma maneira que permite um movimento relativo entre os cabeçotes dos pistões não rotativos e uma superfície de combinação da placa oscilante de rotação e nutação. Essas placas oscilantes da técnica anterior frequentemente têm sido divididas em uma porção de rotor de rotação/nutação e uma porção de oscilador apenas de nutação, a última incluindo receptáculos que combinam com os cabeçotes de pistões não rotativos através de "dogbones" de conexão.

Isto é, essas máquinas de bloco de cilindro fixo, até agora, usavam uma haste de extensão de "dogbone" (isto é, uma haste com duas extremidades esférica) para a interconexão de uma extremidade de cada pistão à superfície do oscilador de nutação, mas não de rotação. Uma extremidade esférica do dogbone é montada de forma pivotante na extremidade de cabeçote do pistão, enquanto a outra extremidade esférica é usualmente mantida em todos os momentos em um receptáculo do oscilador de placa oscilante, durante todos os movimentos relativos entre os cabeçotes dos

pistões não rotativos e os receptáculos da placa oscilante de nutação. Conforme é bem-conhecido na técnica, estes movimentos relativos seguem percursos não circulares variáveis que ocorrem em todas as inclinações da placa oscilante a partir de 0°. Estes dogbones aumentam grandemente a complexidade e o custo de construção de placas oscilantes rotativas destas máquinas mais leves.

As hastes de dogbone às vezes também são usadas para a interconexão de uma extremidade de cada pistão às placas oscilantes inclinadas (mas não de rotação) de máquinas hidráulicas com blocos de cilindro rotativos. Contudo, mais freqüentemente, este último tipo de máquina omite tais dogbones, usando, ao invés disso, pistões alongados, cada um tendo um cabeçote esférico em uma extremidade (de novo, usualmente cobertos por um elemento de calço convencional montado de forma pivotante) que efetivamente contata a superfície plana não rotativa da placa oscilante. Esses pistões alongados são projetados de modo que uma porção significativa do corpo cilíndrico axial de cada pistão permaneça suportada pela parede de seu respectivo cilindro em todos os momentos, mesmo durante o curso máximo do pistão. Este suporte adicional para esses pistões alongados é projetado para garantir um deslocamento lateral mínimo de cada cabeçote de pistão esférico, conforme ele deslizar sobre a placa oscilante inclinada, mas não de rotação, quando os pistões rodarem com seu bloco de cilindro.

Geralmente, estes pistões alongados são primeiramente lubrificados por "escape de combustão", isto é, aquela porção do fluido à alta pressão que é forçada entre as paredes de cada cilindro e a circunferência externa de cada corpo de pistão, conforme o pistão alternativo acionar ou for acionado pelo fluido à alta pressão. Esse escape de combustão provê boa lubrificação apenas se as tolerâncias permitirem o fluxo de um fluido suficiente entre as paredes do cilindro e o corpo cilíndrico longo do pistão, e um escape de combustão suficiente para assegurar uma boa lubrificação com freqüência afeta negativamente a eficiência volumétrica da máquina de bomba ou motor. Por exemplo, uma máquina de 163,87 cm<sup>3</sup> (10 pol<sup>3</sup>) pode usar tanto quanto 15,14 litros (4 galões) de fluido por minuto para escape de

combustão. Embora tolerâncias menores freqüentemente possam ser usadas para redução de escape de combustão, a redução dessas tolerâncias é limitada pelas necessidades de uma lubrificação adequada que aumente com o tamanho da pressão e das cargas de trabalho da máquina. Obvia-  
5 mente, esse escape de combustão é realizado pelo uso de um fluido que, de outra forma, seria usado para acionar ou ser acionado pelos pistões para a realização de um trabalho. Portanto, no exemplo recém dado acima, os 15,14 litros (4 galões) de fluido por minuto usados para lubrificação de escape de combustão reduzem a eficiência volumétrica da máquina.

10 A invenção descrita abaixo é dirigida ao melhoramento da eficiência volumétrica dessas máquinas de pistão alongado enquanto, ao mesmo tempo, se asseguram uma lubrificação apropriada dos pistões e uma simplificação do aparelho usado para a manutenção de um contato entre os pistões e a placa oscilante.

#### 15 Sumário da Invenção

A transmissão modular usa apenas um par de máquinas hidráulicas pequenas e leves de eficiência volumétrica notadamente melhorada com pistões tendo porções de corpo substancialmente tão longas quanto o comprimento axial dos respectivos cilindros nos quais eles alternam. As du-  
20 as máquinas hidráulicas operam em um laço fechado, uma sendo usada como uma bomba acionada pelo motor do veículo e a outra usada como um motor. Cada máquina tem uma placa oscilante plenamente articulável. Por um controle em computador, os ângulos das placas oscilantes das duas máquinas são variados infinitamente para a provisão de uma relação ótima a-  
25 apropriada de velocidade de motor/roda para todas as condições na partida, marcha urbana, subindo uma ladeira variada de acordo com a carga e a inclinação, e sobremarcha para auto-estrada. Esta operação completa de veículo é obtida enquanto o motor do veículo continua a operar a velocidades relativamente constantes e a uma rpm relativamente baixa.

30 As transmissões modulares são descritas usando-se várias modalidades de máquinas hidráulicas, todas as quais compartilhando uma nova combinação de recursos estruturais simples incluindo pistões alongados al-

ternando em um bloco de cilindro fixo, cilindros providos com recessos de lubrificação únicos, e calços diretamente afixados a cada pistão (sem dog-bones) que fazem um contato deslizante com uma placa oscilante de rotação e nutação ou, preferencialmente, com a porção de oscilador apenas de nutação de uma placa oscilante dividida. Testes verificaram que estes recursos estruturais simples resultaram de forma sinérgica em uma eficiência volumétrica notadamente aumentada e uma eficiência mecânica aumentada tal que, mesmo os eixos de acionamento das máquinas tão grandes quanto de 196,64 cm<sup>3</sup> (12 pol<sup>3</sup>) podem ser facilmente virados com a mão, quando a máquina estiver plenamente montada. Cada máquina mostrada pode operar como uma bomba ou um motor.

Estas máquinas hidráulicas de bloco de cilindro fixo podem ser construídas menores e mais leves do que as máquinas hidráulicas de bloco rotativo convencionais tendo especificações similares. Com a lubrificação melhorada de seus pistões alongados, é possível usar estas máquinas hidráulicas menores e mais leves para adequação às especificações de alta velocidade/alta pressão requeridas para uso automotivo como uma transmissão automática infinitamente variável.

Cada máquina tem uma placa oscilante plenamente articulável e, por meio de um programa de computador, variações nos ângulos das placas oscilantes das duas máquinas são infinitamente variadas para a provisão de uma relação ótima de velocidade de motor/roda para a provisão de relações de transmissão infinitamente variáveis para todas as condições a partir da partida, marcha urbana, subida de ladeira variada de acordo com a carga e inclinação, e sobremarcha para auto-estrada.

#### Breve Descrição dos Desenhos

A figura 1 mostra uma vista parcialmente esquemática e em seção transversal de uma máquina hidráulica com um ângulo variável de placa oscilante.

A figura 2 mostra uma vista parcialmente esquemática e em seção transversal da máquina hidráulica da figura 1 tomada ao longo do plano 2-2 com partes sendo omitidas, por clareza.

A figura 3A mostra uma vista parcialmente esquemática de uma placa de sujeição, onde a placa oscilante é inclinada a  $+25^\circ$ , conforme visto a partir do plano 3A-3A da figura 1.

5 A figura 3B mostra uma vista parcialmente em seção transversal de uma placa de sujeição e do conjunto de sujeição de pistão, a vista sendo tomada no plano 3B-3B da figura 1.

A figura 4 mostra uma vista em seção transversal de um cilindro único com uma mola longa.

10 A figura 5 mostra uma vista parcialmente esquemática e em seção transversal de uma máquina hidráulica com uma placa oscilante dividida.

A figura 6 mostra uma vista de um arranjo de "laço fechado" de duas máquinas hidráulicas, conforme conhecido na técnica anterior.

15 A figura 7A mostra uma vista esquemática de uma bomba e um motor combinados em uma modalidade de extremidade com extremidade de um módulo hidráulico da transmissão inventiva.

A figura 7B mostra uma vista esquemática dos mesmos bomba e motor combinados em uma modalidade lado a lado para a formação de um outro módulo hidráulico da transmissão inventiva.

20 A figura 8A mostra uma representação esquemática e relativamente em escala do módulo hidráulico da figura 7A, mostrando-o sendo usado como uma transmissão em um veículo de tração dianteira.

25 A figura 8B mostra uma representação esquemática e relativamente em escala do módulo hidráulico da figura 7A, mostrando-o sendo usado como uma transmissão em um veículo de tração traseira.

A figura 9A é uma vista de topo esquemática e relativamente em escala do módulo hidráulico da figura 7B, mostrando-o sendo usado como uma transmissão em um veículo de tração traseira mais convencional.

30 A figura 9B é uma vista final esquemática e relativamente em escala do módulo hidráulico da figura 9A.

A figura 10 é um diagrama de blocos das entradas e saídas preferidas do controlador por computador em uma modalidade da presente in-

venção.

#### Descrição Detalhada da Invenção

Inicialmente, os recursos chaves a seguir da invenção são descritos:

5                    para adequação às necessidades mundiais de conservação de petróleo, enquanto, ao mesmo tempo, não se requerem mudanças que causarão uma perturbação significativa na alocação presente mundial de combustíveis, a invenção provê uma transmissão infinitamente variável, sem engrenagens, completamente hidráulica, que usa componentes hidráulicos e  
10                    eletrônicos conhecidos e testados.

                    Uma vez que a hidráulica de uma transmissão da presente invenção provê torque de trabalho a RPMS muito baixas do motor, um veículo com motor à gasolina incorporando a presente invenção, no lugar de uma transmissão de conversor de torque original de veículo, opera a velocidades  
15                    de motor muito mais baixas. Este recurso é devido às eficiências notáveis que são obtidas pelo uso de máquinas hidráulicas tendo blocos de cilindro estacionários e placas oscilantes rotativas que variam através de um contínuo amplo de ângulos, preferencialmente de  $-25^\circ$  a  $+25^\circ$ .

                    Uma transmissão da presente invenção é diretamente acoplada  
20                    sem redução de velocidade ao motor de um veículo movido à gasolina. Uma transmissão da presente invenção substitui completamente a transmissão existente do veículo, adaptando-se ao mesmo espaço, mas tendo substancialmente menos volume e menos peso do que a transmissão original. Nenhuma embreagem e nenhum conversor de torque são requeridos entre o  
25                    motor do veículo e a presente invenção, a qual inclui duas máquinas hidráulicas operadas respectivamente como uma bomba e um motor conectados em um fluxo hidráulico de "laço fechado". A bomba, acionada diretamente pelo motor do veículo, produz um fluxo controlado por placa oscilante de fluido hidráulico que é enviado diretamente para o motor associado. O motor  
30                    é diretamente acoplado ao eixo motor para as rodas do veículo e, pelo posicionamento seletivo de sua respectiva placa oscilante, produz o torque pedido pelo motorista em reação ao torque de resistência de roda motriz.

Isto é, a transmissão inventiva fundamentalmente muda a forma como um automóvel responde a entradas do motorista. Em um automóvel com transmissão com câmbio manual ou automático, quando o motorista pede uma aceleração ao pressionar o pedal do acelerador, a potência é aumentada para o eixo motor de roda pelo aumento da velocidade do motor. Mediante uma aceleração continuada, quando o motor atinge uma certa velocidade alta, a transmissão muda para uma marcha mais alta, automaticamente ou através da embreagem por uma entrada de motorista, e a velocidade do motor cai. Com a transmissão sem engrenagens inventiva, quando o motorista pede uma aceleração ao pressionar o pedal de acelerador, a potência é aumentada pela mudança da relação de placa oscilante na transmissão, e a velocidade do motor permanece relativamente constante. Mediante uma aceleração continuada, apenas quando a relação de placa oscilante atinge um certo valor, a velocidade do motor é aumentada para um novo nível ligeiramente mais alto, para a provisão da potência adicional requerida.

Os controles eletrônicos de transmissão são notadamente simples. A velocidade do motor e a velocidade de eixo motor de saída são monitoradas juntamente com o consumo de combustível e as indicações de estrangulamento e frenagem do motorista, e as únicas variáveis que são controladas são o ângulo das placas oscilantes na bomba/nos motores hidráulicos e, menos freqüentemente, a rpm do motor.

Com um protótipo da presente invenção, a transmissão hidráulica proveu potência suficiente para o eixo motor de roda de um veículo utilitário esportivo pesando 2528,78 Kg (5575 libras) para aceleração do automóvel rapidamente em uma estrada plana simulada em dinamômetro para 30 mph (48,3 km/h), enquanto se mantinha a velocidade do motor de 860 rpm. Este teste preliminar operou o veículo através de limites de relação de transmissão infinitamente variável de 25:1 a mais de 0,67:1. Conforme o automóvel acelera para velocidades mais altas, é possível fazer aumentos em incrementos graduais na velocidade do motor, de modo a se maximizar o tempo em que o motor é mantido a velocidades constantes e melhorar a efi-

ciência de combustível. A transmissão hidráulica de protótipo foi capaz de prover potência suficiente para acelerar o automóvel para velocidades de auto-estrada, enquanto nunca se aumentava a velocidade do motor além de 2200 rpm. Também, a transmissão inventiva foi capaz de dar a partida e  
5 manter uma velocidade de veículo estável a 2 rpm (isto é, uma velocidade de apenas 4,88 m/min (16 ft/min), e obteve taxas de aceleração com pico maior do que 10 mph/s (16,1 km/h/s) com uma redução de consumo de combustível durante essa aceleração, conforme medido por medidores de fluxo de deslocamento positivo. Ainda, uma desaceleração satisfatória foi  
10 obtida a 20 mph/s (32,2 km/h/s), para se levar o veículo a uma parada completa, sem o uso dos freios do veículo.

Uma transmissão da presente invenção é capaz de variar a velocidade do eixo motor com mudanças mínimas na velocidade do motor. Assim, a presente invenção permite que a velocidade do motor permaneça em  
15 uma faixa relativamente estreita de baixa a moderada, onde a combustão em motores de HCCI recentemente propostos é predita como sendo mais facilmente controlada. Uma transmissão da presente invenção é altamente compatível com uma implementação de motores de HCCI mais eficientes em termos de combustível em veículos movidos à gasolina.

20 Ainda, a presente invenção abre a possibilidade de a indústria automotiva ser capaz de retornar para motores de velocidade mais baixa/torque mais alto comprovados, permitindo que melhoramentos de eficiência ainda maiores sejam obtidos com motores mais leves e de custo mais baixo.

25 Embora a operação de máquinas hidráulicas do tipo que pode ser usado para a criação da porção hidráulica da transmissão inventiva seja bem-conhecida, um par preferido dessas máquinas hidráulicas em seguida será descrito, em algum detalhe. Conforme indicado acima, pode ser assumido que cada máquina mostrada seja conectada em um sistema hidráulico  
30 de "laço fechado" bem-conhecido, com uma bomba ou um motor combinado apropriadamente. Ambas as máquinas hidráulicas na transmissão da presente invenção preferencialmente são de estrutura idêntica, uma sendo usa-

da como uma bomba e a outra como um motor.

Em uma modalidade preferida, uma transmissão da presente invenção é usada em combinação com um acumulador para a melhoria da economia de combustível.

#### 5 Máquina Hidráulica de Pistão Longo

Com referência à figura 1, uma máquina hidráulica variável 110 inclui um bloco de cilindro fixo modular 112. O bloco de cilindro 112 tem uma pluralidade de cilindros 114 (apenas um sendo mostrado), no qual uma respectiva pluralidade de pistões de combinação 116 alterna entre a posição  
10 retraída de pistão 116 e as posições estendidas variáveis (a extensão máxima sendo mostrada na posição de pistão 116'). Cada pistão tem um cabeçote esférico 118 que é montado em um estreitamento 120 em uma extremidade da porção de corpo cilíndrico axial alongada 122 que é substancialmente  
15 tão longa quanto o comprimento de cada respectivo cilindro 114. Cada cabeçote de pistão esférico 118 se adapta em um respectivo calço 124 que desliza sobre uma face plana 126 formada na superfície de um rotor 128 que é afixado de forma pivotante a um elemento de acionamento, especificamente, um eixo 130 que é suportado em mancais com um orifício no centro de bloco de cilindro 112.

20 A máquina hidráulica 110 é provida com um conjunto de válvula modular 133 que é aparafusado como um tampão na extremidade esquerda do bloco de cilindro modular 112 e inclui uma pluralidade de válvulas de carretel 134 (apenas uma sendo mostrada) que regulam o envio de fluido para dentro e para fora dos cilindros 114.

25 A máquina 110 pode ser operada como uma bomba ou como um motor. Para operação como um motor, durante a primeira metade de cada revolução de eixo motor 130, um fluido à alta pressão a partir de uma entrada 136 entra pela extremidade de válvula de cada respectivo cilindro 114 através de uma janela 137 para cada respectivo pistão a partir de sua posição  
30 retraída para sua posição plenamente estendida. Durante a segunda metade de cada revolução, um fluido a uma pressão mais baixa é retirado de cada respectivo cilindro através da janela 137 e da saída de fluido 139, con-

forme cada pistão retornar para sua posição plenamente retraída.

Para operação como uma bomba, durante uma metade de cada revolução de eixo motor 130, um fluido a uma pressão mais baixa é aspirado para cada respectivo cilindro 114 entrando por uma janela 137 a partir de um "laço fechado" de fluido hidráulico de circulação através da entrada 136, conforme cada pistão 116 for movido para uma posição estendida. Durante a próxima metade de cada revolução, o acionamento de cada respectivo pistão 116 de volta para sua posição plenamente retraída dirige um fluido à alta pressão a partir da janela 137 para o laço hidráulico fechado através da saída 139. O fluido à alta pressão então é enviado através de uma tubulação de laço fechado apropriada (não mostrada) para uma máquina hidráulica de combinação, por exemplo, a máquina hidráulica 110 discutida acima, fazendo com que os pistões da máquina de combinação se movam a uma velocidade que varia com o volume (galões por minuto - 3,785 l/min (1 gal/min) de fluido à alta pressão sendo enviado de uma maneira bem-conhecida na técnica.

A parede cilíndrica de cada cilindro 114 no bloco de cilindro modular 112 é cortada transversalmente de forma radial por um respectivo canal de lubrificação 140 formado circunferencialmente ali. Uma pluralidade de passagens 142 interconecta todos os canais de lubrificação 140, para a formação de uma passagem de lubrificação contínua no bloco de cilindro 112.

Cada respectivo canal de lubrificação 140 é substancialmente fechado pelo corpo cilíndrico axial 122 de cada respectivo pistão 116, durante o curso inteiro de cada pistão. Isto é, a circunferência externa de cada corpo cilíndrico 122 atua como uma parede que envolve cada respectivo canal de lubrificação 140 em todos os momentos. Assim, mesmo quando os pistões 116 estão alternando através de cursos máximos, a passagem de lubrificação contínua interconectando todos os canais de lubrificação 140 permanece substancialmente fechada. A passagem de lubrificação contínua 140, 142 é formada de modo simples e econômica dentro do bloco de cilindro 112.

Durante uma operação da máquina hidráulica 110, todos os ca-

nais de lubrificação interconectados 140 são preenchidos quase instantaneamente por um fluxo mínimo de fluido à alta pressão a partir da entrada 136 entrando em cada cilindro 114 através da janela 137 e sendo forçado entre as paredes dos cilindros e a circunferência externa de cada pistão 116. Uma  
5 perda de fluido de lubrificação a partir de cada canal de lubrificação 140 é restrita por um selo circundante 144 localizado próximo da extremidade aberta de cada cilindro 114. Não obstante, o fluido de lubrificação nesta passagem de lubrificação contínua fechada de canais de lubrificação 140 flui de forma moderada, mas contínua, como resultado de um fluxo mínimo contínuo de fluido entre cada uma das respectivas paredes cilíndricas de cada  
10 cilindro e o corpo cilíndrico axial de cada respectivo pistão, em resposta a um movimento de pistão e às pressões mudando em cada meio ciclo de rotação de eixo motor 130, conforme os pistões alternarem. Conforme a pressão em cada cilindro 114 é reduzida para uma pressão baixa, no curso de retorno de cada pistão 116, o fluido a uma pressão mais alta na passagem de lubrificação de outra forma fechada 140, 142 novamente é dirigido entre as paredes de cada cilindro 114 e a circunferência externa de corpo cilíndrico 122 de cada pistão 116 para a extremidade de válvula de cada cilindro 114 experimentando essa redução de pressão.

20 O fluxo de fluido de lubrificação na passagem de lubrificação contínua fechada 140, 142 é moderado, mas contínuo, como resultado de um fluxo de fluido mínimo secundário, em resposta a um movimento de pistão e às pressões mudando em cada meio ciclo de rotação de eixo motor 130, conforme os pistões alternarem.

25 O rotor 128 de bomba 110 é montado de forma pivotante no eixo motor 130 em torno de um eixo (geométrico) 129 que é perpendicular ao eixo (geométrico) 132. Portanto, enquanto o rotor 128 gira com o eixo motor 130, seu ângulo de inclinação em relação ao eixo geométrico 132 preferencialmente é variável a partir de  $0^\circ$  (isto é, perpendicular) a  $\pm 25^\circ$ . Na figura 1,  
30 o rotor 128 está inclinado a  $+25^\circ$ . Esta inclinação variável é controlada conforme se segue: o pivotamento do rotor 128 em torno do eixo geométrico 129 é determinado pela posição de um colar corrediço 180 que circunda o

eixo motor 130, e é axialmente móvel em relação a ele. Uma ligação de controle 182 conecta o colar 180 ao rotor 128, de modo que um movimento do colar 180 axialmente sobre a superfície do eixo motor 130 faça com que o rotor 128 pivote em torno do eixo geométrico 129. Por exemplo, conforme o

5 colar 180 é movido para a direita na figura 1, a inclinação de rotor 128 varia por todo um contínuo a partir da inclinação de  $+25^\circ$  mostrada de volta para  $0^\circ$  (isto é, perpendicular) e, então, para  $-25^\circ$ .

O movimento axial do colar 180 é controlado pelas garras 184 de um garfo 186, conforme o garfo 186 for girado em torno do eixo geométrico de um eixo de garfo 190 pela articulação de um braço de controle de garfo

10 garfo 180. O garfo 186 é atuado por um servomecanismo linear convencional (não mostrado) conectado ao fundo do braço de garfo 188. Enquanto os elementos remanescentes do garfo 186 estão todos envolvidos em um alojamento de placa oscilante modular 192, e o eixo de garfo 190 é suportado em

15 mancais fixados ao alojamento 192, o braço de controle de garfo 188 é posicionado externo ao alojamento 192. O rotor 128 de placa oscilante é equilibrado por uma ligação paralela 194 que é substancialmente idêntica à ligação de controle 182 e é conectada, de forma similar, ao colar 180, mas em uma localização exatamente no lado oposto do colar 180.

20 Com referência a ambas a figura 1 e a figura 2, a parede cilíndrica de cada cilindro 114 é cortada transversalmente de forma radial por um respectivo canal de lubrificação 140 formado circunferencialmente ali. Uma pluralidade de passagens 142 interconecta todos os canais de lubrificação 140, para a formação de uma passagem de lubrificação contínua no bloco

25 de cilindro 112. Cada respectivo canal de lubrificação 140 é substancialmente fechado pelo corpo cilíndrico axial 122 de cada respectivo pistão 116, durante o curso inteiro de cada pistão. Isto é, a circunferência externa de cada corpo cilíndrico 122 atua como uma parede que envolve cada respectivo canal de lubrificação 140 em todos os momentos. Assim, mesmo quando os

30 pistões 116 estão alternando através de cursos máximos, a passagem de lubrificação contínua interconectando todos os canais de lubrificação 140 permanece substancialmente fechada. A passagem de lubrificação contínua

140, 142 é formada de modo simples e econômica dentro do bloco de cilindro 112, conforme pode ser mais bem apreciado a partir da ilustração esquemática na figura 2, na qual o tamanho relativo dos canais de fluido e das passagens de conexão foi exagerado, para esclarecimento.

5 Durante uma operação da máquina hidráulica 110, todos os canais de lubrificação interconectados 40 são preenchidos quase instantaneamente por um fluxo mínimo de fluido à alta pressão a partir da entrada 36 entrando em cada cilindro 114 através da janela 137 e sendo forçado entre as paredes dos cilindros e a circunferência externa de cada pistão 116. Uma  
10 perda de fluido de lubrificação a partir de cada canal de lubrificação 140 é restrita por um selo circundante 144 localizado próximo da extremidade aberta de cada cilindro 114. Não obstante, o fluido de lubrificação nesta passagem de lubrificação contínua fechada de canais de lubrificação 140 flui de forma moderada, mas contínua, como resultado de um fluxo mínimo contínuo de fluido entre cada uma das respectivas paredes cilíndricas de cada  
15 cilindro e o corpo cilíndrico axial de cada respectivo pistão, em resposta a um movimento de pistão e às pressões mudando em cada meio ciclo de rotação de eixo motor 130, conforme os pistões alternarem. Conforme a pressão em cada cilindro 114 é reduzida para uma pressão baixa, no curso de  
20 retorno de cada pistão 116, o fluido a uma pressão mais alta na passagem de lubrificação de outra forma fechada 140, 142 novamente é dirigido entre as paredes de cada cilindro 114 e a circunferência externa de corpo cilíndrico 122 de cada pistão 116 para a extremidade de válvula de cada cilindro 114 experimentando essa redução de pressão.

25 Com referência à figura 3A e à figura 3B, um conjunto de sujeição para uma máquina hidráulica inclui um elemento de sujeição 154 com uma pluralidade de aberturas circulares 160, cada uma das quais circundando o estreitamento 120 de um respectivo pistão 116. A placa oscilante está em um ângulo de +25° na figura 3A e na figura 3B. A figura 3A mostra a elemento de sujeição 154 da perspectiva de se olhar para baixo pelo eixo do  
30 rotor 128, ou a partir de um plano 3A-3A da figura 1. Uma pluralidade de aruelas especiais 156 é posicionada, respectivamente, entre o elemento de

sujeição 154 e cada calço de pistão 124. Cada arruela 156 tem uma extensão 158 que contata a circunferência externa de um respectivo calço 124 para manutenção do calço em contato com a face plana 126 de rotor 128 em todos os momentos. Cada respectiva cavidade de calço é conectada através de um canal de calço 162 e de um canal de pistão 164, para se garantir que a pressão de fluido presente na interface de calço - rotor seja equivalente em todos os momentos a uma pressão de fluido no cabeçote de cada pistão 116.

Uma pressão de fluido constantemente orienta os pistões 116 na direção do rotor 128, e o conjunto de placa de encosto ilustrado é provido para portar aquela carga. Contudo, nas velocidades de operação requeridas para uso automotivo (por exemplo, 4000 rpm), um carregamento de orientação adicional é necessário, para se garantir um contato constante entre os calços de pistão 124 e a face plana 126 de rotor 128. As máquinas hidráulicas variáveis provêem essa orientação adicional pelo uso de três conjuntos de sujeição orientados por mola simples.

O primeiro conjunto de sujeição, para a máquina hidráulica 110, inclui uma mola em espiral 150 que é posicionada em torno do eixo 130 e recebida em uma fenda apropriada 152 formada no bloco de cilindro 112 circunferencialmente em torno do eixo geométrico 132. A mola em espiral 150 orienta um elemento de sujeição 154 que também é posicionado circunferencialmente em torno do eixo 130 e do eixo geométrico 132. O elemento de sujeição 154 é provido com uma pluralidade de aberturas circulares 160, cada uma das quais circundando o estreitamento 120 de um respectivo pistão 116. Uma pluralidade de arruelas especiais 156 é posicionada, respectivamente, entre o elemento de sujeição 154 e cada calço de pistão 124. Cada arruela 156 tem uma extensão 158 que contata a circunferência externa de um respectivo calço 124 para manutenção do calço em contato com a face plana 126 de rotor 128 em todos os momentos.

As posições da placa oscilante e do conjunto de sujeição de calço de pistão mudam umas em relação às outras, conforme a inclinação do rotor 128 for alterada, durante uma operação de máquina. Com escoamento

de fluido à posição relativa destas partes na inclinação de  $0^\circ$ , cada canal de pistão 164 tem a mesma posição radial em relação a cada respectiva abertura circular 160 no elemento de sujeição 154. Em todas as outras inclinações além de  $0^\circ$ , a posição radial relativa de cada canal de pistão 164 é diferente para cada abertura 160, e as posições relativas de cada arruela especial 156 também é diferente. As diferentes posições relativas em cada uma das nove aberturas 160 em si estão mudando constantemente conforme o rotor 128 rodar e nutar através de uma revolução completa em cada inclinação. Por exemplo, na inclinação de  $25^\circ$  mostrada na figura 3A, se durante cada revolução de rotor 128 alguém fosse olhar para o movimento ocorrendo através apenas da abertura 160 no topo (isto é, uma posição de relógio de 12 horas) de elemento de sujeição 154, a posição relativa das partes vistas na abertura de topo 160 mudaria serialmente para combinar com as posições relativas mostradas em cada uma das outras oito aberturas 160.

Em outras inclinações além de  $0^\circ$ , durante cada revolução de rotor 128, cada arruela especial 156 desliza sobre a superfície de elemento de sujeição 154, conforme, simultaneamente, cada calço 124 desliza sobre a face plana 126 de rotor 128. Cada uma estas partes muda em relação a sua própria abertura 160 através de cada uma das várias posições que podem ser vistas em cada uma das outras oito aberturas 160. Cada uma segue um percurso cíclico (que parece traçar uma lemniscata, isto é, um "número oito"), que varia de tamanho com a inclinação angular de rotor de placa oscilante 128 e a posição horizontal de cada pistão 116 no bloco de cilindro fixo 112. Para garantir um contato apropriado entre cada respectivo calço 124 e a face plana 126 de rotor 128, um tamanho preferencialmente é selecionado para as fronteiras de cada abertura 160, de modo que as bordas de abertura 160 permaneçam em contato com mais de metade da superfície de cada arruela especial 156 em todos os momentos, durante cada revolução para todas as inclinações de rotor 128.

Um segundo conjunto de sujeição é mostrado esquematicamente na figura 4 em uma vista aumentada, parcial e em seção transversal de um pistão único de uma máquina hidráulica 210. Cada pistão 216 é posicio-

nado no bloco de cilindro fixo modular 212 em um cilindro 214, o último sendo cortado transversalmente de forma radial por um respectivo canal de lubrificação 240 formado circunferencialmente ali. Da mesma maneira conforme descrito em relação às outras máquinas hidráulicas já detalhadas acima, cada canal de lubrificação 240 é interconectado com canais similares nos outros cilindros de máquina para a formação de uma passagem de lubrificação contínua no bloco de cilindro 212. Um selo circundante opcional 244 pode estar localizado próximo da extremidade aberta de cada cilindro 214 para minimização adicional da perda de fluido de cada canal de lubrificação 240.

10 O bloco de cilindro fixo 212 não inclui uma mola em espiral axialmente circunferencial nenhuma fenda axialmente circunferencial para manutenção do mesmo. O bloco de cilindro fixo modular 212 de máquina hidráulica 210 pode ser conectado a um conjunto de placa oscilante de ângulo fixo modular ou a um conjunto de placa oscilante de ângulo variável modular, mas, em qualquer caso, a máquina hidráulica 210 provê um conjunto de sujeição muito mais simples. Especificamente, o conjunto de sujeição desta modalidade inclui apenas um respectivo calço de pistão convencional 224 para cada pistão 216 em combinação com apenas uma respectiva mola em espiral 250, a última também sendo associada a cada respectivo pistão 216.

20 Cada calço de pistão 224 é similar aos calços convencionais mostrados no primeiro conjunto de sujeição e é montado no cabeçote esférico 218 de pistão 216 para deslizar sobre a face plana 226 formada na superfície do rotor de placa oscilante de máquina 228. Cada mola em espiral 250 é respectivamente assentada circunferencialmente em torno da janela de válvula hidráulica 237 na extremidade de válvula de cada respectivo cilindro 214 e posicionada dentro da porção de corpo de cada respectivo pistão 216.

25 Cada calço 224 desliza sobre a face plana 226 de rotor 228 com um movimento de lemniscata que varia de tamanho com a posição horizontal de cada pistão 216 e a inclinação de rotor 228 em relação ao eixo geométrico 232. Durante uma operação normal de máquina hidráulica 210, os calços 224 são mantidos em contato com a face plana 226 da placa oscilante por uma pressão hidráulica. Portanto, a orientação de mola provida pelas

30

5 molas em espiral 250 é mínima, mas suficiente para manter um contato deslizante efetivo entre cada calço 224 e a face plana 226, na ausência de uma pressão hidráulica na extremidade de válvula de cada respectivo cilindro 214. A orientação mínima de molas 250 não apenas facilita a montagem, mas também impede um aprisionamento de sujeira mínima e detritos de metal encontrados durante a montagem e ocasionados por desgaste.

Com referência à figura 5, um terceiro conjunto de sujeição para uma máquina hidráulica 310 inclui um arranjo de placa oscilante dividida convencional melhorado. Uma pluralidade de pistões 316, cada um incluindo 10 um respectivo calço correção 324, alterna em respectivos cilindros 314 formados no bloco de cilindro 312 que é idêntico ao bloco de cilindro 112. Cada calço 324 desliza sobre a face plana 326 formada em um oscilador 327 que é montado em um rotor de combinação 328 por mancais apropriados 372, 374 que permitem que o oscilador 327 nute sem uma rotação, enquanto o 15 rotor 328 nuta e roda de uma maneira bem-conhecida na técnica. A inclinação de oscilador 327 e de rotor 328 em torno de um eixo geométrico 329 é controlada pela posição de um colar correção 180, uma ligação de controle 382 e uma ligação paralela de equilíbrio 394.

Os calços 324 são sujeitados por um conjunto de sujeição substancialmente idêntico ao primeiro conjunto de sujeição, embora a grande 20 mola em espiral única 150 seja substituída por uma pluralidade de molas em espiral individuais menores.

Uma placa de sujeição 354 é fixada o oscilador 327. Cada calço 324 recebe a extensão circunferencial de uma respectiva arruela especial 25 356, e o estreitamento de cada pistão 316 é posicionado em uma de uma pluralidade de correspondente de respectivas aberturas 360 formadas através da placa de sujeição 354. Enquanto o oscilador 327 não roda com o rotor 328, o movimento de natação de oscilador 327 é idêntico ao movimento de natação de rotor 328 e, portanto, os movimentos relativos entre os calços 30 324 e a superfície plana 326 de oscilador 327 também são idênticos àqueles no primeiro conjunto de sujeição.

Uma pluralidade de molas em espiral individuais 350 provê a

orientação de mola mínima para manutenção do contato deslizante efetivo entre cada calço 324 e a face plana 326 de oscilador 327, na ausência de uma pressão hidráulica na extremidade de válvula de cada cilindro 314. Cada mola em espiral 350 é posicionada circunferencialmente em torno de cada calço 324, sendo capturada entre cada arruela especial 356 e um colar formado imediatamente acima do fundo de cada calço 324.

Com referência à figura 6, cada máquina hidráulica, seja um motor ou uma bomba, é preferencialmente emparelhada com uma outra máquina hidráulica, uma bomba ou um motor de combinação, em um arranjo bem-conhecido de "laço fechado". Por exemplo, o fluido à alta pressão que sai a partir da saída 139 de máquina hidráulica 110 é diretamente enviado para a entrada 136' de uma máquina hidráulica de combinação 110', enquanto o fluido à baixa pressão que sai a partir da saída 139' de máquina hidráulica 110' é diretamente enviado para a entrada 136 de máquina hidráulica de combinação 110. A máquina hidráulica 110 e a máquina hidráulica 110' podem ser idênticas na estrutura, exceto pelo fato de a máquina hidráulica 110 ser usada como uma bomba e a máquina hidráulica 110' ser usada como um motor. Uma porção do fluido neste sistema de laço fechado é continuamente perdida para um "escape de combustão" e é coletado em um reservatório, e o fluido é automaticamente enviado a partir do reservatório de volta para o laço fechado, para manutenção de um volume predeterminado de fluido no sistema de laço fechado em todos os momentos.

#### Transmissão Hidráulica

Em uma modalidade, as máquinas hidráulicas duplas são dispostas extremidade com extremidade, conforme mostrado na figura 7A, e, em uma outra modalidade, as máquinas hidráulicas duplas são dispostas lado a lado, conforme mostrado na figura 7B. Na modalidade de extremidade com extremidade, a bomba 400 inclui um eixo de bomba 402 que aciona a placa oscilante de bomba 404, a qual aciona os pistões longos no bloco de cilindro de bomba 406. Um circuito hidráulico 408 conecta a bomba 400 ao motor 410. O circuito hidráulico 408 provê uma comunicação de fluido entre o bloco de cilindro de bomba 406 e o bloco de cilindro de motor 412. Um

fluido hidráulico pressurizado a partir da bomba 400 aciona os pistões de motor, os quais acionam a placa oscilante de motor 414 para virar o eixo motor de motor 416. Na modalidade lado a lado, o circuito hidráulico 418 é reconfigurado para conexão dos dois blocos de cilindro 406, 412, os quais se assentam próximos um do outro. Nesta modalidade, a bomba 400 e o motor 410 podem ser estruturalmente conectados ao longo de seu lado comum para a provisão de estabilidade à unidade de bomba - motor.

Embora o arranjo de extremidade com extremidade seja mais simples e mais leve, requerendo menos partes para a conexão da bomba ao motor, o arranjo lado a lado é significativamente mais curto no comprimento. Um protótipo de extremidade a extremidade de  $196,64 \text{ cm}^3$  ( $12 \text{ in}^3$ ) tem  $63,5 \text{ cm}$  ( $25''$ ) de comprimento e  $25,4 \text{ cm}$  ( $10''$ ) de diâmetro e pesa  $68,04 \text{ kg}$  ( $150 \text{ libras}$ ). Um protótipo de lado a lado de  $196,64 \text{ cm}^3$  ( $12 \text{ in}^3$ ) tem  $43,18 \text{ cm}$  ( $17''$ ) de comprimento e  $50,8 \text{ cm}$  ( $20''$ ) transversalmente. Ambos os protótipos bombeiam  $196,64 \text{ cm}^3$  ( $12 \text{ in}^3$ ) de líquido pressurizado por revolução a uma oscilação de bomba plena. Ambos os protótipos são tão eficientes que muito pouca energia é perdida como calor. Por toda a operação, o bloco de cilindro permanece comparativamente frio em relação às máquinas hidráulicas da técnica anterior. Ambos os protótipos são notadamente silenciosos durante uma operação também.

Conforme indicado anteriormente, os controles eletrônicos de transmissão são notadamente simples. Velocidade de motor, pressão de fluido de trabalho e velocidade de eixo motor de saída são monitorados juntamente com o consumo de combustível e as indicações de estrangulamento e freio de motorista, e as únicas variáveis que são controladas são a rpm do motor e os ângulos das placas oscilantes na bomba hidráulica e no motor hidráulico. Ainda, após atingir as velocidades de auto-estrada, a placa oscilante de motor é variada para a provisão de uma sobremarcha continuamente variável de 1:1 até em torno de 0,5:1.

Em uma modalidade da presente invenção, a transmissão hidráulica é modular. O termo "modular", conforme usado aqui, é especificamente pretendido para descrever uma unidade que pode ser usada "confor-

me estiver" para a substituição da transmissão existente de um veículo presentemente operando ou projetado. Uma transmissão modular de acordo com a presente invenção torna possível permitir que um veículo motor à gasolina presente opere com um aumento na eficiência de combustível comparável àquela que poderia ser obtida por um veículo motor a diesel dimensionado de forma similar.

A figura 8A é uma ilustração esquemática e relativamente em escala de um automóvel de tração dianteira, mostrando o motor "leste - oeste" 401 localizado entre os pneus dianteiros 405a, 405b e na frente dos pneus traseiros 405c, 405d. A transmissão de veículo foi removida e substituída pela modalidade modular de extremidade a extremidade da invenção, ilustrada na figura 7A, especificamente, a bomba hidráulica 400 é conectada ao motor 410 através do circuito hidráulico 408. Este módulo é mostrado em uma posição possível em relação ao motor 401, com o eixo de bomba 402 sendo conectado por uma cinta 411 ao eixo motor de componente auxiliar 403a do motor 401. Um mecanismo de conexão 424 conecta a saída do módulo hidráulico a partir do eixo motor de motor 416 ao eixo motor de roda dianteira 422.

Preferencialmente, a saída é conectada às rodas dianteiras de veículo através do mesmo mecanismo que recebia a saída da transmissão original de veículo. Em uma modalidade, o mecanismo de conexão 424 é um acoplamento mecânico de apenas eixo motor de motor 416 para eixo motor de roda dianteira 422. Em uma outra modalidade, o mecanismo de conexão 424 envolve a combinação mecânica de saída de motor 416 com saída de motor 403b para a provisão de potência para o eixo motor de roda dianteira 422. Em ambas as modalidades, a potência suprida para o eixo motor de roda 422 pode ser variada de forma secundária pela variação da velocidade do motor 401. Na segunda modalidade, o mecanismo de conexão 424 pode incluir um orbitador único para combinação da saída de potência do eixo de motor 416 com a saída do eixo motor de motor 403b.

A figura 8B é uma ilustração esquemática e relativamente em escala de um automóvel de tração traseira, mostrando o motor "norte - sul"

401a localizado entre os pneus dianteiros 405a, 405b. A transmissão de veículo foi removida e substituída pela modalidade modular de extremidade a extremidade da invenção ilustrada na figura 7A, especificamente, a bomba hidráulica 400 é conectada ao motor hidráulico 410 através do circuito hidráulico 408. Este módulo é mostrado em uma posição possível em relação ao motor 401, com o eixo de bomba 402 sendo conectado por uma cinta 411 ao eixo motor de componente auxiliar 403a de motor 401. Um mecanismo de conexão 428 conecta a saída do módulo hidráulico a partir do eixo motor de motor 416 ao eixo motor de roda traseira 426.

10 Preferencialmente, a saída é conectada às rodas traseiras de veículo através do mesmo mecanismo que recebia a saída da transmissão original do veículo. Em uma modalidade, o mecanismo de conexão 428 é um acoplamento mecânico de apenas eixo motor de motor 416 para eixo motor de roda traseira 426. Em uma outra modalidade, o mecanismo de conexão 15 428 envolve uma combinação mecânica de saída de motor 416 com saída de motor 403b para a provisão de potência para o eixo motor de roda traseira 426. Em ambas as modalidades, a potência suprida para o eixo motor de roda 426 pode ser variada de forma secundária pela variação da velocidade do motor 401. Na segunda modalidade, o mecanismo de conexão 428 pode 20 incluir um orbitador único para combinação da saída de potência do eixo de motor 416 com a saída do eixo motor de motor 403b.

De modo similar, a figura 9A e a figura 9B são ilustração esquemática e relativamente em escala de vista de topo e final da extremidade dianteira de um veículo de tração traseira convencional mostrando um motor "norte - sul" convencional 401a localizado entre os pneus dianteiros 405a, 405b e na frente dos pneus traseiros 405c, 405d. Novamente, a transmissão de veículo foi removida e substituída pela modalidade modular de lado a lado da invenção ilustrada na figura 7B. Enquanto a bomba hidráulica 400 ainda está conectada ao motor hidráulico 410 através do circuito hidráulico 408 na traseira do módulo, a dianteira do módulo inclui uma caixa de conexão 30 407 com uma placa de montagem 419. O módulo é aparafusado ao invólucro de volante 409 na traseira do motor 401a. O eixo de bomba de bomba

hidráulica 400 é conectado por meios convencionais ao eixo motor principal de motor 401a (não mostrado); e a saída do módulo hidráulico também é conectada por meios convencionais (não mostrados) dentro da caixa de conexão 407 a um eixo de saída 417 que se conecta às rodas de veículo através do mesmo mecanismo que recebia a saída da transmissão original do veículo. Na segunda modalidade, a caixa de conexão 407 pode incluir um orbitador único para combinação da saída de potência do eixo de motor 402 (vide a figura 7B) à saída do eixo motor de motor.

#### Operação do Veículo

10 A operação do motor do veículo é começada de uma maneira convencional, com a alavanca de mudança de marcha do veículo em "Park" ("Estacionado"). (NOTA: a alavanca de mudança de marcha do veículo é referida, a partir deste ponto, como um "seletor de modo de condução".) Quando o motor está funcionando normalmente em marcha lenta, por exemplo, a aproximadamente 750 rpm, e o veículo ainda está em "Park", a transmissão e seu controlador por computador estão em modo de espera. O motor pode ser passado para neutro pela operação do pedal de acelerador. Assim que o seletor de modo de condução é movido para fora de "Park", o controlador por computador começa a controlar a velocidade do motor e a velocidade do veículo com base nas entradas em tempo real a seguir:

- 20 a) posição do seletor de modo de condução
- b) posição do pedal de acelerador
- c) posição do pedal de freio
- d) velocidade do veículo com base nas velocidades de eixo de
- 25 saída de motor e de eixo motor de roda
- e) vazão de combustível para o motor
- f) posições das placas oscilantes na bomba - motores
- g) pressão de circuito hidráulico.

O controlador por computador usa estas entradas para a produção de saídas em tempo real para os componentes a seguir:

- 30 a) válvulas de segurança hidráulicas de alta pressão na bomba - motores

b) servoválvulas de posição de placa oscilante na bomba - motores

c) estrangulamento de motor para ajuste da velocidade ótima de motor.

5           As comunicações entre o controlador por computador e os vários componentes do automóvel são mostradas esquematicamente na figura 10. Sempre que o motor do veículo for ligado, o controlador por computador 450 continuamente monitora as entradas a partir do motorista, especificamente, a posição do seletor de modo de condução 452, a posição do pedal de freio  
10 454 e a posição do pedal de acelerador 456. O controlador por computador também monitora a velocidade do eixo motor de motor 458 para determinar se ajustes precisam ser feitos para mudança da velocidade do eixo motor 458. Quando as entradas de motorista 452, 454, 456 indicam uma mudança desejada na velocidade de eixo motor 458, o controlador por computador  
15 determina (a) a vazão de combustível para o motor 460 como uma medida indireta de velocidade do motor, (b) o valor de pressão hidráulica 462 na bomba e no motor e as posições de (c) a placa oscilante de bomba 464a e (d) da placa oscilante de motor 464b.

          O controlador por computador 450 então usa um algoritmo pre-  
20 determinado para a obtenção da mudança desejada na velocidade de eixo motor 458 mais eficientemente. Isto é realizado ao se fazerem uma ou mais das mudanças a seguir: o controlador por computador 450 pode ajustar o estrangulamento de motor 466 para mudança da vazão de combustível para o motor 460, e/ou pode ajustar as servoválvulas de placa oscilante 470 para  
25 ajuste das posições de uma ou ambas as placas oscilantes de bomba e de motor 464a, 464b.

Um veículo que incorpora uma transmissão da presente invenção preferencialmente tem os recursos a seguir:

1. Quando o seletor de modo de condução é movido de "Park"  
30 para "Drive" ("Condução") ou "Neutral" ("Ponto Morto"), mas o freio ainda está sendo aplicado, o sistema evita qualquer acúmulo de pressão hidráulica no sistema de laço fechado ao manter a placa oscilante de bomba na posi-

ção a 0°.

2. Quando o seletor de modo de condução é movido de "Park" para "Drive" ou "Neutral" e a pressão é removida do pedal de freio, a placa oscilante de bomba ainda permanece em 0°, e a placa oscilante de motor permanece em +25°. Desde que a placa oscilante de bomba permaneça em 0°, todo o fluido no laço fechado permanece na condição de "nenhum fluxo". Isto mantém o eixo motor de roda em uma posição "travada", provendo um recurso de "manter em ladeira". Caso o veículo esteja em uma subida de ladeira ou de descida de ladeira extrema, onde o veículo é movido por gravidade, apesar do eixo motor traseiro travado, a placa oscilante de bomba é comandada para aumentar o fluxo de fluido ligeiramente para uma direção + ou - para manter a velocidade do veículo em 0 MPH (0 km/h).

3. Quando o seletor de modo de condução está em "Drive" e o freio não está sendo aplicado, desde que o acelerador esteja sendo pressionado, pedindo mais pressão hidráulica/torque do que é requerido para vencer o torque de resistência trator, o ângulo da placa oscilante de bomba é aumentado de forma permanente na direção +, movendo-se o fluido para o motor e aumentando-se sua rotação e a rotação do eixo motor de veículo, acelerando-se o veículo. Sob estas condições, o veículo continua a acelerar até a pressão hidráulica/o torque ser igual ao torque de resistência trator das rodas do veículo sobre o terreno. Se a pressão no acelerador for diminuída, pedindo um ponto de regulagem de pressão mais baixo, o ângulo da placa oscilante de bomba será reduzido para diminuição da aceleração do veículo, até o ponto de regulagem ser atingido.

Uma transmissão da presente invenção fundamentalmente muda a forma como um automóvel responde a entradas de motorista. Em um automóvel com uma transmissão padrão ou automática por engrenagens, quando o motorista pede uma aceleração ao pressionar o acelerador, a potência é aumentada para o eixo motor de roda pelo aumento da velocidade do motor. Mediante uma aceleração continuada, quando o motor atinge uma certa velocidade alta, a transmissão muda para uma marcha mais alta, automaticamente ou através da embreagem pela entrada de motorista, e a ve-

locidade do motor cai. Em um automóvel com uma transmissão sem engrenagens da presente invenção, quando o motorista pede uma aceleração ao pressionar o pedal de acelerador, a potência é aumentada pela mudança da relação de placa oscilante na transmissão, e a velocidade do motor permanece constante. Mediante uma aceleração continuada, apenas quando a relação de placa oscilante atinge um certo valor, a velocidade do motor é aumentada para a provisão de mais potência.

Uma vez que a hidráulica de uma transmissão da presente invenção provê um torque de trabalho a rpms de motor muito baixas, um veículo de motor à gasolina incorporando a presente invenção no lugar da transmissão de conversor de torque original de veículo opera a velocidades de motor muito mais baixas. Este recurso é devido às eficiências notáveis que são obtidas pelo uso de máquinas hidráulicas tendo blocos de cilindro estacionários e placas oscilantes rotativas que variam através de um contínuo preferível de pelo menos  $-25^\circ$  a  $+25^\circ$ .

Uma transmissão da presente invenção é capaz de variar a velocidade do eixo motor com mudanças mínimas na velocidade do motor. Assim, a presente invenção permite que a velocidade do motor permaneça em uma faixa relativamente estreita de baixa a moderada, onde a combustão em motores de HCCI é controlada mais facilmente. Uma transmissão da presente invenção é altamente compatível com uma implementação de motores de HCCI mais eficientes em termos de combustível em veículos movidos à gasolina.

A bomba - motores da presente invenção preferencialmente não usam "dogbones". Eles preferencialmente têm um "escape de combustão" mínimo, o qual preferencialmente é de menos de 3,785 l/min (1 galão por minuto). Preferencialmente eles são conectados em um "laço fechado". A bomba - motores preferencialmente têm uma placa oscilante dividida tradicional, modificada pela adição de mancais para suporte da porção de oscilador apenas de natação no membro de rotor de natação/rotação. Em uma modalidade da presente invenção, estes mancais são mancais de agulha. Preferencialmente eles têm um sistema de válvula mecânico. Cada bomba -

motor preferencialmente inclui uma placa de sujeição orientada por uma pluralidade de molas, cada mola sendo posicionada, respectivamente, de forma circunferencial em torno do calço deslizante associado ao cabeçote de cada pistão. Esta combinação de uma placa oscilante dividida e um elemento de

5 sujeição reduz significativamente a velocidade superficial do movimento relativo entre os calços e a placa oscilante e, desse modo, resulta em um desgaste reduzido e custos e em um aumento significativo na eficiência de máquina.

Exemplo: Instalação e Avaliação de Transmissão Completamente Hidráulica

10 em Chevy Tahoe 2004.

Para demonstração da natureza modular e para quantificação da eficiência de combustível de uma transmissão completamente hidráulica da presente invenção, a transmissão automática de um Chevrolet Tahoe 2004 foi removida e uma transmissão da presente invenção foi instalada em seu

15 lugar.

O conjunto motopropulsor do veículo consistia em um motor V8 GM 5.3L diretamente acoplado através de uma engrenagem não de redução a uma transmissão variável infinitamente. A transmissão consistia em uma bomba hidráulica e um motor acoplados apenas pelo fluxo hidráulico. A

20 bomba, acionada pelo motor, produzia o fluxo controlado de placa oscilante necessário que foi dirigido para o motor hidráulico. O motor, pela posição de sua placa oscilante e ao ser diretamente acoplado ao eixo motor para as rodas motoras do veículo, produziu o torque necessário em reação ao torque de resistência da roda motora.

25 As entradas a seguir dos módulos de controle de veículo para o controlador de transmissão infinitamente variável foram usadas:

1. O seletor de modo de condução com Park, Reverse (Ré), Neutral, Drive e Park Lock (Estacionado Travado).

2. O sensor de posição de pedal de acelerador para indicação

30 do motorista da potência desejada.

3. Comutadores de marcha lenta desligada para controle redundante com o pedal de motorista em uma posição plenamente desligada.

4. Sensor de pedal de freio para indicação de motorista de redução acelerada de velocidade.

Os componentes de transmissão a seguir foram instalados para entradas para o controlador por computador:

5                   1. Três transdutores de pressão hidráulica para monitoração da pressão alta de bomba, motor e pressão de circuito de carga.

2. Dois sensores de velocidade para monitoração da entrada de transmissão a partir do motor e velocidades de saída para o eixo motor tra-seiro.

10                   3. Dois medidores de fluxo de combustível para suprimento e retorno do motor.

4. Um LVDT de duas posições de placa oscilante de bomba e de motor.

5. Um medidor de fluxo de circuito de carga hidráulico.

15                   As saídas do controlador por computador:

6. Válvula solenóide de segurança hidráulica de alta pressão.

7. Duas servoválvulas de placa oscilante de bomba e de motor de alta pressão.

20                   As várias regulagens de ângulo de pedal de acelerador/placa oscilante calculadas pelo controlador por computador são todas inicialmente calculadas e, depois disso, testadas com dados de dinamômetro. Para o protótipo, os cálculos iniciais regularam a pressão em 1,379 MPa (200 psi) para condições de marcha lenta de motor, acumulando até um máximo de 26,2 MPa (3.800 psi), com um torque de 226,42 N-m (167 lb-pés) por cada varia-

25                   ção de 6,895 MPa (1.000 psi) de pressão diferencial. Para o veículo Tahoe de protótipo, os cálculos preliminares indicam limites de faixa de rpm de motor de 750 a 2.200, com limites de relação de transmissão de 25:1 (baixa - baixa) para 0,67:1 (sobremarcha). A intenção deste projeto de protótipo é

30                   manter o motor operando em sua rpm mais baixa, enquanto se mantém um torque adequado para todos os testes da EPA. Uma vez que, para uma dada quantidade de torque desejada, o motor pode produzir aquela quantidade por uma faixa de rpm e valores de envio de combustível, os algoritmos de

controlador por computador são selecionados para a obtenção de uma economia de combustível mais alta.

5 Deve ser indicado que, embora se pretenda que esta invenção seja usada de forma modular para a substituição de transmissões existentes em veículos com motor à gasolina, ela é usável como uma unidade instalada de fábrica e em veículos com motor a diesel também.

10 Nesse sentido, caso a invenção seja usada com um veículo que já tenha ou possa substituir de forma modular, seu motor à gasolina de alta velocidade pelo motor de velocidade mais baixa/torque mais alto, tal como aquele prevalecente nos anos 60 e 70, o aumento na eficiência de gasolina será notadamente maior.

15 Assim, uma transmissão da presente invenção não apenas é de peso mais leve, mais simples e menos dispendiosa de se construir, mas também permite que o mundo retenha sua imensa infra-estrutura de motor a gasolina, enquanto melhora o consumo de combustível comparável àquele o qual poderia ser obtido com motores a diesel, desse modo se obtendo muita conservação necessária de energia, sem uma perturbação concomitante na alocação de combustível mundial.

20 A presente invenção abre a possibilidade de a indústria automotiva retornar para motores de velocidade mais baixa/torque mais alto comprovados, permitindo que os melhoramentos resultantes de eficiência sejam obtidos com motores mais leves e de custo menor.

25 Assim sendo, é para ser compreendido que as modalidades da invenção aqui descritas são meramente ilustrativas da aplicação dos princípios da invenção. Não se pretende que uma referência aqui aos detalhes das modalidades ilustradas limite o escopo das reivindicações, as quais em si recitam aqueles recursos considerados como essenciais para a invenção.

## REIVINDICAÇÕES

1. Transmissão modular adaptável para uso em um veículo que tem um motor (401, 401a, 460), um acelerador (456) para indicar variações desejadas na velocidade de veículo, um freio (454) para indicar reduções desejadas na velocidade de veículo, e um acionamento de saída (417, 422, 426, 458) para acionamento das rodas do veículo (405a-d), a referida transmissão compreendendo:

- uma pluralidade de máquinas hidráulicas (110, 110', 210, 310, 400, 406, 410, 412, 468), cada uma tendo um eixo de rotação (130, 402, 416), pistões alongados (116, 116', 216, 316) que alternam no interior dos cilindros (114, 214, 314) formados em um bloco de cilindro estacionário (112, 212, 312), e uma placa oscilante ajustável angularmente (126, 226, 326, 404, 414, 464a-b), os referidos pistões tendo um curso que é variável até um máximo predeterminado por um ajuste angular da referida placa oscilante;

- as referidas máquinas hidráulicas respectivamente sendo (a) operáveis como uma bomba hidráulica com o referido respectivo eixo da bomba hidráulica sendo rotacionado pelo motor do referido veículo; (b) operável como um motor hidráulico com o referido respectivo eixo de motor hidráulico sendo operativamente conectado para rotacionar o referido acionamento de saída do veículo, e (c) interconectadas em um laço fechado hidráulico;

caracterizada pelo fato de que a transmissão ainda compreende:

- um controlador (450) para determinação da velocidade relativa do referido acionamento de saída do veículo, o referido controlador sendo operável seguindo-se à iniciação de operação do referido motor de veículo e respondendo a:

- a velocidade do referido eixo de bomba hidráulica;
- a velocidade do referido eixo de motor hidráulico; e
- as variações desejadas na velocidade do veículo, conforme

indicado pela operação do referido acelerador e do referido freio; e

o referido controlador determinando:

- o referido ajuste angular da placa oscilante da referida bomba

hidráulica;

- o referido ajuste angular da referida placa oscilante do referido motor hidráulico; e

- a velocidade do referido motor;

- 5 - o referido controlador modificando a operação do referido veículo de acordo com as referidas variações desejadas na velocidade do veículo, conforme indicado pela operação do referido acelerador e do referido freio, enquanto se compensam mudanças na carga de veículo e variações no terreno sendo atravessado pelo veículo e automaticamente ajustar a velocidade do referido motor para maximização de parâmetros predeterminados relacionados à economia de combustível.
- 10

2. Transmissão modular, de acordo com a reivindicação 1, caracterizada pelo fato de que o referido controlador varia:

- um aumento infinitamente variável na velocidade do referido acionamento de saída do veículo em relação ao referido eixo de bomba hidráulica, até a referida relação atingir a unidade; e
- 15

um aumento infinitamente variável na velocidade do referido acionamento de saída do veículo em relação ao referido eixo de bomba hidráulica, após a referida relação atingir a unidade;

- 20 desse modo se maximizando os referidos parâmetros predeterminados relacionados à economia de combustível por toda a operação do veículo, incluindo durante condições de sobremarcha após a referida relação atingir a unidade.

3. Transmissão modular, de acordo com a reivindicação 1, caracterizada pelo fato de que quando o referido controlador é operável seguindo-se à iniciação de operação do referido motor de veículo, as referidas variações desejadas de velocidade de veículo, conforme indicado pela operação do referido acelerador e do referido freio, resultam em variações na velocidade do referido veículo que não estão diretamente relacionadas a mudanças na velocidade do referido motor e a referida velocidade de motor é determinada pela referida transmissão modular.
- 25
- 30

4. Transmissão modular, de acordo com a reivindicação 1, ca-

racterizada pelo fato de que o motor é um motor do tipo de ignição por compressão de carga homogênea.

5. Transmissão modular , de acordo com a reivindicação 1, caracterizada pelo fato de que:

5 o referido veículo é um automóvel compreendendo um eixo motor do motor acionado pelo motor e um eixo de acionamento de roda para acionar uma pluralidade de rodas para deslocar o automóvel;

elemento de acionamento da referida bomba hidráulica é acionado pelo referido eixo motor de motor;

10 elemento de acionamento da referido motor hidráulico transmite torque e potência para o referido eixo motor de roda; e

quando o referido motor é operado a uma velocidade relativamente constante, e relativamente em baixas rotações por minuto (RPM), a referida bomba hidráulica e o referido motor hidráulico fornece torque suficiente e potência ao referido eixo motor de roda do automóvel para deslocar o automóvel de uma parada estacionária para velocidades de auto-estrada em uma sinalização de aceleração contínua sem alteração de nenhum tipo de engrenagem intermediária.

6. Método de controle de potência para um eixo motor de roda caracterizado pelo fato de que um automóvel que tem um motor, um seletor de modo de condução, um pedal de acelerador, um pedal de freio e uma transmissão compreendendo bomba que tem um ângulo ajustável de placa oscilante de bomba e um motor hidráulico que tem um ângulo ajustável de placa oscilante de motor, o método compreendendo as etapas de:

25 a) medição de uma posição de seletor de modo de condução, de uma posição de pedal de acelerador e uma posição de pedal de freio;

b) medição de uma velocidade de motor e de uma velocidade de automóvel; e

30 c) controle do ângulo de placa oscilante de bomba e do ângulo de placa oscilante de motor com base na posição de seletor de modo de condução, na posição de pedal de acelerador, na posição de pedal de freio, na velocidade de motor e na velocidade de automóvel, enquanto se mantém

uma velocidade de motor constante dentro de valores predeterminados do ângulo de placa oscilante de bomba e do ângulo de placa oscilante de motor.

5 7. Método, de acordo com a reivindicação 6, caracterizado pelo fato de que ainda compreende as etapas de:

d) aumento da velocidade do motor, apenas quando o ângulo de placa oscilante de bomba e o ângulo de placa oscilante de motor atingirem valores predeterminados e mais potência para o eixo motor de roda for requerida; e

10 e) diminuição da velocidade do motor apenas quando a velocidade do motor estiver acima de ponto morto e menos potência para o eixo motor de roda for requerida.

15 8. Método, de acordo com a reivindicação 6, caracterizado pelo fato de que o motor tem um eixo motor auxiliar que se estende a partir da dianteira do e acionado pelo motor e um eixo motor principal que se estende a partir da traseira e é acionado pelo motor, o método compreendendo ainda as etapas de:

20 f) acionamento da bomba hidráulica em um laço fechado com o motor hidráulico, usando-se o eixo motor auxiliar para a produção de uma saída hidráulica a partir do motor hidráulico;

g) acoplamento mecânico da saída hidráulica ao eixo motor de roda para a provisão de potência para o eixo motor de roda; e

25 h) variação infinita da potência para o eixo motor de roda pelo ajuste de um ângulo de placa oscilante de bomba e do ângulo de placa oscilante de motor.

30 9. Método, de acordo com a reivindicação 8, caracterizado pelo fato de que ainda compreende a etapa de acoplamento mecânico do eixo motor principal ao eixo motor de roda, onde a saída hidráulica e a saída do eixo motor principal são mecanicamente combinadas para a produção de uma saída de transmissão para a provisão de potência para o eixo motor de roda.

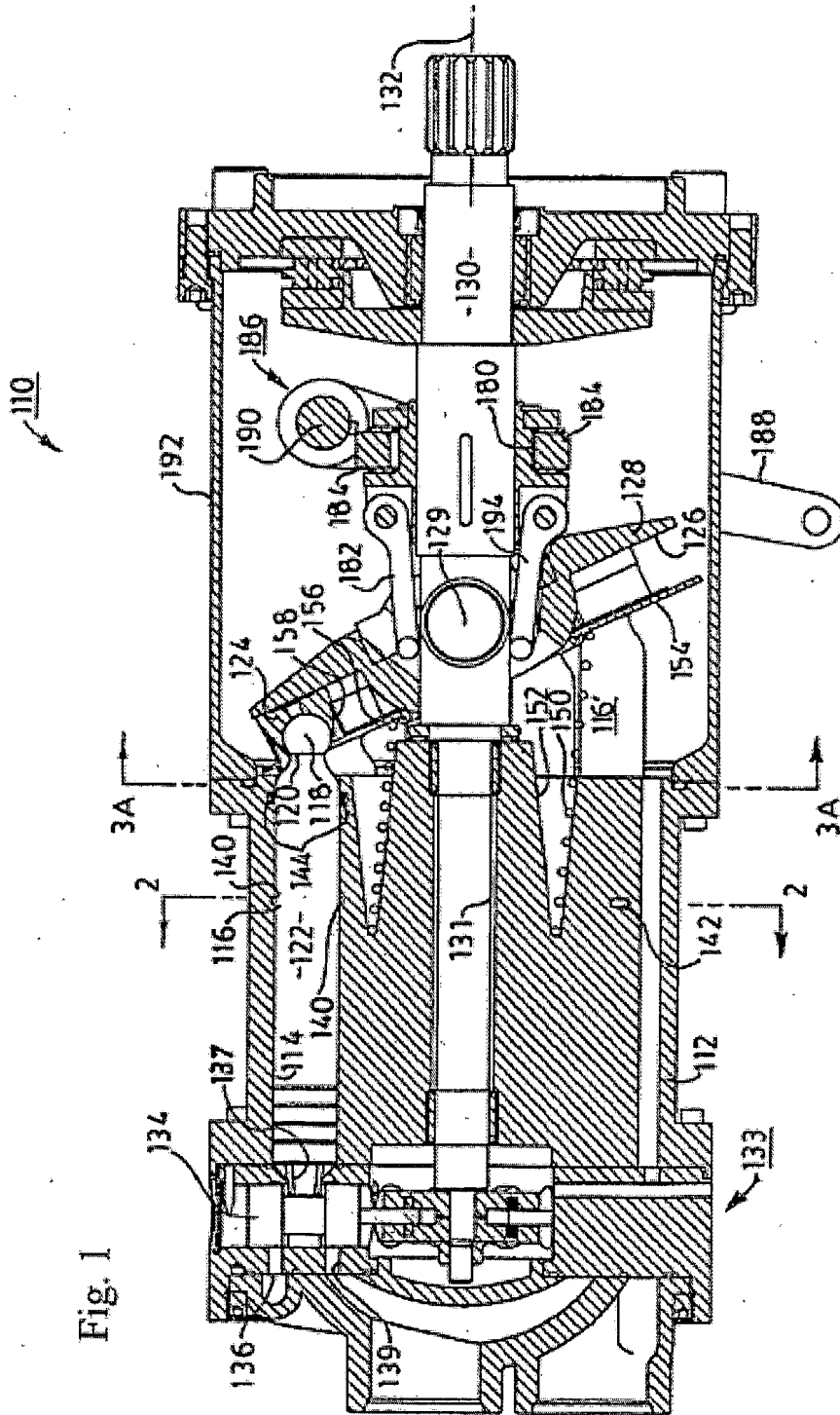


Fig. 1

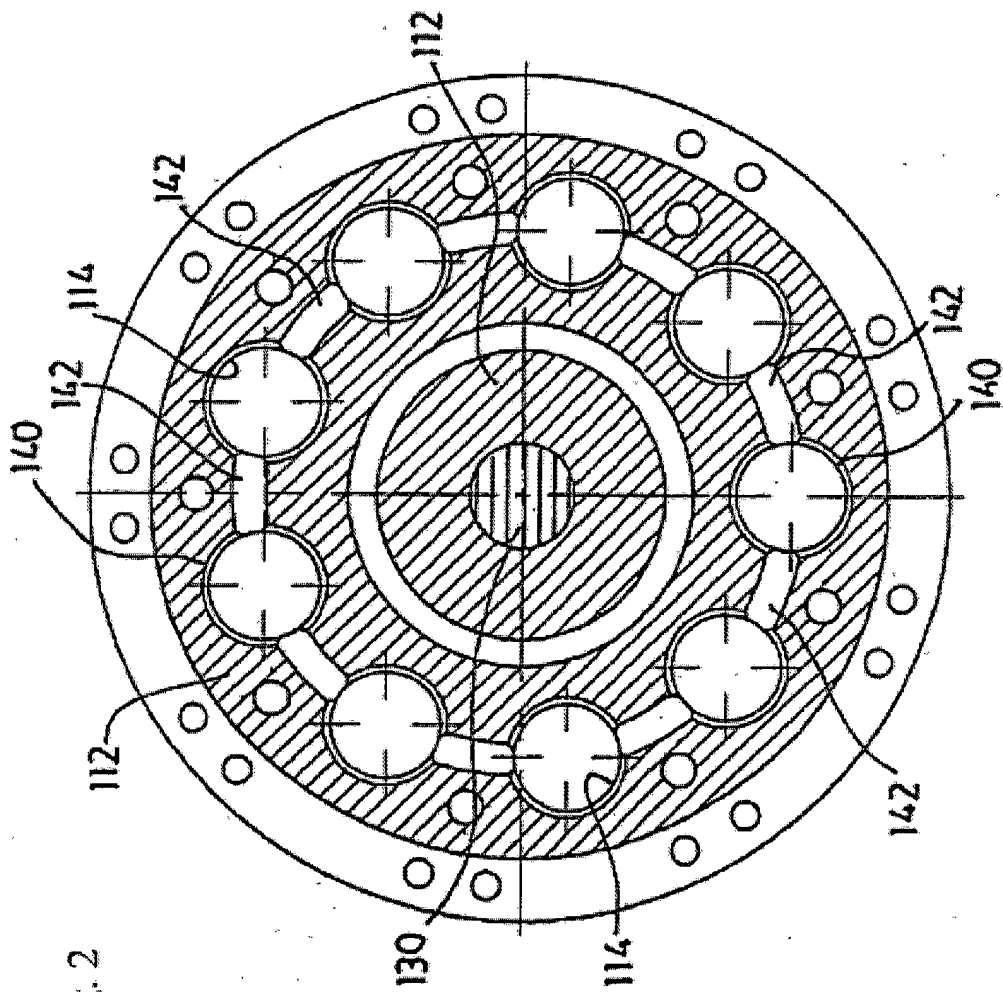


Fig. 2

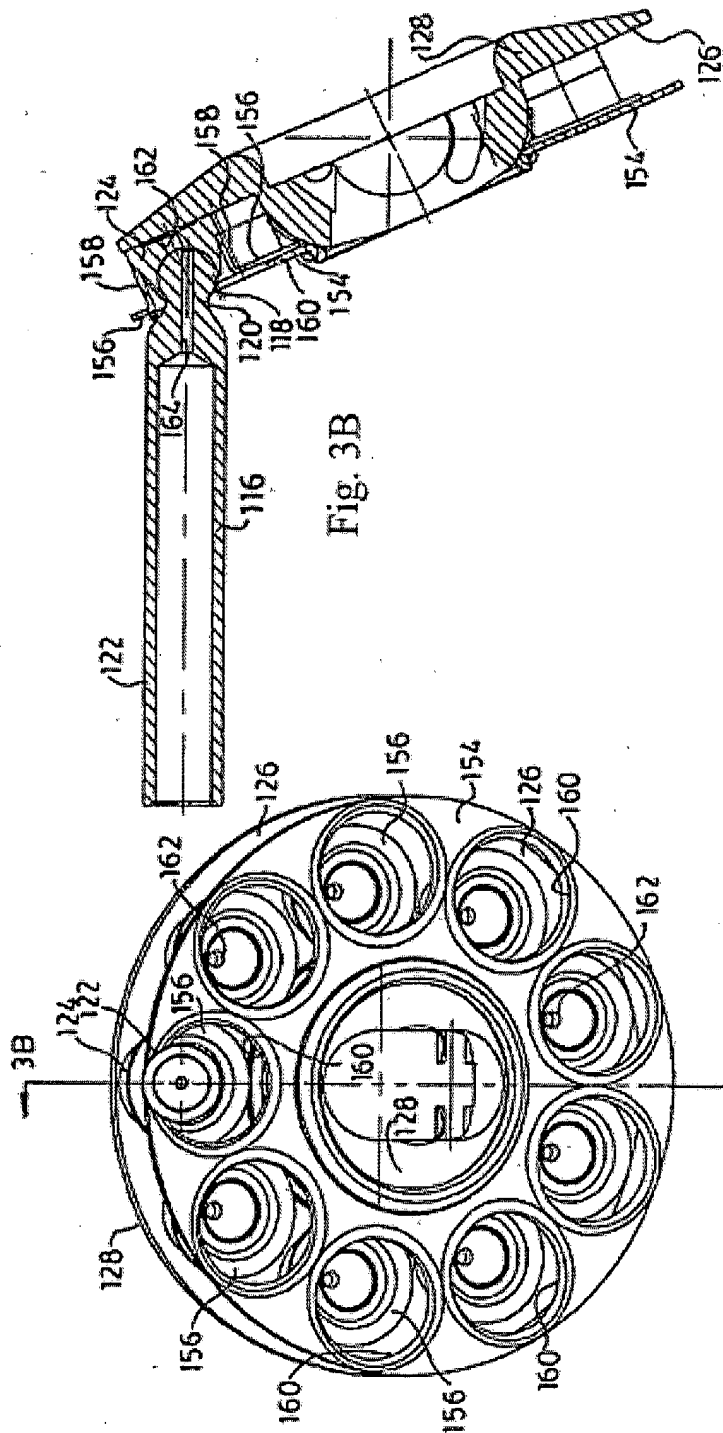
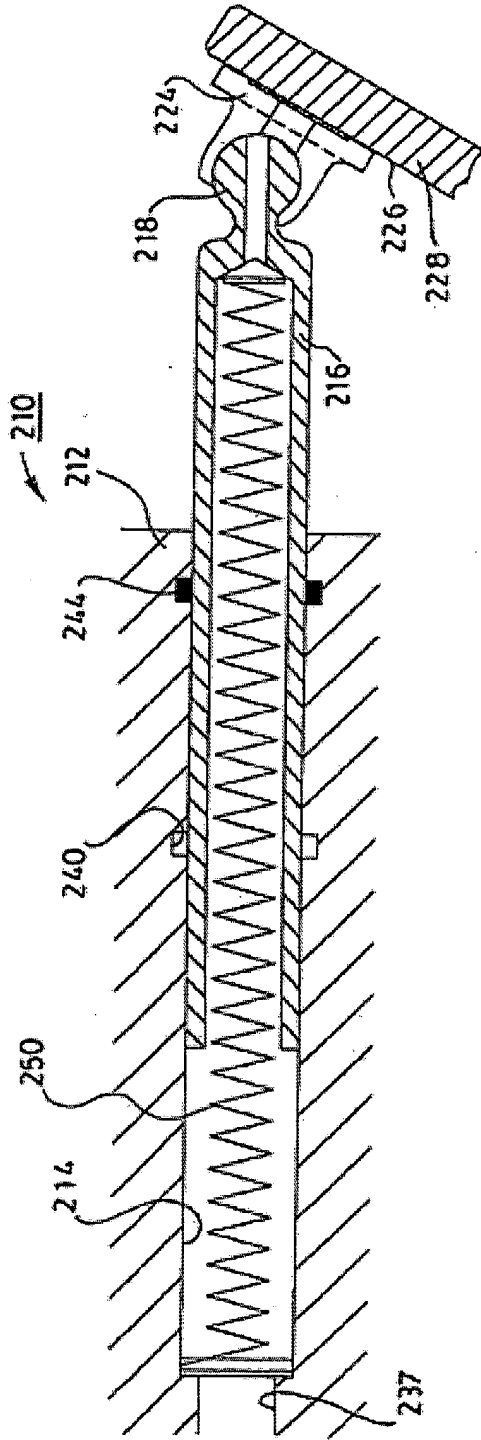


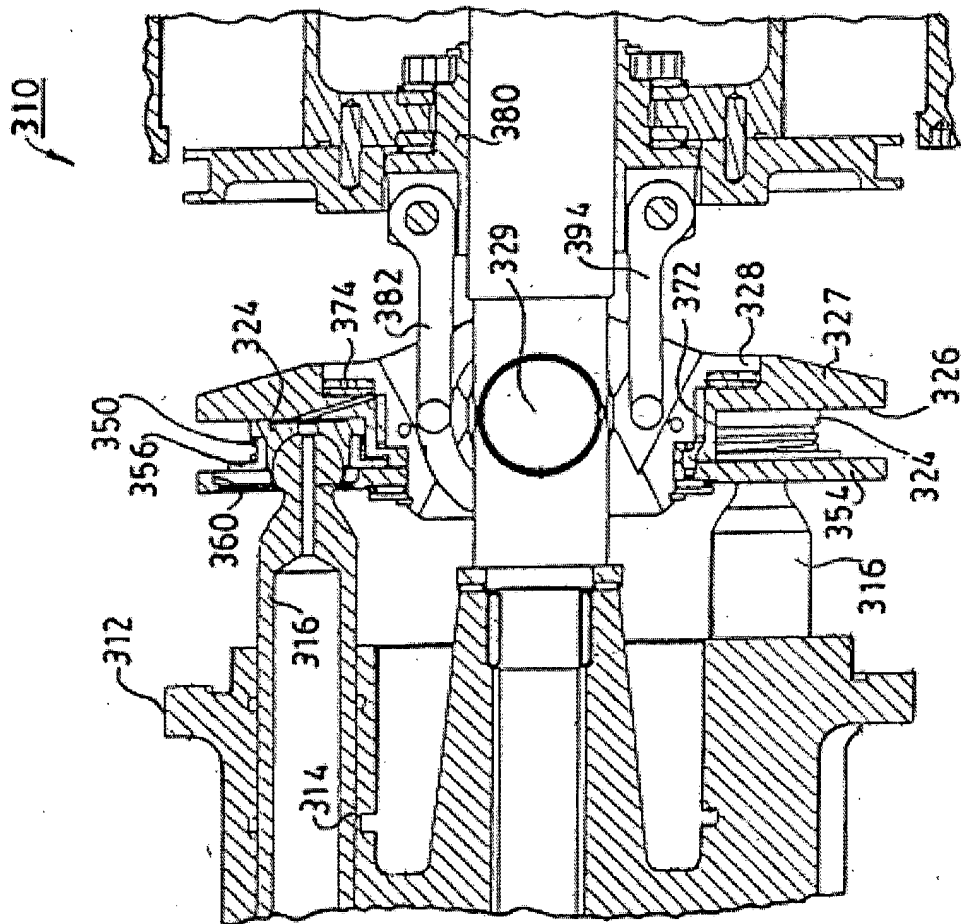
Fig. 3B

Fig. 3A

Fig. 4



232



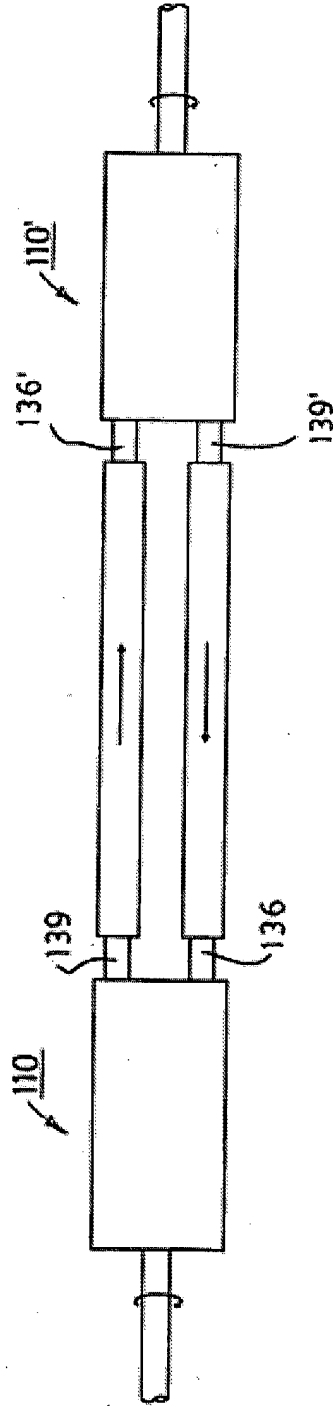


Fig. 6

Fig. 7A

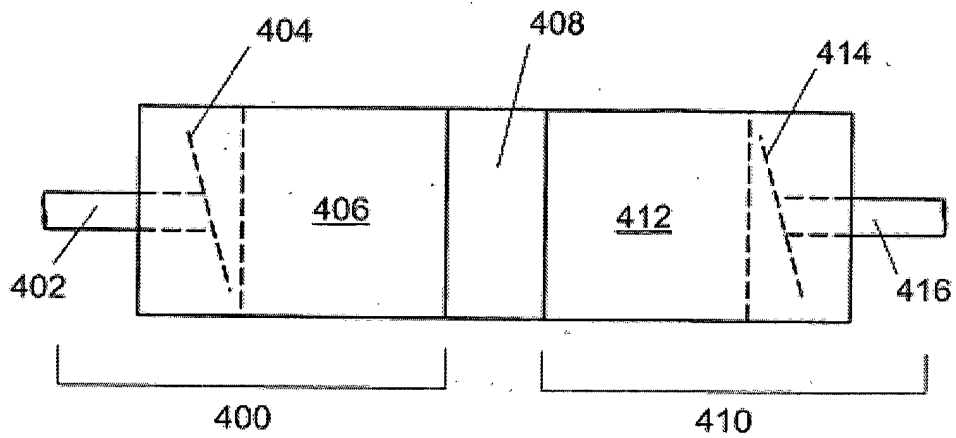


Fig. 7B

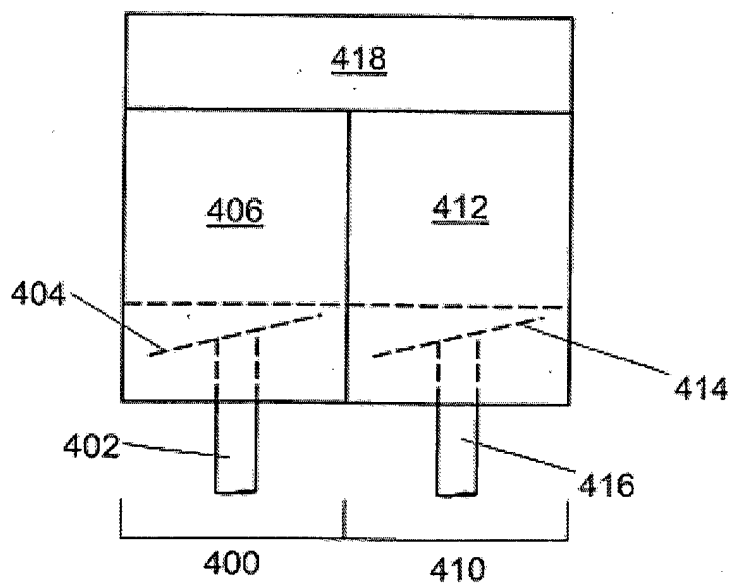


Fig. 8A

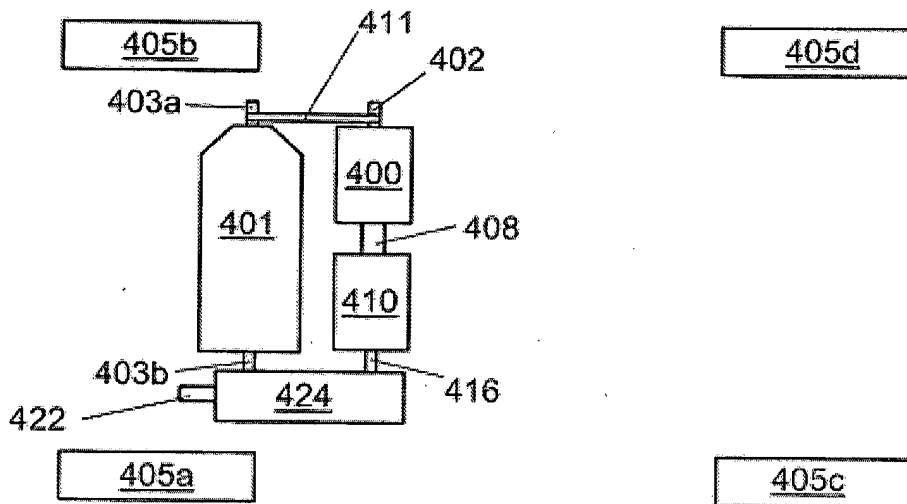


Fig. 8B

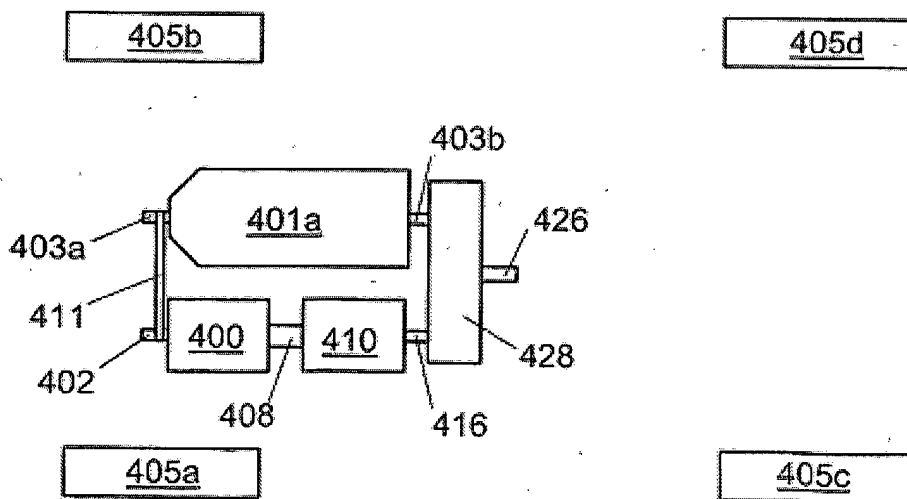


Fig. 9A

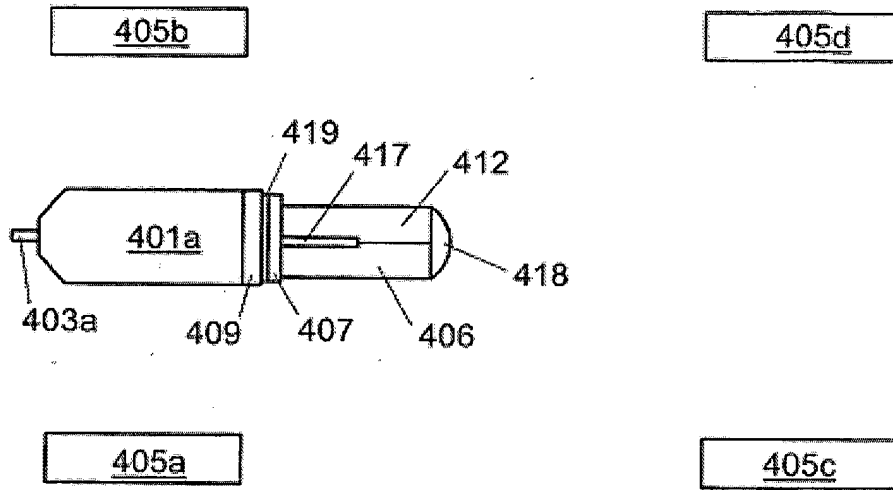


Fig. 9B

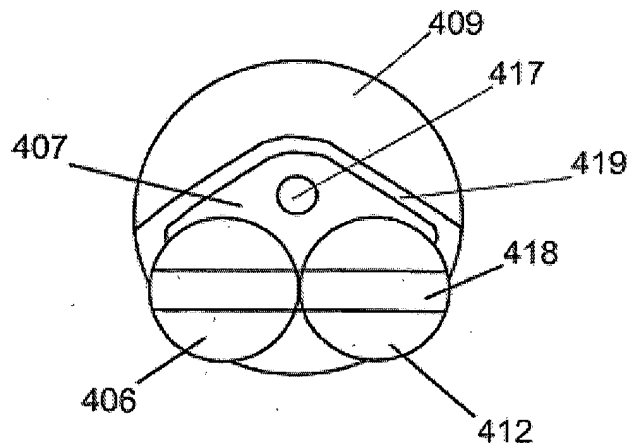
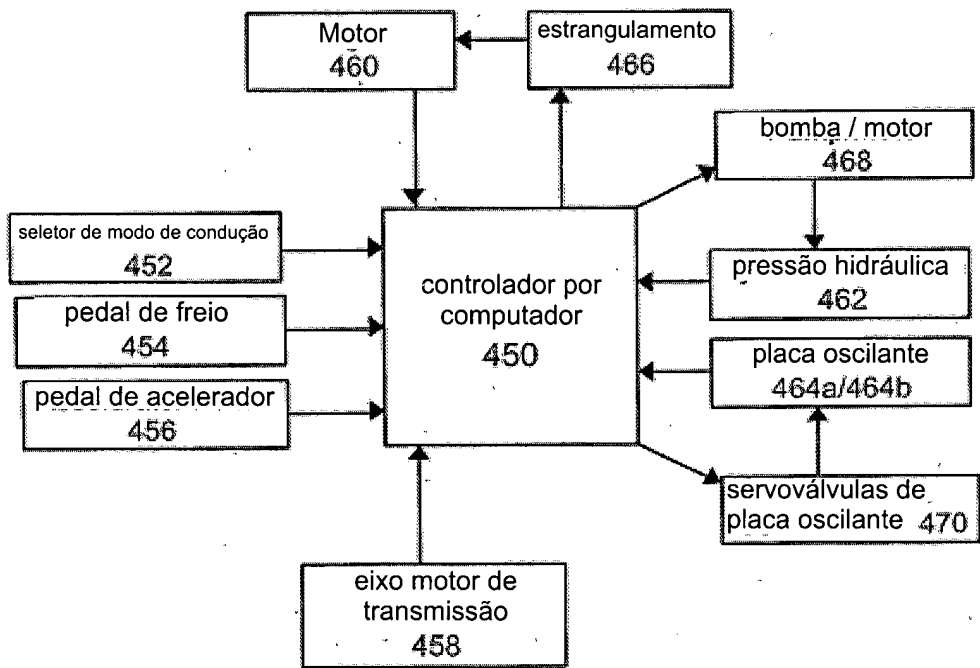


Fig. 10



**RESUMO**

Patente de Invenção: **"TRANSMISSÃO MODULAR ADAPTÁVEL E MÉTODO DE CONTROLE DE POTÊNCIA"**.

A presente invenção refere-se a transmissão modular que usa  
5 apenas um par de máquinas hidráulicas pequenas e leves (110, 110', 210, 310, 400, 406, 410, 412, 468) de eficiência volumétrica notadamente melho-  
rada com pistões(116, 116', 216, 316) tendo porções de corpo (122) subs-  
tancialmente tão longas quanto o comprimento axial dos respectivos cilin-  
dros (114, 214, 314) nos quais eles alternam. As duas máquinas hidráulicas  
10 operam em um laço fechado, uma sendo usada como uma bomba acionada  
pelo motor do veículo, e a outra usada como um motor. Cada máquina tem  
uma placa oscilante plenamente articulável (126, 226, 326, 404, 414, 464a-  
b). Pelo controle em computador, os ângulos das placas oscilantes das duas  
máquinas são infinitamente variados para a provisão de uma relação ótima  
15 de velocidade de motor/roda para todas as condições a partir da partida, da  
condução urbana, da subida de ladeira variada de acordo com carga e incli-  
nação, e sobremarcha para auto-estrada. Esta operação completa de veícu-  
lo é obtida, enquanto o motor do veículo continua a operar a velocidades  
relativamente constantes e rotações por minuto (RPM) relativamente baixas.