

Figura 2.18. Cursos diferentes para o par de válvulas (LEVIN e SCHECHTER, 1996).

- iii. Restrição no escoamento dos gases de exaustão: em alguns casos, pode ser desejado restringir o escoamento dos gases de exaustão. Se isto for realizado, é possível reter no cilindro a última porção dos gases da queima que contém alta concentração de hidrocarbonetos não queimados. Uma redução no curso da válvula de exaustão pode efetuar este papel (LEVIN e SCHECHTER, 1996).

2.6.4 Estabilidade em regimes sem carga - ociosos

- i. Melhorias na estabilidade: a estabilidade em regimes de trabalho ocioso, ou seja, sem carga, é afetada diretamente pelos gases residuais no cilindro. Todavia a presença de uma parcela de gases residuais no início do ciclo de admissão não pode ser evitada, mas pode ser diminuída ajustando os tempos do fechamento da válvula de exaustão e a correspondente abertura da válvula de admissão (sobreposição). Assim, uma quantidade mínima de gases residuais pode ser obtida, o que contribui diretamente para a estabilidade do motor (ASHHAB, 2003; LEVIN e SCHECHTER, 1996).
- ii. Redução no consumo de combustível; a possibilidade do ajuste fino da sobreposição das válvulas, assim como do curso das válvulas possibilita ao motor, quando operando sem carga, funcionar em velocidades menores. Isto contribui para redução de combustível em regimes ociosos na ordem de 30% (GERR, 2004; TSAO, 2000).

2.6.5 Variação na velocidade da válvula

i. Melhoria na eficiência volumétrica: num MCI convencional com comando de válvulas, a abertura e o fechamento das válvulas obedecem ao perfil do came, o que induz a rotações graduais que representam grande parte do evento de movimento da válvula. As velocidades estão rigidamente atreladas ao movimento do virabrequim, então velocidades maiores são obtidas apenas quando o motor está em alta velocidade. Ao contrário disto, o movimento da válvula num motor *camless* pode ser extremamente rápido, a qualquer momento, e independente da velocidade do motor. A abertura e fechamento num motor *camless* representam apenas uma parcela pequena do evento total das válvulas. Conseqüentemente, um gráfico do curso da válvula versus ângulo do virabrequim como na figura 2.19, apresenta uma estrutura quase retangular para baixas rotações e em altas rotações aparentariam estruturas trapezoidais. Em ambos os casos o tempo em que a válvula permanece aberta durante o evento aumenta significativamente contribuindo para o aumento da eficiência volumétrica em altas rotações assim como aumento do torque (LEVIN e SCHECHTER, 1996).

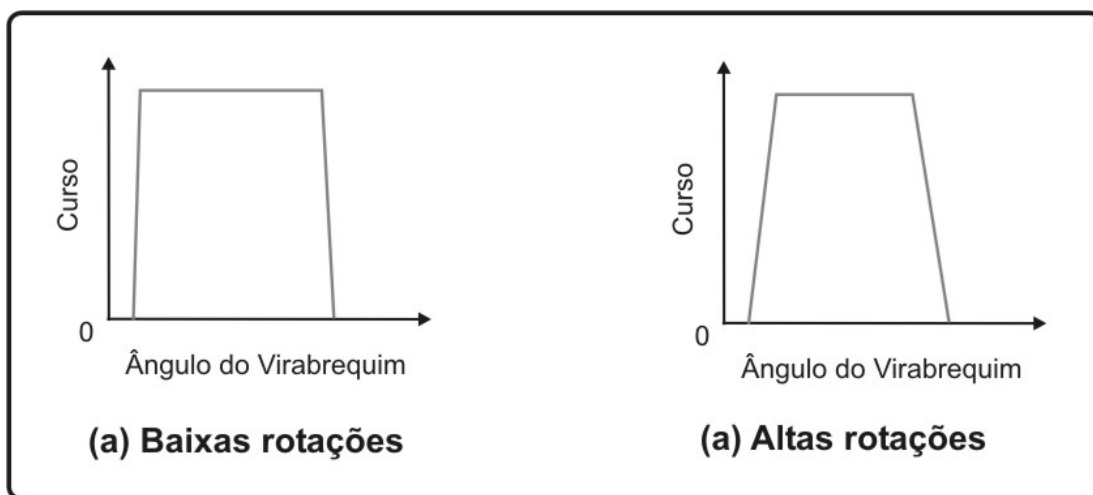


Figura 2.19. Perfil da curva de posição para diferentes velocidades em motores camless (KATHERINE et al, 2003).

ii. Redução no consumo energético: segundo Schechter (1996) o consumo de energia na atuação das válvulas mecatrônicas pode ser atrelado a real necessidade de motor. Utilizando-se de estratégias de controle inteligente pode-se minimizar o consumo energético dos atuadores. Se a rotação do motor é baixa, por exemplo, pode-se diminuir

a velocidade de atuação da válvula ou até mesmo o curso o que reduz a energia necessária para atuação.

2.6.6 Resposta ciclo a ciclo

O torque do motor é diretamente influenciado pela quantidade de mistura ar-combustível direcionada para cada cilindro. Num motor com ICE equipado com sistema de injeção de combustível multiponto, o sistema de injeção eletrônica pode ajustar a quantidade de combustível para valores mínimos em regimes ociosos e valores máximos para regimes de alto carregamento. Todavia, a quantidade de ar introduzido no cilindro para produzir a queima não pode ser alterada rapidamente devido ao tempo de resposta da válvula reguladora de vazão. Um outro fator é o tempo de resposta para aumento da pressão no coletor de admissão dado um aumento abrupto no carregamento. Vários ciclos se passam até o motor atingir a pressão necessária para a nova demanda, e por consequência, nesta faixa de transição a resposta rápida do sistema de injeção é desperdiçada, pois a variação da pressão de ar não acompanha a do sistema de injeção de combustível. Esta deficiência pode ser retificada controlando eletronicamente a válvula de admissão no intuito de variar a carga de ar no cilindro. A válvula borboleta pode ser eliminada e o controle realizado totalmente através do controle das válvulas. O tempo de resposta das válvulas mecatrônicas pode ser associado ao tempo de resposta do sistema de injeção criando uma resposta ciclo a ciclo, o que representa uma grande melhoria em regimes transientes (JALILI, 2003, TSAO, 2000).

2.6.7 Desativação das válvulas

- i. Desativação de cilindro: desativando algum cilindro do motor, os cilindros restantes continuam operando com carga maior para manter a potência anterior à desativação reduzindo o consumo específico de combustível. Num motor *camless* o controle por software pode desativar qualquer par de válvulas (admissão e exaustão) através de simples comandos elétricos associados às válvulas controláveis. Isto também se aplica aos injetores de combustível. A desativação individualizada e seletiva das válvulas e

bicos injetores efetivamente atua na distribuição de cargas no motor. Apenas uma pequena quantidade de gases residuais é deixada no cilindro visando manter baixas pressões internas reduzindo o atrito. A possibilidade de desativação do cilindro baseado na demanda resulta em melhorias significativa no consumo de combustível e emissões de gases para atmosfera. Segundo Dresner e Barkan (1989) melhorias no consumo de combustível na ordem de 40% podem ser obtidas em regimes ociosos ou em baixas velocidades. Uma redução significativa de 40% em emissões de hidrocarbonetos e 47% em emissões de CO podem ser obtidas em regimes ociosos (ASHHAB, 2003).

- ii. Variação no padrão de escoamento de ar: em motores *camless* com duas válvulas de admissão por cilindro o padrão de escoamento de ar pode ser alterado desativando uma das válvulas do par. A operação com duas válvulas favorece o melhor preenchimento particularmente em altas rotações, assim como a operação com uma válvula favorece o efeito redemoinho melhorando a mistura (VAN BASSHUYSEN, 2004; LEVIN e SCHECHTER, 1996).
- iii. Controle de detonação: ocasionalmente pode ocorrer a falta de detonação em um dos cilindros do motor por uma série de razões. Quando isto ocorre, o carregamento de gases não queimados passa através do sistema de exaustão podendo entrar em ignição no catalisador, trazendo sérios danos a este dispositivo. A desativação seletiva de válvulas pode ser utilizada para prevenir estes eventos. Num motor *camless* com sensores de detonação, a falta de explosão pode ser detectada e o sistema de controle não abriria a válvula de exaustão retendo a mistura não queimada dentro do cilindro. A admissão do ciclo subsequente seria anulada com a não abertura da válvula de admissão. Restabelecida a queima, o sistema retornaria a operação normal (TSAO, 2000).
- iv. Redução do torque no Virabrequim: o giro da manivela com alguns cilindros desativados (com válvulas abertas e injetores desativados) reduz substancialmente o torque do virabrequim especialmente na partida do motor. Esta possibilidade reduz a demanda de potência do arranque elétrico do veículo, o que ensejaria a possibilidade de usar o alternador para realizar as duas funções (TSAO, 2000).
- v. Variação na seqüência de detonação: num motor *camless* a seqüência de detonação pode ser alterada baseada na vibração do motor. A vibração varia com a velocidade do motor

podendo ser mais elevada para determinadas faixas operacionais. Num motor com controle de válvulas poderíamos ajustar a seqüência de detonação dos cilindros baseado em regimes diferenciados de vibração. Seria possível, por exemplo, ajustar a seqüência de detonação nos cilindros em 1-3-4-2 ou 1-2-4-3 apenas com alterações nos sinais elétricos, possibilidade esta é impraticável em motores convencionais (LEVIN e SCHECHTER, 1996).

2.6.8 Variação na frequência de ativação

Um motor *camless* pode desativar válvula ou até mesmo cilindro por períodos tão rápidos quanto a duração de um ciclo. A habilidade de não promover a detonação nos cilindros individualmente, especialmente em regimes de baixas carga pode ser utilizada para reduzir consumo e diminuir emissões, inclusive pela desativação completa do cilindro. Outra possibilidade é a mudança de um ciclo de quatro tempos para dois tempos, em princípio isto pode ser conseguido já que todos os parâmetros do movimento da válvula independem da rotação do motor, apesar de não ter significado prático em uma aplicação real (VAN BASSHUYSEN, 2004; LEVIN e SCHECHTER, 1996).

2.6.9 Vantagens adicionais

- i. Redução no peso e tamanho do motor: Um motor *camless* elimina a necessidade de uma série de elementos mecânicos, tais como: comando de válvulas, correia dentada ou corrente, rolamentos, molas, tuchos etc., o que promove a liberação de bastante espaço no cabeçote do motor e redução no peso se comparado ao motor convencional (SOUSA e LEPIKSON, 2005; LEVIN e SCHECHTER, 1996).
- ii. Flexibilidade na posição das válvulas: num motor convencional, as válvulas devem ser posicionadas numa direção perpendicular ao eixo do comando de válvulas. Não existe nenhuma restrição para o posicionamento das válvulas num motor *camless*, que pode ocupar qualquer posição no cilindro. Isto cria possibilidades adicionais de projeto com

relação ao posicionamento das válvulas na câmara de combustão (SOUSA e LEPIKSON, 2005).

iii. Redução de atrito, ruído e vibração: os elementos mecânicos que podem ser eliminados num motor sem a necessidade de comando de válvulas representam cerca de 30% das partes móveis (sujeitas a maior desgaste) de um motor convencional muitas delas sujeitas a movimento alternativo. Com a eliminação destas partes espera-se uma redução significativa nas perdas por atrito, ruído, vibração e manutenção (SOUSA e LEPIKSON, 2005).

iv. Redução no custo do motor: além da redução de uma série de elementos mecânicos do motor, é possível a simplificação de outros elementos que exercem funções integradas ao comando de válvula como o próprio cabeçote, que, ao ser eliminado, propicia uma redução imediata nos custos de aquisição de componentes, assim como redução no custo das ferramentas e dispositivos necessários à sua fabricação e montagem (SOUSA e LEPIKSON, 2005).

2.7 TECNOLOGIA EXISTENTE

Nos últimos anos tem-se observado o aumento expressivo no número de pesquisas e propostas para o acionamento e controle dos tempos e cursos das válvulas utilizando dispositivos controláveis por computador. Algumas propostas apresentam boas possibilidades de ganho a partir de soluções basicamente mecânicas enquanto outras soluções sofisticadas acenam com resultados animadores, porém ainda distantes do mercado por conta das dificuldades tecnológica ou limitações de custo. Neste item inicialmente serão comentadas as tecnologias já implantadas comercialmente. Nos próximos itens, as propostas da comunidade científica internacional são apresentadas, finalizando com uma análise comparativa destas soluções. Além de permitir uma avaliação do estado-da-arte, também será útil à orientação para definição dos melhores parâmetros para balizamento deste trabalho.

Grande parte dos métodos usados para variar o movimento das válvulas existentes no mercado ainda são baseados em sistemas mecânicos, o que não promove uma completa flexibilidade para o controle do movimento e, na maioria das vezes, contempla apenas uma

pequena variação nos tempos ou cursos das válvulas, além de tornar mais complexo o sistema mecânico de atuação das válvulas no motor.

Soluções mecânicas também podem ser obtidas para situações específicas. Em veículos comerciais preparados para corridas, por exemplo, o comando de válvulas original é substituído por outro que visa obter melhores respostas para altas velocidades (“comando bravo”). Todavia, o motor funciona de maneira instável em baixas rotações e também não existe nenhum compromisso com a economia de combustível ou emissões. Uma outra solução conhecida é a utilização de polia com ângulo variável, onde manualmente é possível adiantar ou atrasar, numa pequena faixa, os tempos de abertura das válvulas, veja-se a figura 2.20.



Figura 2.20. Polia Variável.

Provavelmente o dispositivo mais conhecido no mercado é o mecanismo desenvolvido pela Honda denominado: VTEC (*Variable valve Timing and lift Electronic Control*). O sistema foi lançado em 1989 no veículo Integra e surpreendeu pelo aumento de potência e eficiência do motor.

No motor VTEC, cada par de válvulas do cilindro (duas de admissão e duas de exaustão) possui três came: dois iguais nas extremidades e um diferente no meio, como pode visualizar na figura 2.21. Em rotações baixas e médias, apenas os ressaltos externos, que visam maior eficiência, acionam as válvulas (“comando manso”). Atendido um regime predeterminado (aproximadamente 5.000 rpm), um dispositivo eletro hidráulico, comandado eletronicamente, coloca em funcionamento o ressalto central, que visa maior potência (“comando bravo”). O motor assume então uma nova configuração de tempos e cursos, com maior abertura e levantamento, elevando seu desempenho e levando até rotações incomuns. O motor do Integra R, por exemplo, atinge sua potência máxima a 8.000 rpm (HONDA, 2007).

Dependendo da aplicação do motor VTEC, os perfis dos came podem ser projetado para diferentes necessidades. Alguns visam o aumento da potência. Outros, visam melhorias no desempenho e redução do consumo de combustível, podendo até atuar na desativação completa de cilindros.

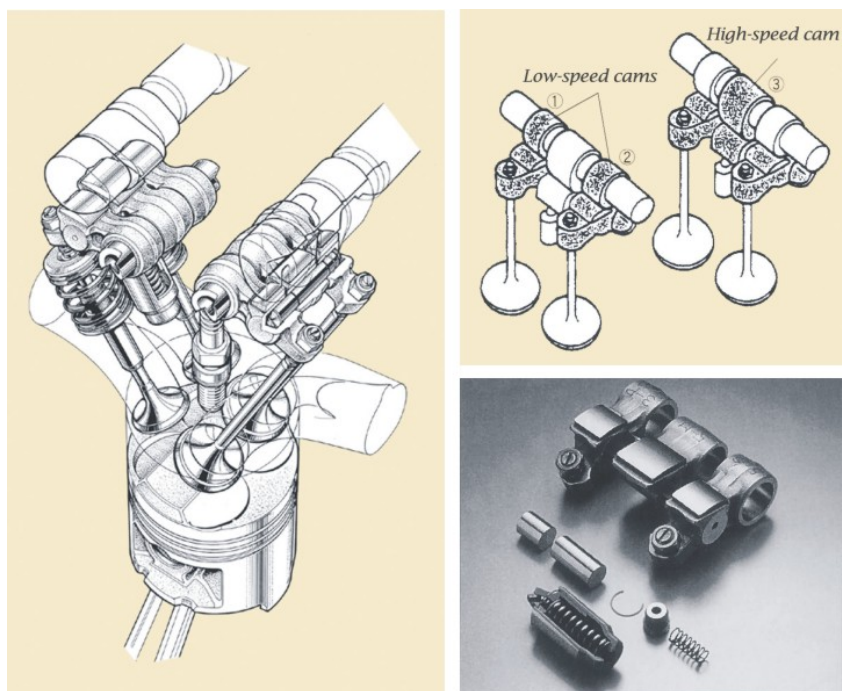


Figura 2.21. Honda VTEC com múltiplos cames (HONDA, 2007).

Um outro aspecto importante a ser ressaltado nesta concepção é o aumento do número de peças móveis e da complexidade do motor, cujo incremento resulta em aumento de probabilidade de falha, maiores custos de fabricação e maior peso do motor. O destaque em vermelho na figura. 2.22 mostra o número de peças envolvidas no comando de válvulas em um motor VTEC.

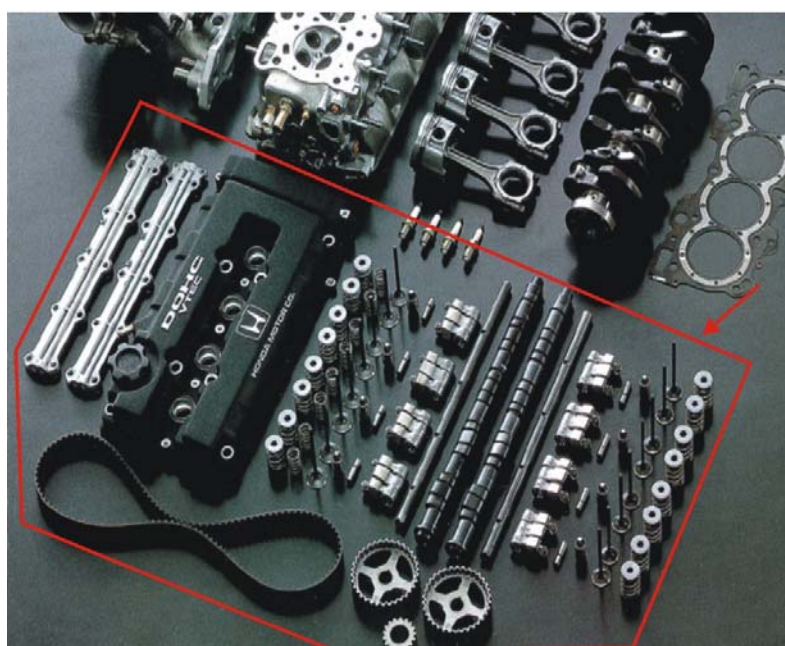


Figura 2.22. Conjunto de peças no comando de válvulas - Honda VTEC (HONDA, 2007).

A Porsche utiliza um dispositivo denominado *VarioCam* que apresenta um conceito um pouco diferente. Nele o comando de válvulas possui dois perfis de cames e o elemento de contato entre cames e válvulas é acionado hidráulicamente. Em baixas rotações, o sistema hidráulico aciona o dispositivo correspondente ao came de perfil menor e, em altas rotações o came de perfil elevado é acionado, como ilustra a figura 2.23 (PORSHE, 2007; VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004).

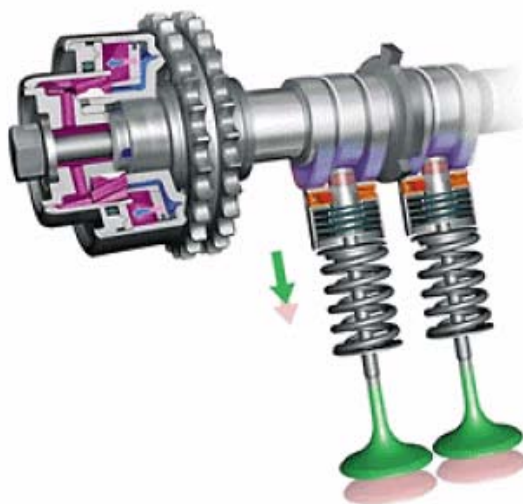


Figura 2.23. Variocam – Porsche 911 (PORSHE, 2007).

Outras marcas possuem sistemas similares, como o VANOS (*Variable Nockenwellen Steuerung ou variable adjustment of the camshafts*) da BMW visualizado na figura 2.24, o VVT-i (Variable Valve Timing – inteligente) da Totota e o VVC (*Variable Valve Control*) da Rover inglesa. No mercado brasileiro o VTEC está disponível nos veículos Honda de modelos CIVIC e FIT e o VVT-i está disponível nos veículos da Toyota de modelo Corola.

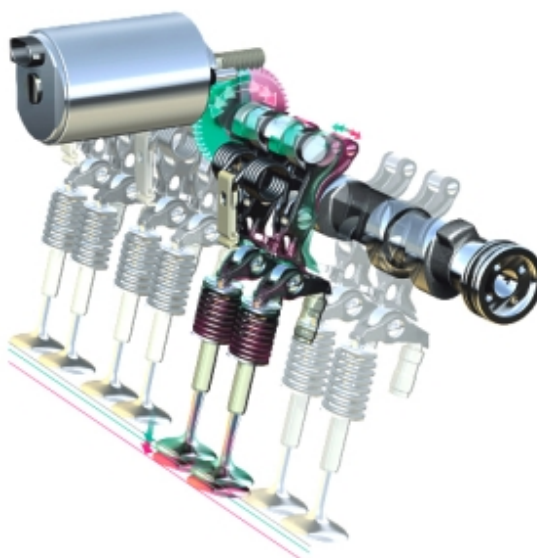


Figura 2.24. VANOS – BMW 316ti (BMW, 2006).

Como já foi abordada anteriormente, uma série de estudos vêm sendo realizados pela indústria automotiva com o objetivo de implementar sistemas mais flexíveis para variação infinita de tempos e cursos de válvulas. Porém, até o momento não existe nenhum veículo em produção que embarque estes avanços.

Os métodos mecatrônicos de atuação patenteados até o momento ainda apresentam problemas a resolver. A atuação baseada em solenóides, por exemplo, apresenta problemas de estanqueidade devido às expansões térmicas inerentes ao sistema, suprimento de energia suficiente para fornecer a força necessária ao acionamento da válvula, controle de velocidade de assentamento, entre outros.

2.8. PROPOSTAS DE ATUADORES PARA MOTORES CAMLESS

Os motores denominados *camless* são desprovidos totalmente do comando mecânico de válvulas e devem possuir flexibilidade total ou parcial para variar os cursos e tempos das válvulas. Até o momento diferentes meios para a atuação flexível e controlada de válvulas foram propostos. Propostas baseadas em atuação por solenóide, hidráulica, pneumática, com motores elétricos e até mesmo a partir de cristais piezelétricos têm sido cogitadas. Nesta seção, algumas das propostas consideradas mais relevantes serão apresentadas para o melhor entendimento do atual estado da arte sobre o tema.

2.8.1 Atuação por solenóide

Um solenóide é basicamente uma bobina produzida com fio de baixa resistência. O princípio se baseia no efeito do campo magnético gerado quando uma corrente elétrica percorre um fio. Se este fio é enrolado com diversas voltas formando uma bobina, gera-se um campo com maiores proporções devido ao somatório dos pequenos campos gerados por cada fio. Este campo age de maneira perpendicular ao fio da bobina (ao longo do eixo do solenóide (KALLENBACH, 2003). A construção mecânica de um solenóide pode ser visualizada pela figura 2.25.

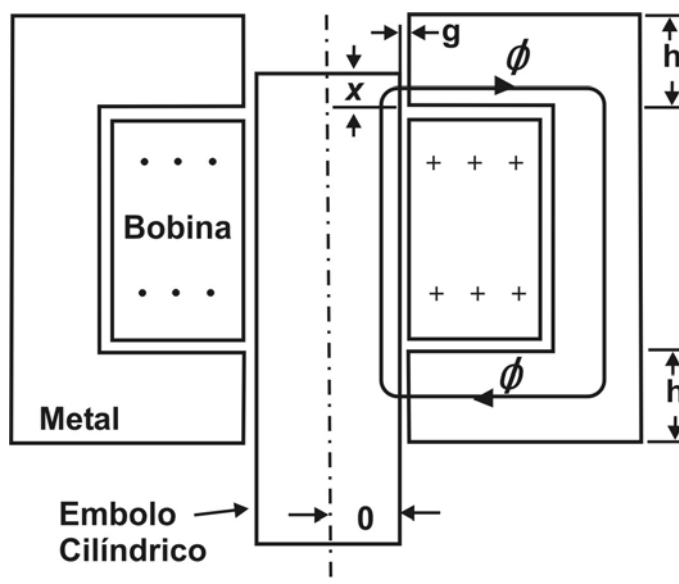


Figura 2.25. Layout mecânico de um solenóide (KALLENBACH, 2003).

A força gerada por um solenóide é diretamente proporcional à corrente que passa pelo fio e inversamente proporcional ao quadrado da distância entre o êmbolo e a bobina do solenóide. A intensidade do campo magnético no eixo de um solenóide é dada pela Eq. (2.1):

$$B = n \cdot \mu_0 \cdot I \quad (2.1)$$

Onde:

B é a intensidade do campo em T (Tesla);

n é o número de voltas do solenóide dividido pelo comprimento da mesma;

μ_0 é a permeabilidade magnética no vácuo em $\left(\frac{T \cdot m}{A}\right)$;

I é a corrente elétrica de flui através do fio em A (amper).

A força magnética em N (Newton) gerada é dada pela Eq. (2.2):

$$F_m = B \cdot I \cdot l_s \quad (2.2)$$

Onde:

l_s é o comprimento de um solenóide em metros (m).

Tratando-se da atuação de válvulas mecatrônicas para motores *camless*, existem basicamente duas configurações eletromecânicas mais estudadas baseadas em solenóide. A primeira configuração, como ilustra a Fig. 2.26 (a), consiste em dois solenóides dispostos em linha, duas molas e uma armadura central. A segunda configuração consiste de dois solenóides dispostos de forma angular, uma mola e uma armadura central que se desloca de forma angular.

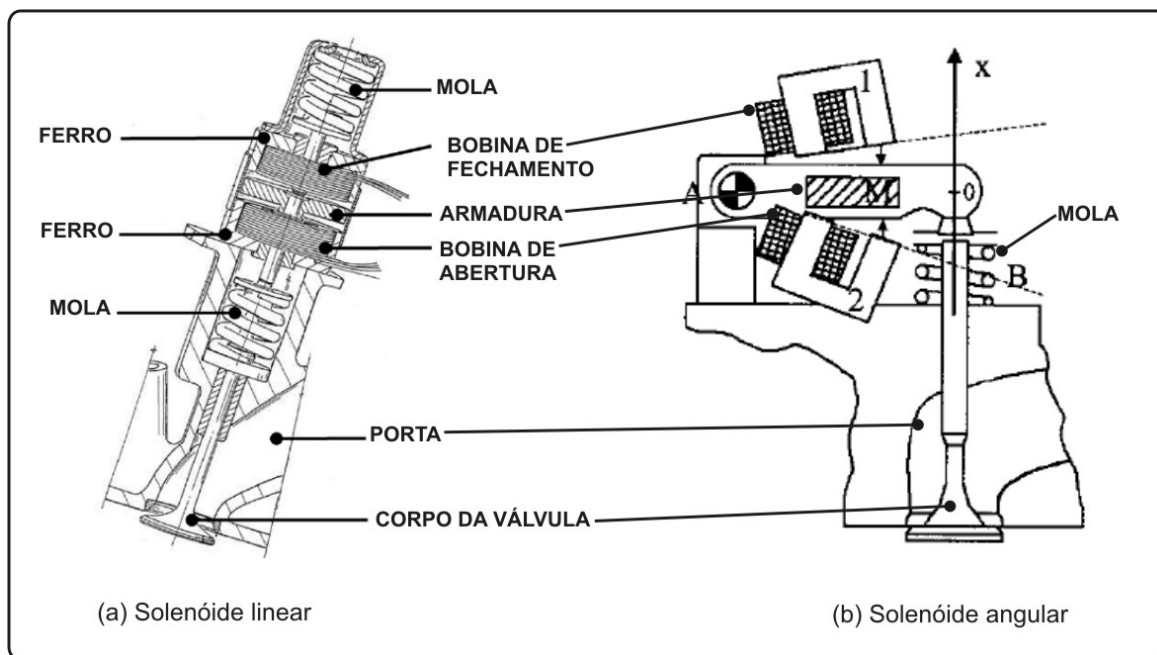


Figura 2.26. Diferentes configurações – atuação com solenóide (CHLADNY, 2005; RONCHI, 2002).

Em ambas configurações é possível variar facilmente os tempos de abertura e fechamento das válvulas, porém só existem três configurações possíveis para o curso da válvula. Se a bobina de abertura for acionada a armadura se desloca em direção a mesma assumindo a posição totalmente aberta, se a bobina de fechamento for acionada o deslocamento da armadura promove o fechamento da válvulas, caso nenhuma bobina seja acionada, a armadura entra em equilíbrio, na posição central, proporcionando a válvula uma abertura intermediária (CHLADNY, 2005).

Segundo Kallenbach (2004) são características especiais destas válvulas os tempos de abertura extremamente pequenos, que podem ir de 0,05 ms até 3ms, aliados a uma boa controlabilidade (acionamento simplificado), alta robustez, volume e peso aceitáveis. Outros fatores importantes são a influência da temperatura e os carregamentos repetidos a que são submetidos estes tipos de válvulas.

Com as duas configurações é possível atender às demandas das válvulas mecatrônicas. A configuração angular permite a utilização de molas com coeficiente menor, porém com a desvantagem da distribuição assimétrica de cargas (RONCHI, 2002, KALENBACH, 2004). A configuração linear apresenta uma taxa de mudança mais rápida, cargas simétricas e fácil montagem. As duas configurações esbarram em alguns problemas ainda por resolver.

O primeiro grande problema é a parada mecânica da armadura que, por conta do impacto contra as sedes ou batedores, ocasionam uma diminuição da vida útil do dispositivo e o aumento do nível de ruído no motor. Uma série de estudos para o aprimoramento do

controle de velocidade de assentamento da válvula estão sendo realizados por diversos autores.

Stefanopoulou e Peterson (2003, 2004, 2005) estudam a modelagem matemática para o controle de válvulas eletro-magnéticas, principalmente em regiões críticas como o encontro válvula-sede além de estudar a utilização de válvulas eletromagnéticas para aumento da eficiência térmica do motor a partir de operação sem a válvula borboleta.

Wolfgang et al(2003), estuda o controle adaptativo para o amortecimento de final de curso de válvulas eletro-magnéticas.

Boccaletti et al (2003), utiliza o método de elementos finitos para modelar diferentes condições operacionais de válvula eletro-magnéticas visando a redução de impacto e ruídos nestas válvulas.

Tai e Tsao (2002), estudam a modelagem e controle de válvulas eletro-magnéticas visando melhorar amortecimento de final de curso.

Rafael et al (2001), estudam a influência de parâmetros externos na operação de motores *camless*, especialmente no que diz respeito ao amortecimento de final de curso.

Uhlenbrock e Melbert (2001), trabalham no projeto de um atuador inteligente eletro-magnético desprovido de sensores, para ambientes de alta temperatura e vibração e seu controle.

Anderson et al (1998), Kim et al (1997), entre outros, estudam melhorias no controle do dispositivo e o amortecimento de final de curso visando redução de ruído e aumento da vida útil destes dispositivos.

Com base nestes autores, a velocidade ideal de assentamento da válvula seria um valor entre 0,05 e 0,3 m/s, o que torna extremamente difícil o controle desta variável somente por solenóide, assim como o fato de se ter um sistema não linear e da força magnética ser inversamente proporcional ao quadrado da distância (KALLENBACH, 2004).

Um outro fator relevante é a alta demanda energética para alcançar a força necessária à atuação das válvulas. A nova tendência de padronização dos veículos com 42V para suprir a necessidade dos novos sistemas mecatrônicos embarcados nos veículos pode contribuir para a solução deste problema (PUCHALSKY, 2002; TREVETT, 2002; IMECHE, 1998). Outro ponto crítico é a estanqueidade, comprometida pelas expansões térmicas no motor e das válvulas sem que haja dispositivos compensadores possíveis neste tipo de acionamento.

A respeito destas limitações, em setembro de 2005 a empresa francesa Valeo anunciou o lançamento do primeiro produto comercial denominado SVA (*Smart valve Actuation*), como ilustra a figura 2.27. Segundo o boletim de lançamento, a tecnologia promete um aumento de

20% no torque com a redução de 20% no consumo de combustível e emissões, além de outros benefícios já discutidos neste trabalho. A empresa não apresenta em seus informes se foram resolvidos, ou não, os problemas relativos ao consumo energético e as limitações relativas ao amortecimento da válvula de final de curso.

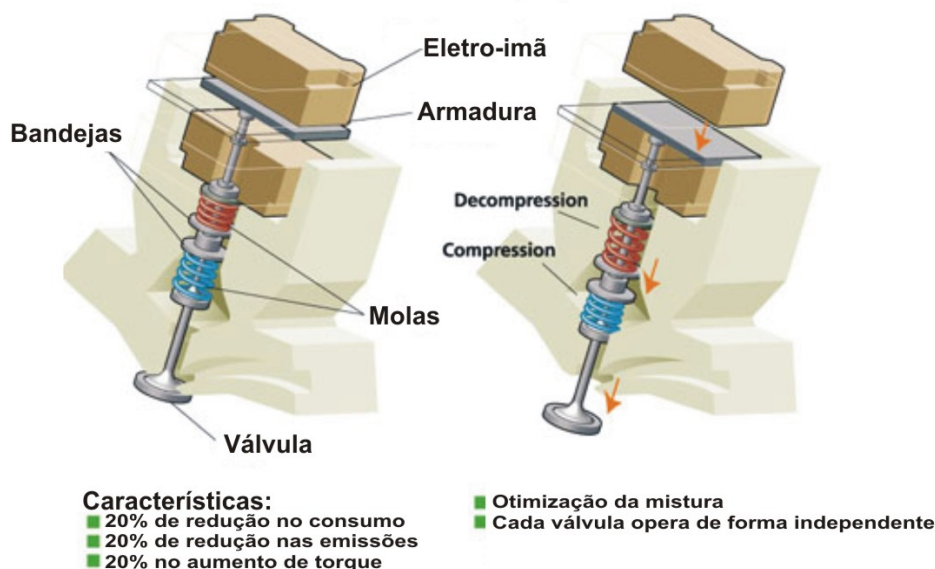


Figura 2.27. SVA – Smart Valve Actuation (VALEO, 2005).

A empresa alemã SIEMENS, num consórcio de cooperação com a BMW e FEV, além do atuador eletromagnético estuda o lançamento da ECU (*Central Electronic control Unit*), figura 2.28, no qual o elemento de controle eletrônico se propõe ao controle global da combustão, unindo a injeção eletrônica com a possibilidade de controle das novas válvulas de acionamento eletrônico EVA (*Electronic Valve Actuator*) (UHLENBROCK e MELBERT, 2001). As empresas até o momento não apresentam em seus informes dados relativos às limitações do dispositivo.

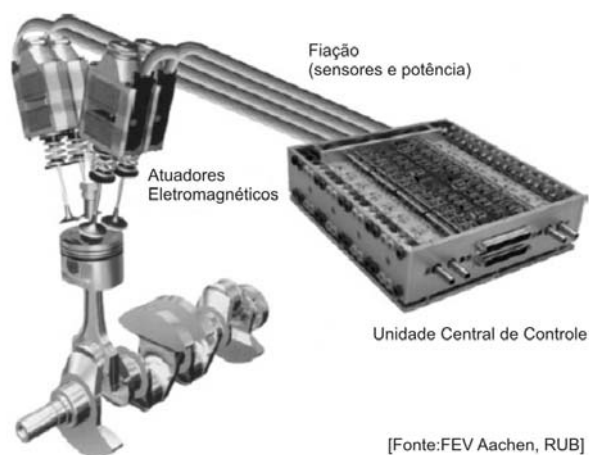


Figura 2.28. ECU – Eletronic Central Unit (UHLENBROCK e MELBERT, 2001).

Uma outra proposta, ainda com a utilização de solenóides, mas completamente diferente dos modelos analisados até este ponto, foi analisada por Mackoski (2001). Este dispositivo denominado EBV (Electromechanical Ball Valves), como ilustra a figura. 2.29, atua de maneira similar a uma válvula esfera convencional, controlada por solenóides externos, podendo atuar na abertura e fechamento das válvulas ou opções intermediárias. Limitações de tensão (12V) e problemas mecânicos de vedação, nas condições típicas de trabalho, impediram a continuidade e o desenvolvimento de maiores estudos com este tipo de válvula.

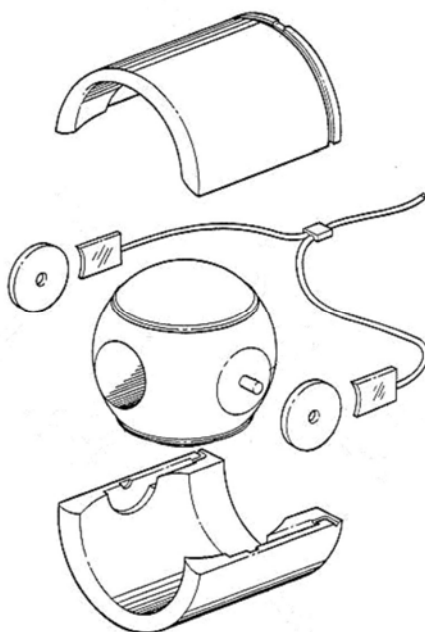


Figura 2.29. EBV – Electronic Ball Valve (MACKOSKI, 2001).

2.8.2 Atuação Hidráulica e Pneumática

Hidráulica e Pneumática (H&P) se associam à geração, controle e transmissão de potência empregando fluidos pressurizados. A diversidade de campos de aplicação da H&P inclui, por exemplo, direções e freios de automóveis, acionamentos em máquinas ferramentas, controles de aeronaves, alimentação de processos, lançamento de veículos espaciais, máquinas colheitadeiras, mineração, equipamentos odontológicos entre muitos outros, e demonstra que é quase impossível encontrar um produto manufaturado que não tenha sido afetado por esta tecnologia em algum estágio de sua produção ou distribuição (NEGRI, 2001).

O funcionamento dos sistemas hidráulicos e pneumáticos é determinado fundamentalmente pelas leis que regem o comportamento de fluidos confinados, tanto em repouso quanto em movimento constante ou variável. A base para a transmissão de energia através de fluidos é o Princípio de Pascal (Blaise Pascal) o qual estabelece que “se uma força externa for aplicada sobre uma parcela de área de um fluido confinado, a pressão decorrente será transmitida integralmente a todo o fluido e à área do recipiente que o contém (FIALHO, 2003). Este princípio pode ser estendido para demonstrar a transmissão e multiplicação de forças, conforme mostrado na figura 2.30, onde a aplicação de uma força F_1 de baixa magnitude é capaz de fazer com que seja suportada uma força F_2 de maior magnitude.

Sempre que este circuito estiver em equilíbrio, isto é, os êmbolos estiverem parados, a pressão estará igualmente distribuída em todo o fluido de modo que, Eq. (2.3):

$$P = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \tag{2.3}$$

Onde:

P é a pressão

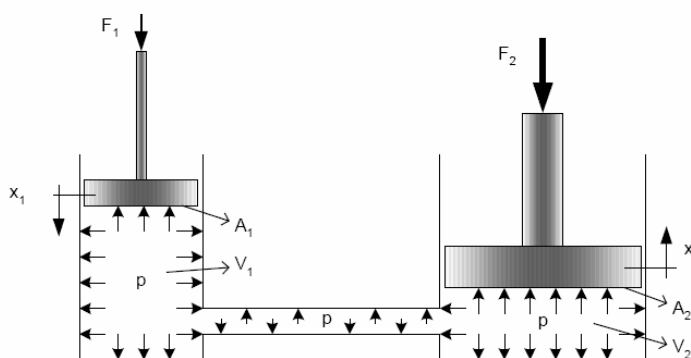


Figura 2.30. Aplicação do Princípio de Pascal para transmissão e multiplicação de forças. (NEGRI, 2001).

Como os sistemas H&P têm por objetivo fundamental a geração de uma força ou torque por meio de uma haste ou eixo, o circuito apresentado na figura 2.30 pode ser considerado a essência dos circuitos hidráulicos e pneumáticos reais, onde uma bomba ou compressor transfere fluido, através de tubulações e válvulas de controle, para um atuador, seja linear ou rotativo.

A lei de Pascal é válida quando se desconsidera o peso próprio do fluido, o que é perfeitamente válido para a maioria das aplicações em H&P, e é aplicável para fluidos compressíveis e incompressíveis desde que se aguarde tempo suficiente para que seja atingido o equilíbrio da pressão em todo o sistema.

Alguns registros de utilização de dispositivos hidráulicos em válvulas indicam que estes eram projetados anteriormente apenas para permitir a simulação de diferentes perfis de cames sendo útil para o melhor conhecimento e desenvolvimento de comando de válvulas convencionais.

Dopson et al (1992) e Richman (1984), por exemplo, descrevem em seus trabalhos sistemas que permitem uma variação precisa da posição de atuadores hidráulicos com o objetivo de obter a relação curso versus tempo. Estas simulações foram úteis no processo de conhecimento do comando de válvulas convencional, especialmente quando as ferramentas computacionais de auxílio ao projeto não eram tão desenvolvidas quanto hoje, porém estes sistemas não apresentavam compromisso algum com o consumo energético do sistema ou a possibilidade de embarcá-lo no automóvel.

Tratando-se da atuação de válvulas mecatrônicas para motores *camless*, existe uma série de propostas eletro-hidráulicas e outras eletro-pneumáticas, em menor número. A grande vantagem dos atuadores hidráulicos com relação aos pneumáticos e eletromagnéticos é a possibilidade de controle efetivo do movimento das válvulas. Além dos tempos, é também possível fazer um controle preciso dos cursos de abertura. Por outro lado, para sistemas com atuadores hidráulicos ou pneumáticos é necessário agregar ao motor esta nova fonte de energia (hidráulica ou pneumática) além de componentes adicionais pertencentes a estes sistemas.

Para sistemas eletro-hidráulicos existem basicamente duas propostas básicas: a primeira utiliza atuadores hidráulicos de simples efeito e retorno por mola, e a segunda, utiliza-se atuadores de duplo efeito, o que torna desnecessário o uso da mola.

A empresa americana Sturman Industries desenvolve desde 1999 atuadores eletro-hidráulicos para válvulas de MCI, partindo inicialmente de um conceito com a utilização de mola, para o retorno do atuador, e chegando em 2005 a um conceito utilizando atuadores de duplo efeito, denominados HVA (*Hydraulic Valve Actuation*) visualizados na figura 2.31, que permitem o controle total de tempos e cursos. No dispositivo tem-se uma válvula direcional, acionada por solenóides e um atuador de duplo efeito utilizado no avanço e retorno da válvula. A figura 2.32 ilustra a seqüência deste desenvolvimento (STURMAN, 2007).

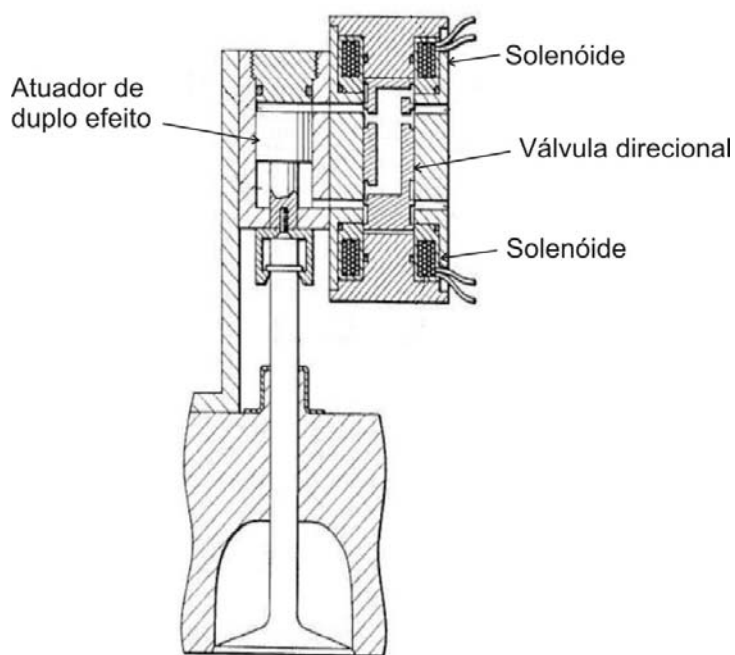


Figura 2.31. HVA- Sturman Industries. (STURMAN, 2007).

A mesma empresa instalou, em abril 2000, seu produto em um caminhão a diesel que foi submetido a uma corrida no Colorado denominada: *Pikes Peak International Hill Climb*. O sucesso da escalada realizada por este caminhão impressionou a imprensa da época e impulsionou a empresa no desenvolvimento de novos protótipos (HIGGINS, 2000).

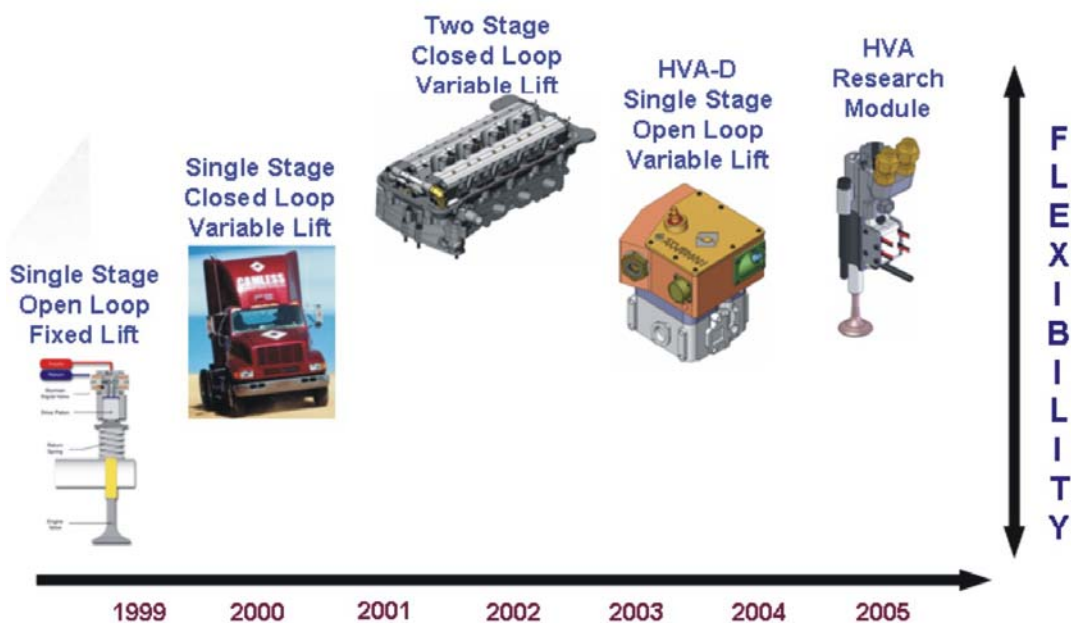


Figura 2.32. Histórico de desenvolvimento - Sturman Industries. (STURMAN, 2007).

O laboratório de pesquisas da Ford (Ford Research Laboratory) desde 1995 trabalha no desenvolvimento de um atuador eletro-hidráulico baseado no conceito de pêndulo hidráulico, que visa minimizar a energia consumida pelo sistema. O dispositivo não utiliza molas e explora as propriedades elásticas dos fluidos hidráulicos comprimidos, que age como uma mola líquida, que acelera e desacelera as válvulas do motor nos movimentos de abertura e fechamento (LEVIN e SCHECHTER, 1996).

Como num pêndulo mecânico, o pêndulo hidráulico, ilustrado na figura 2.33, envolve a conversão de energia potencial em energia cinética e, finalmente, em energia potencial novamente com perdas mínimas. Durante a aceleração a energia potencial do fluido é convertida em energia cinética na válvula. Durante a desaceleração a energia do movimento da válvula é retornada ao fluido. Isto acontece tanto na abertura quanto no fechamento das válvulas.

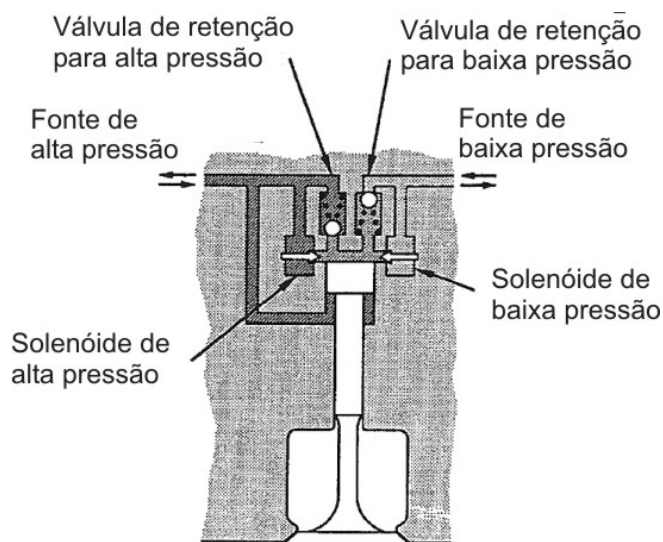


Figura 2.33. Pêndulo hidráulico. (LEVIN e SCHECHTER, 1996).

Segundo Levin e Schechter (1996), recuperação da energia cinética é a chave para o baixo consumo energético do sistema: a energia hidráulica para um veículo de 16 válvulas 2.0L, por exemplo, seria aproximadamente de 125W para carregamentos normais, com a eficiência de 80% na conversão de energia.

O conceito pêndulo hidráulico da figura 2.33 incorpora um reservatório de baixa e um reservatório de alta pressão, um pequeno atuador de duplo efeito é fixado ao topo da válvula do motor através de um prisioneiro. O volume acima do pistão pode ser conectado ao reservatório de baixa ou alta pressão, o volume abaixo do pistão está sempre conectado ao reservatório de alta pressão. A área de atuação da pressão acima do pistão é significativamente maior que a área abaixo do pistão.

A abertura da válvula é controlada pelo solenóide de alta pressão, que permanece aberto durante a aceleração e fechado durante a desaceleração. A abertura e fechamento do solenóide de baixa pressão controla o fechamento da válvula. Durante a abertura da válvula, o solenóide de alta pressão está aberto, a pressão empurra o pistão para baixo, quando este solenóide fecha, a pressão acima do pistão cai, e o pistão desacelera fazendo com que o fluido do menor volume retorne ao reservatório de alta pressão.

Parte do fluido de baixa pressão flui através da válvula de retenção de baixa pressão e preenche o volume acima do pistão durante a desaceleração. Quando o movimento descendente termina, a válvula de retenção fecha, e a válvula do motor permanece na posição aberta. O processo de fechamento da válvula do motor ocorre de forma semelhante.

Tsao et al (2000) apresenta uma sofisticação do conceito de Levin e Schechter incluindo uma câmara para amortecimento hidráulico controlado eletronicamente, como ilustra a figura 2.34. Tsao et al (2000) reúne uma equipe formada por pesquisadores da Universidade de Illinois e Universidade da Califórnia com o objetivo de apresentar modelos de controle para atuadores eletro-hidráulicos e eletromagnéticos, tendo como principal objetivo melhorar o funcionamento do dispositivo e reduzir a velocidade de assentamento da válvula.

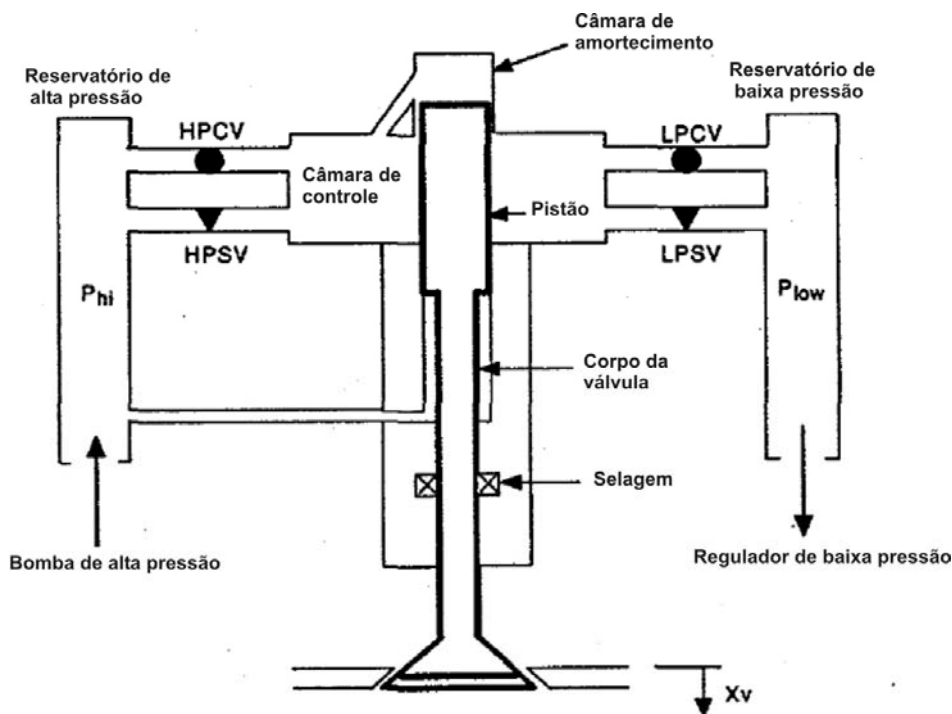


Figura 2.34. Pêndulo hidráulico com amortecimento. (TASO, 2000).

Um outro conceito defendido por Brader (2001) inclui um atuador piezelétrico, no lugar de atuadores por solenóide, para as válvulas direcionais do sistema hidráulico, como ilustra a figura 2.35. Com esta configuração é possível atingir frequências na ordem de 500Hz, um valor muito superior aos valores apontados pelas propostas apontadas até este ponto, além disto o tempo de resposta mais rápido dos dispositivos piezelétricos permitem um controle mais rigoroso do movimento das válvulas.

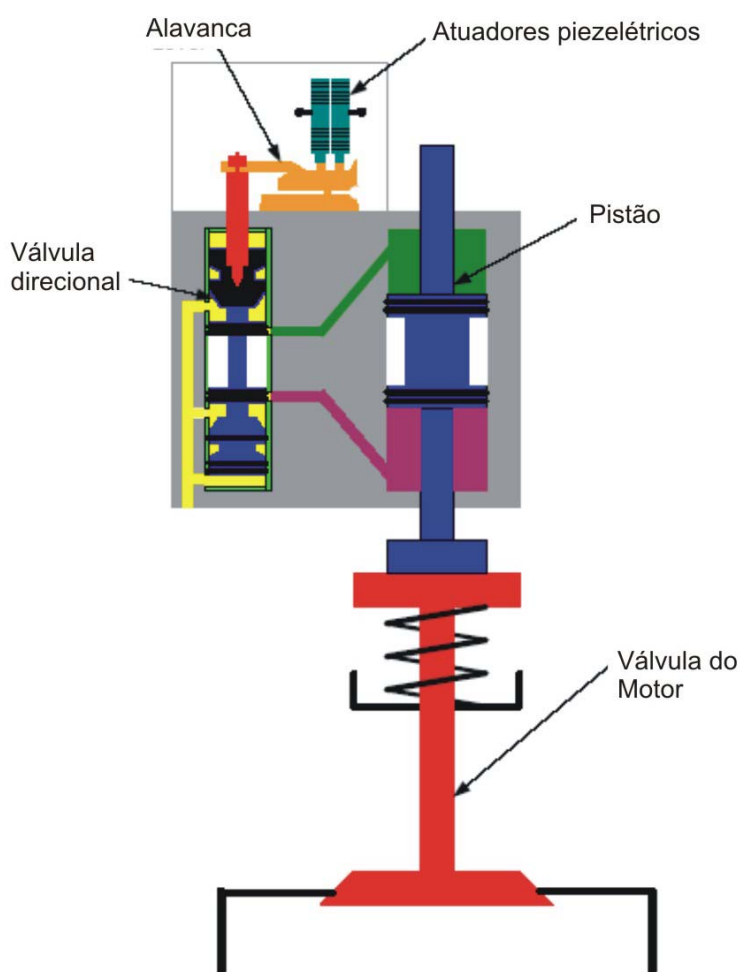


Figura 2.35. Atuadores Piezo-hidráulico. (BRADER, 2001).

Uma série de outras propostas eletro-hidráulicas apresentadas foram patenteadas até o momento. Bunker (2000), em sua patente, veja figura 2.36 apresenta proposta semelhante a Schechter (1996) modificando a estrutura mecânica dos circuitos a fim de reduzir as perdas de carga e obter um melhor aproveitamento da energia.

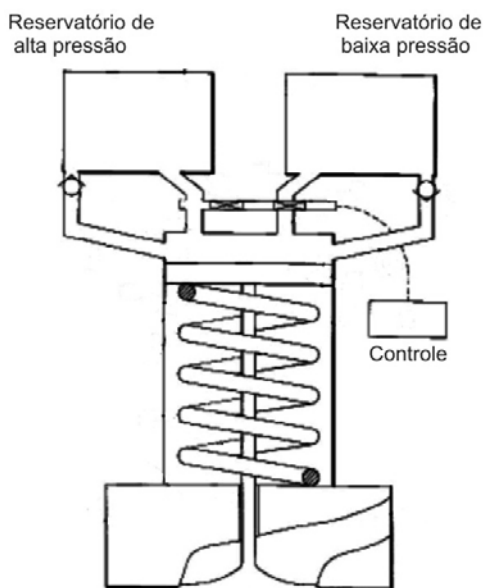


Figura 2.36. Proposta eletro-hidraulica (BUNKER, 2001- US Patente: 6,067,946).

Scharnweber (1997), em sua patente, veja figura 2.37, também apresenta uma proposta com atuador de duplo efeito, sem a preocupação com a recuperação de parte da energia consumida.

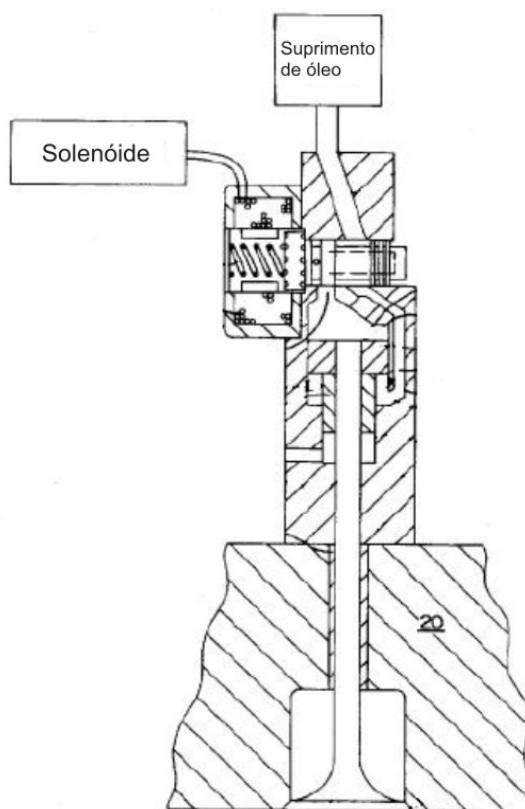


Figura 2.37. Proposta eletro-hidraulica (SCHARNWEBER, 1995- US Patente: 5,682,846).

Feucht (1996), em sua patente, veja figura 2.38, apresenta uma proposta com atuador de simples efeito com retorno por mola.

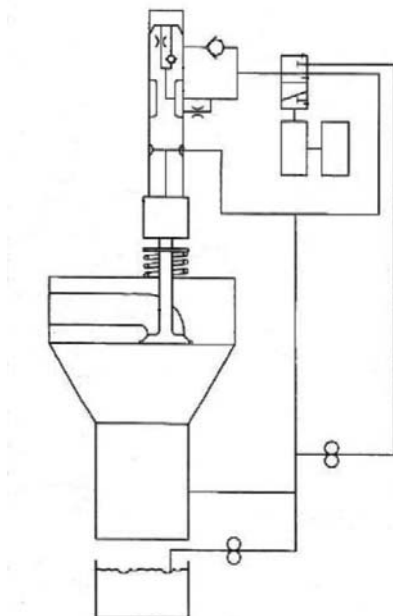


Figura 2.38. Proposta eletro-hidráulica (FEUCHT, 1996, - US Patente: 5,531,192).

Uma proposta eletro-pneumática foi apresentada pela Ricardo Company no Journal of Virtual Product Development em 2005, como ilustra a figura 2.39. O sistema é semelhante ao conceito apresentado pela Ford em 1996 (LEVIN e SCHECHTER, 1996) porém utilizando um fluido compressível, o que trás problemas adicionais de controle de curso e velocidade de assentamento.

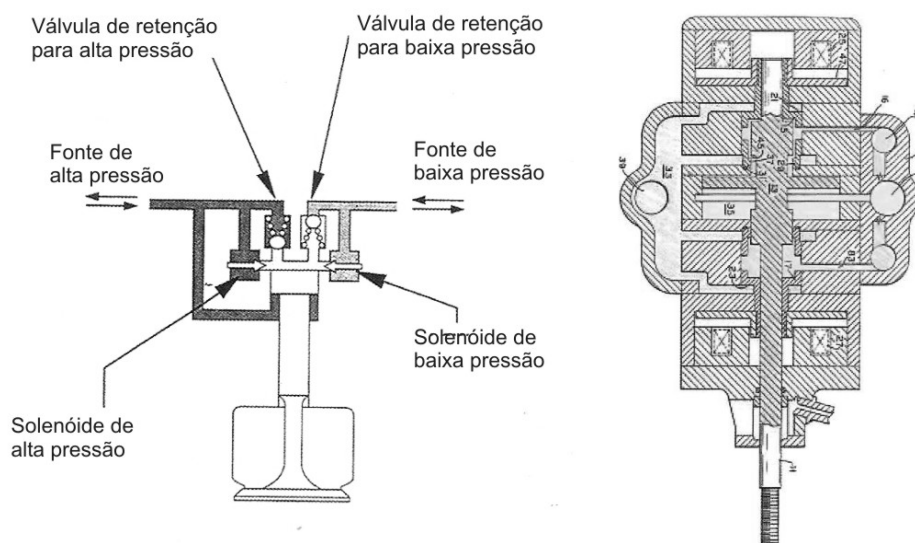


Figura 2.39. Atuador eletro-pneumático (RICARDO COMPANY, 2005).

2.8.3 Atuação Piezelétrica

Jalili, Wagner e Dadfarnia (2003) propõem um atuador baseado em cristais piezelétricos. Devido aos pequenos deslocamentos possíveis a partir de dispositivos piezelétricos, o trabalho do grupo consiste basicamente na amplificação destes deslocamentos a partir de elementos mecânicos. A unidade 01 da figura 2.40 (a) representa o atuador piezelétrico e sua interação com a próxima unidade. As unidades 02, figura 2.40 (a), e 03, figura 2.40 (b) representam elementos mecânicos amplificadores do deslocamento piezelétrico. A unidade 04, figura 2.40 (c) representa a interação com o corpo da válvula.

As vantagens na utilização de dispositivos baseados em cristais piezelétricos se relacionam basicamente à possibilidade de operação em altas frequências e à grande força obtida nestes dispositivos. A grande desvantagem é a utilização de muitos elementos mecânicos móveis para a amplificação do movimento.

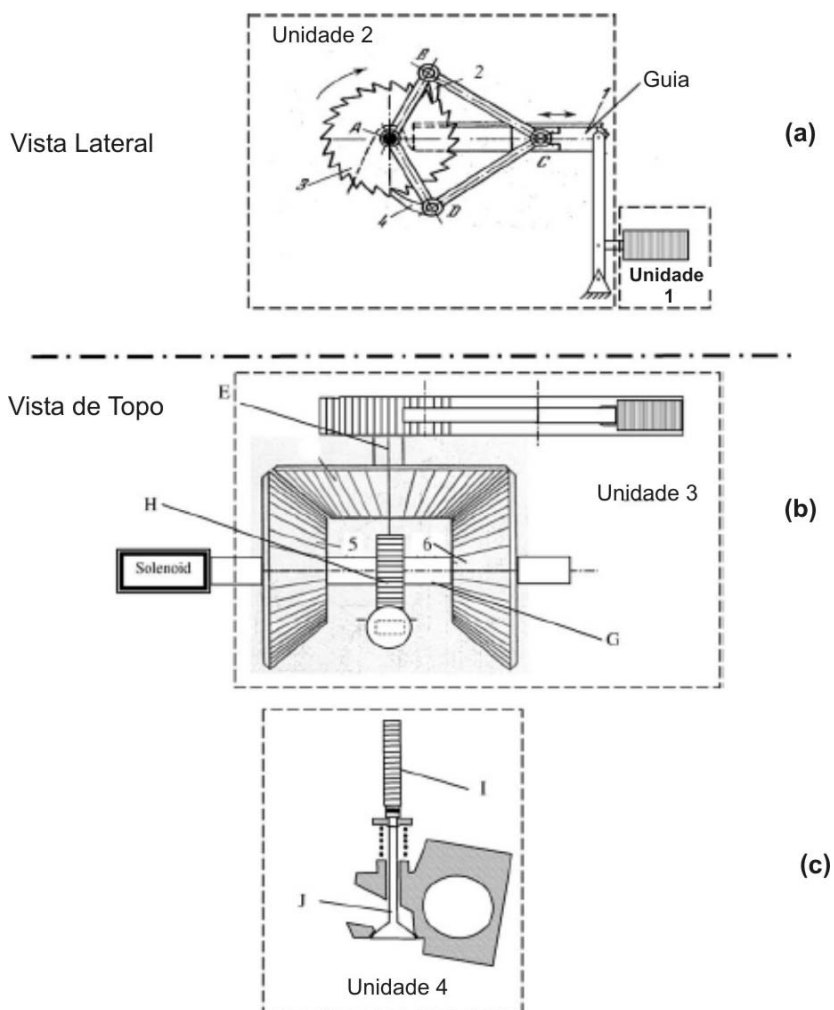


Figura 2.40. Atuador piezelétrico (JALILI; WAGNER; DADFARNIA, 2003).

2.9 ANÁLISE COMPARATIVA DOS ATUADORES

Com base nos estudos das propostas apresentadas foi elaborada a tabela 2.3 que apresenta uma comparação entre os diversos tipos de atuação segundo alguns dos parâmetros considerados importantes para a flexibilização e a controlabilidade dos sistemas mecatrônicos propostos.

Tabela 2.3. – Análise comparativas dos diversos tipos de atuação.

	VVT com comando de válvulas	Eleto-hiráulico com mola	Eleto-hiráulico sem mola	Eleto-pneumático	Eleto-magnético linear	Eleto-magnético rotacional	Piezeletrico
Curso variável							
Tempos variáveis (curso e duração)							
Consumo energético							
Peso e volume							
Controlabilidade							
Dispensa fonte alternativa de energia							
Complexidade baixa							
Custo baixo							

LEGENDA: SIM NÃO... BAIXO.. ... MÉDIO... .. alto

CAPÍTULO 3

O PROCESSO DE PROJETO

Para o desenvolvimento do projeto de um novo produto torna-se importante o conhecimento das necessidades dos clientes e, a partir destas, a definição das especificações e restrições de projeto. Assim, é possível aproximar o produto das reais necessidades exigidas pelos seus consumidores (diretos e indiretos), filtrar o desenvolvimento, descartando as alternativas que não se aproximam da meta desejada, além de aumentar as chances de sucesso deste produto.

Para o desenvolvimento da válvula proposta será utilizado um modelo de projeto em fases denominado por alguns autores como modelo consensual. Este modelo de projeto é composto de quatro etapas: projeto informacional, projeto conceitual, projeto preliminar e projeto detalhado, conforme mostrado na figura 3.1. Pode se observar também o fluxo de informação entre as etapas, assim como o resultado obtido em cada uma delas e alguns momentos de tomada de decisão (PAHL, G.; BEITZ, 1995; FORCELLINI, 2003).

Ao final de cada etapa há um ganho de informação sintetizado num modelo gradualmente mais concreto de produto, que ao mesmo tempo em que alimenta a fase seguinte, melhora o entendimento da fase anterior. Essa característica faz com que o conhecimento, tanto do problema quanto da solução, aumente significativamente. Os modelos gerados em cada uma das fases são por ordem: (2.1) especificações de projeto; (2.2) concepção de projeto; (2.3) produto otimizado e; (2.4) produto detalhado (FORCELLINI, 2003).

Nos itens finais deste capítulo também serão discutidos peculiaridades referentes a fabricação, hardware e software assim com processo de teste e validação.

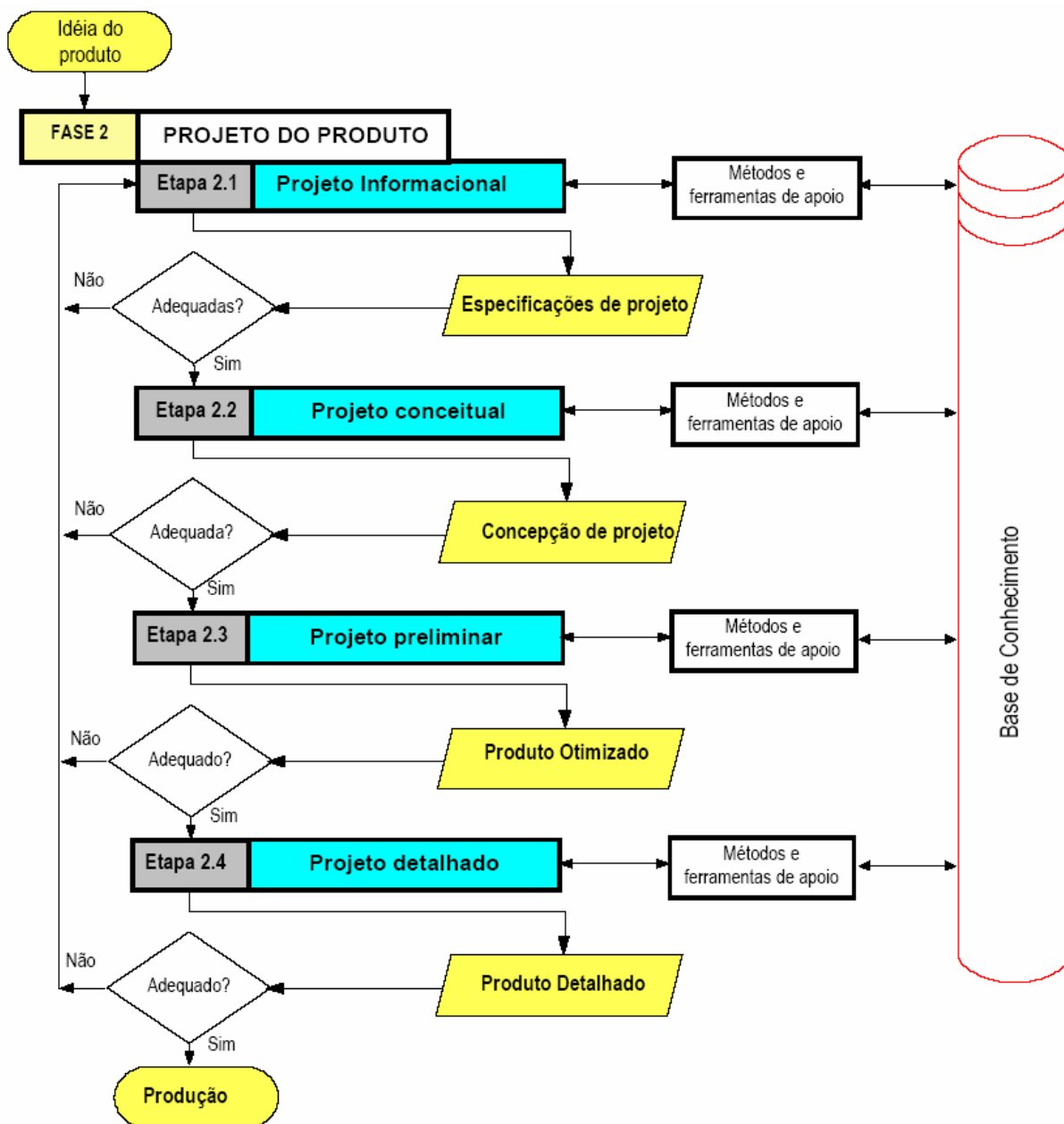


Figura 3.1. Modelo consensual de fases (FORCELLINI, 2003).

3.1 PROJETO INFORMACIONAL

Baseado na metodologia consensual, o projeto informacional consiste, na primeira etapa do desenvolvimento da válvula, da análise do problema que deu origem à necessidade do desenvolvimento de um novo conceito de válvula diferente do conceito mecânico atual.

Partindo da análise do problema, será realizado o esclarecimento da tarefa que consiste em uma análise detalhada do problema de projeto, buscando-se todas as informações necessárias ao pleno entendimento do problema. O produto final dessa etapa é a especificação do projeto, que é uma lista de objetivos que a válvula deve atender, assim como suas restrições (FORCELLINI, 2003).

O projeto informacional é baseado na busca dos requisitos compatíveis com as condições operacionais de um motor comercial, visando o objetivo principal de flexibilização e controlabilidade do movimento das válvulas. Para isso, um modelo comercial de motor será utilizado como plataforma de referência para o desenvolvimento.

A seleção deste motor deve atender a faixas operacionais compatíveis com os MCI de mercado internacional, atendendo principalmente o limite superior com relação ao número de rotações por minuto (rpm), parâmetro crítico para o projeto do sistema de válvulas.

A análise do motor de referência, atrelada aos procedimentos de cálculos termodinâmicos e à busca de informações adicionais na literatura, normas, artigos e publicações na área, servirá como base para a elaboração da lista de especificações, metas e restrições de projeto.

Espera-se, ao final desta etapa, atingir um nível de informações suficientes para direcionar o processo de geração de soluções e fornecer as bases para os critérios de avaliação a serem utilizados posteriormente.

3.2 PROJETO CONCEITUAL

O projeto conceitual pode ser resumido na busca por soluções alternativas para solucionar o problema utilizando o método da função síntese e a matriz morfológica. A metodologia utilizada no projeto conceitual está ilustrada no diagrama de blocos da figura 3.2.

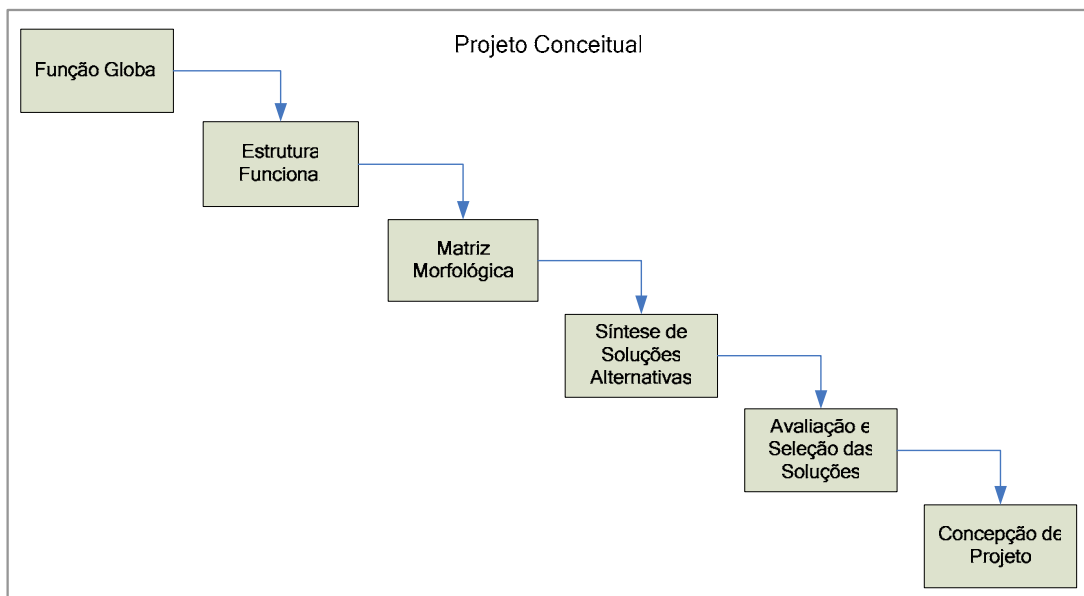


Figura 3.2. Metodologia proposta para o projeto conceitual (SOUSA, 2005)

A partir das especificações de projeto obtidas no projeto informacional, deve-se formular a função global do sistema e as interfaces com outros sistemas técnicos e o meio ambiente, como ilustra a figura 3.3. A função global servirá de base para o estabelecimento da estrutura funcional, ou seja, das funções necessárias para o processamento de energia, materiais e informações visando a obtenção das respostas de saída desejadas.

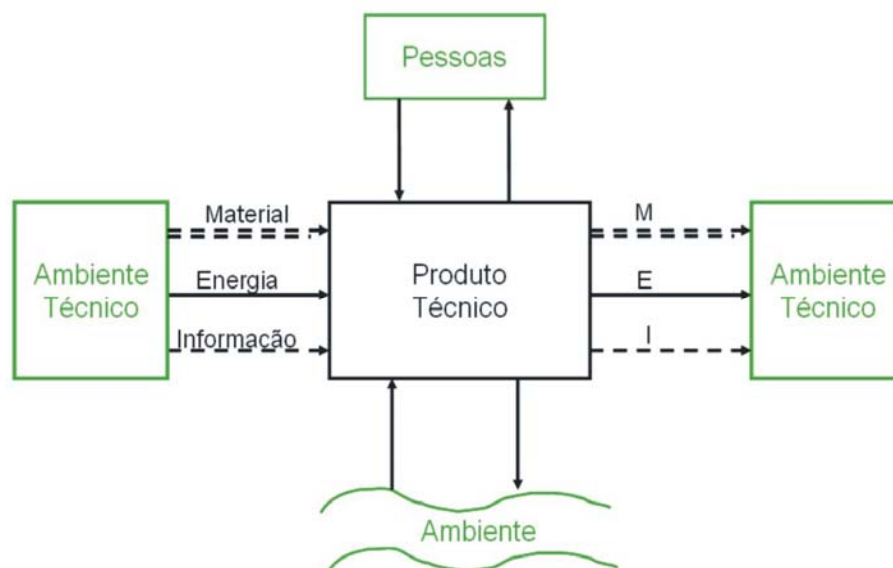


Figura 3.3. Função Global.

A estrutura funcional é o conjunto de funções e sub-funções e suas respectivas entradas e saídas representadas por blocos identificados com uma declaração simplificada de sua funcionalidade, normalmente realizada com a utilização de um verbo, por exemplo: transportar, cortar, dosar, medir etc. Com a utilização da estrutura funcional é possível identificar as interfaces e variáveis entre sistemas e funções, tornando mais fácil o entendimento do problema. A figura 3.4 ilustra a estrutura funcional de um sistema generalizado.

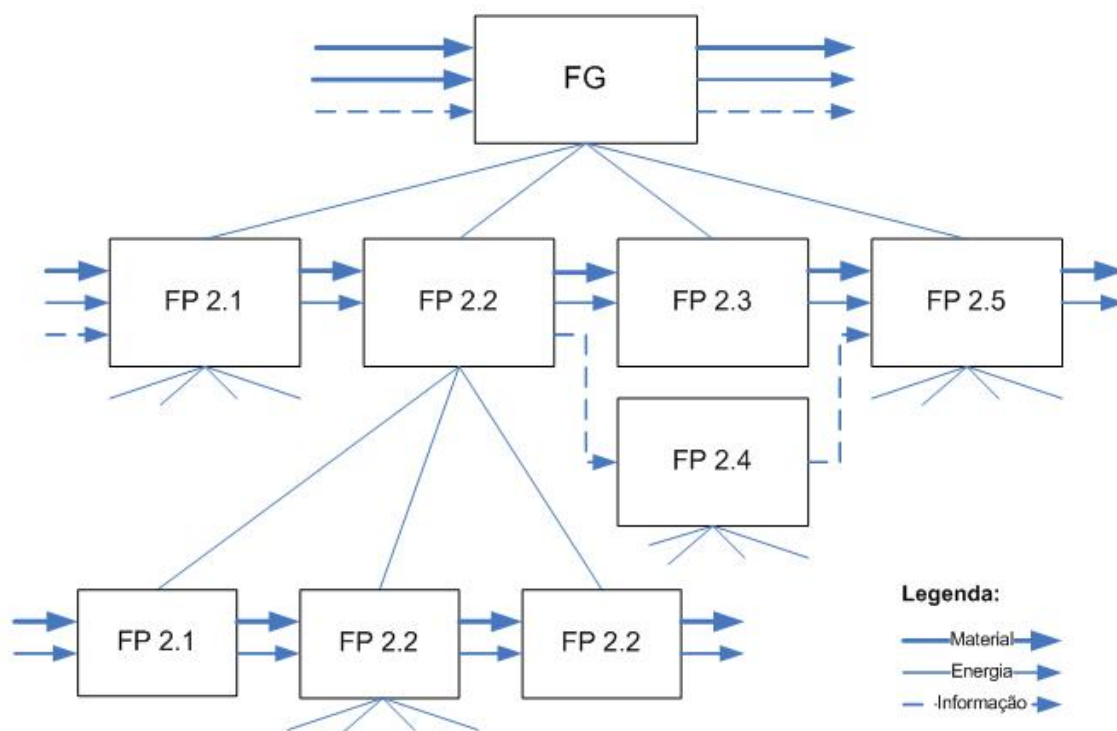


Figura 3.4. Estrutura funcional generalizada.




Espera-se, ao final desta etapa, as identificações de todas as funções necessárias ao pleno funcionamento do dispositivo, assim como a identificação das variáveis a serem controladas ou medidas pelo sistema de controle.

Após a definição da estrutura funcional, a próxima etapa definida pela metodologia adotada para o projeto conceitual será realizada com o auxílio do método da matriz morfológica. O método morfológico consiste numa pesquisa sistemática de diferentes combinações de elementos ou parâmetros, com o objetivo de encontrar diferentes soluções possíveis para o problema (PAHL, G.; BEITZ, 1995; FORCELLINI, 2003).

Na primeira matriz, ilustrada pela tabela 3.1, são relacionadas, nas primeiras colunas, as funções e sub-funções as quais se deseja a procura de múltiplas soluções. Nas colunas subseqüentes são representadas as possíveis soluções para cada função ou sub-função listada.

Visando uma comunicação mais rápida com a equipe de projeto, são utilizados ícones que representam a solução proposta, como exemplificado na primeira linha da matriz generalizada da tabela 3.1, onde são representadas três opções para a sub-função 1.1 - transporte de fluido: 1.1.1. através de bombeamento, 1.1.2 através de acionamento de um êmbolo ou 1.1.3 através de escoamento por gravidade.



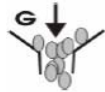
Tabela 3.1 – Matriz Morfológica Generalizada.

		Solução 01	Solução 02	Solução 03	...Solução x
FUNÇÃO 1	Transportar fluidos 1.1	1.1.1. 	1.1.2. 	1.1.3. 	1.1.x
	SUB-FUNÇÃO 1.2	1.2.1.	1.2.2.	1.2.3.	1.2.x
	SUB-FUNÇÃO 1.3	1.3.1.	1.3.2.	1.3.3.	1.3.x
	SUB-FUNÇÃO 1.4	1.4.1.	1.4.2.	1.4.3.	1.4.x
FUNÇÃO 2	SUB-FUNÇÃO 2.1	2.1.1.	2.1.2.	2.1.3.	2.1.x
	SUB-FUNÇÃO 2.2	2.2.1.	2.2.2.	2.2.3.	2.2.x
	SUB-FUNÇÃO 2.3	2.3.1.	2.3.2.	2.3.3.	2.3.x
	SUB-FUNÇÃO 2.4	2.4.1.	2.4.2.	2.4.3.	2.4.x
FUNÇÃO n

	SUB-FUNÇÃO <i>n.m</i>	n.m.1	n.m.2	n.m.3	n.m.x

Na segunda matriz, ilustrada pela tabela 3.2, partindo da matriz morfológica são esboçadas algumas combinações das soluções já relacionadas. Estas combinações são denominadas como princípios de solução ou concepções alternativas para o problema. Nas primeiras colunas continuam representadas as funções e sub-funções e nas colunas posteriores a equipe seleciona a melhor combinação de soluções para cada princípio.

Tabela 3.2 – Princípios de solução ou concepções alternativas.

		Concepção 01	Concepção 02	Concepção 03	Concepção x
FUNÇÃO 1.0	Transportar fluidos 1.1	1.1.1. 	1.1.1. 	1.1.3. 	1.1.x.
	SUB-FUNÇÃO 1.2	1.2.2.	1.2.2.	1.2.1.	1.2.x.
FUNÇÃO n

	SUB-FUNÇÃO <i>n.m</i>	n.m.2	n.m.2	n.m.3	n.m.x

Após a definição de diferentes concepções para o dispositivo, estas soluções passam por avaliações que irão identificar a viabilidade de produção, viabilidade tecnológica e o pleno atendimento dos requisitos projetuais estabelecidos na primeira fase do projeto. Para tanto se faz necessário a utilização de métodos sistêmicos que irão auxiliar a seleção do melhor conceito de solução.

As concepções serão avaliadas com o auxílio de quatro métodos sistêmicos: a) avaliação baseada no julgamento da viabilidade, b) avaliação baseada na disponibilidade tecnológica, c) avaliação baseada no passa/não passa e finalmente as concepções que passaram nos filtros anteriores serão avaliados pela: d) matriz de avaliação, visualizada na tabela 3.3. Nesta matriz serão estabelecidos critérios de avaliação importantes para o funcionamento do dispositivo, para cada critério será atribuído um peso de acordo com sua relevância.

A solução escolhida para cada conceito (v_{ij}) será avaliada com bases nestes critérios (p_i), ao final deste processo fica determinado um somatório (F_j) de pesos multiplicados pelos critérios para cada princípio, Eq. 3.1, estabelecendo-se um escore que determinará o melhor princípio.

$$F_j = \sum_{i=1}^n p_i \cdot v_{ji} \tag{3.1}$$

Onde:

v_{ij} – Pesos;

p_i – Critérios;

F_j – Somatório de pesos multiplicados pelos critérios.

Tabela 3.3 – Matriz de decisão (FORCELLINI, 2003).

Critérios de comparação	P e s o s	Idéias para comparação
		Escore geral
		Totais

A escolha deste princípio, possibilita a formalização do primeiro conceito/leiaute do produto e finaliza a fase de projeto conceitual, ficando assim a necessidade de dimensionar e especificar cada conceito escolhido e otimizar o conceito/leiaute para a etapa posterior, realizada no Projeto Preliminar.

3.3 PROJETO PRELIMINAR

Segundo Pahl & Beitz (1996), essa é a fase do processo de projeto na qual, partindo da concepção de um produto, o projeto é desenvolvido, de acordo com critérios técnicos e econômicos e à luz de informações adicionais, até o ponto em que o projeto detalhado subsequente possa conduzir diretamente à produção. Nessa fase do projeto preliminar, o modelo do produto evolui da concepção ao leiaute otimizado do produto (FORCELLINI, 2003).

O leiaute definitivo deve ser desenvolvido até o ponto onde uma verificação clara da função, durabilidade, produção, montagem, operação e custos, possa ser feita. O nível de detalhamento a ser alcançado nessa fase deve incluir, segundo Pahl & Beitz (1996):

- a) estabelecimento do leiaute definitivo (arranjo geral e compatibilidade espacial);
- b) projeto preliminar das formas (formato de componentes e materiais);
- c) procedimentos de produção;
- d) estabelecimento de soluções para qualquer função auxiliar.

3.4 PROJETO DETALHADO

Nesta etapa todas as documentações relativas à fabricação, especificação ou projetos de sistemas ou componentes auxiliares/periféricos devem ser realizados, como exemplo, o dispositivo para montagem e teste da válvula. Além disto, a disposição, a forma, as dimensões e as tolerâncias de todos os componentes devem ser finalmente fixadas. Da mesma maneira a especificação dos materiais e a viabilidade técnica e econômica devem ser reavaliadas. Normas e procedimentos padronizados devem ser empregados conforme as necessidades dos meios de fabricação. Esta etapa envolve decisões sobre como o produto será manufaturado, por exemplo, quais os passos necessários para manufaturar o produto, quais processos de manufatura, máquinas e ferramentas serão requeridas, e como as partes serão montadas (FORCELLINI, 2003).

3.5 FABRICAÇÃO

Após a conclusão do projeto detalhado estarão disponíveis todas as informações necessárias para a fabricação. Diante das tolerâncias de dispositivos deste porte, a fabricação demandará a utilização de máquinas modernas como: centros de usinagem, tornos, fresas e eletro-erosão com comando numérico computadorizado.

A montagem e ajustes serão realizados nas dependências do CTAI – Centro de Capacitação Tecnológica em Automação Industrial na Escola Politécnica e o controle dimensional será conduzido no LAMI – Laboratório de Automação e Metrologia industrial.

Além da fabricação do protótipo será necessária a fabricação de um dispositivo para acomodação da válvula e sensores. Este dispositivo (bancada de testes) permitirá o funcionamento da válvula e a aquisição de dados para validação.

3.6 HARDWARE E SOFTWARE

Após uma análise dos equipamentos disponíveis nos laboratórios da UFBA, o CLP - Controlador Lógico Programável foi escolhido como dispositivo controlador para este trabalho. A escolha pela utilização de um CLP não deve-se apenas à sua disponibilidade mas também à flexibilidade que este oferece com relação a entradas e saídas, possibilidade de conexão de uma ampla faixa de sensores, fácil operação e programação.

O software que acompanha o CLP também permite a aquisição e intercâmbio de dados, assim como a aquisição de gráficos dinamicamente.

Devido à baixa corrente suportada pelos cartões de saída transistorizados, será necessária a confecção de um *hardware* para faixas de corrente mais elevadas que também incluirá a possibilidade de acionamento manual através de botões.

A figura 3.5 ilustra o sistema a ser configurado para o funcionamento e testes da válvula.

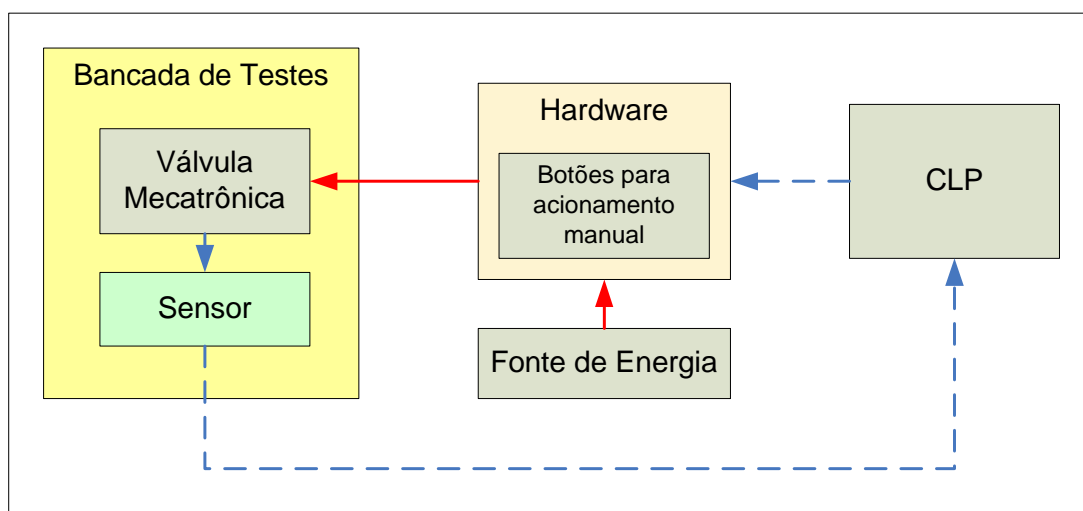


Figura 3.5. Estrutura funcional generalizada.

3.7 TESTES E VALIDAÇÃO

Após a fabricação do protótipo e bancada o conjunto será montado juntamente com um sensor de posição sem contato. Os sinais obtidos a partir do sensor serão calibrados com base nas posições extremas, início e final de curso.

Além da aquisição do posicionamento da válvula, serão adquiridos via CLP outros parâmetros importantes como, tempos, frequência, entre outros a serem definidos posteriormente. Com base nos dados adquiridos também serão calculados velocidades, aceleração e as forças reais do sistema.

Os procedimentos de testes serão repetidos até a obtenção de dados suficientes para a realização de todas as análises.

Finalmente os dados coletados e tratados serão comparados com as reais necessidades do motor de referência e de motores comerciais.

CAPÍTULO 4

PROJETO, FABRICAÇÃO E MONTAGEM

Neste capítulo, serão detalhados os passos mais importantes do processo de projeto, baseado na metodologia adotada, abordando também alguns aspectos relativos à fabricação, montagem e testes.

4.1 PROJETO INFORMACIONAL

Como já foi abordado no capítulo 3, o objetivo principal do projeto informacional é coletar e organizar informações para a sustentação das especificações do projeto. Neste sentido pode-se afirmar que o projeto informacional é basicamente a definição ou esclarecimento da tarefa.

A definição da tarefa consiste de três atividades principais: busca de informações sobre o problema, elaboração da lista de requisitos de qualidade e elaboração das especificações do produto. Estas atividades foram desenvolvidas de maneira seqüencial, da seguinte forma:

- 4.1.1 Elaboração e estudo do ciclo de vida da válvula para identificar os clientes internos, intermediários e externos;
- 4.1.2 Identificação das necessidades dos principais clientes do produto;
- 4.1.3 Definição e classificação dos requisitos de qualidade mais importantes;
- 4.1.4 Análise de sistemas equivalentes;
- 4.1.5 Análise dos Parâmetros de um Motor Comercial
- 4.1.6 Elaboração das especificações de projeto.

As etapas 4.1.1 à 4.1.3 consistem no levantamento de informações baseadas no ciclo de vida do produto. A etapa 4.1.4 consiste na análise dos trabalhos correlatos e dados das referências deste trabalho, a etapa 4.1.5 consiste na análise do mecanismo e modelagem termodinâmica de um motor comercial a fim de identificar os parâmetros importantes para o dispositivo e a etapa 4.1.6 apresenta o resultado final da fase de definição da tarefa. Estas etapas devem ser realizadas de maneira que as informações possam ser utilizadas durante todo o processo de concepção da válvula e, caso necessário, possam ser reavaliadas em caso de falhas nas especificações ou em qualquer outra fase do projeto.

4.1.1 Estudo do ciclo de vida e clientes da válvula

Nesta fase serão analisados os clientes internos, intermediários e externos ao longo do ciclo de vida do novo dispositivo proposto neste trabalho. Para isto foi adotada a seguinte premissa: “o novo conceito de válvulas se mostrou confiável, é mais flexível que o sistema convencional e já está no mercado”.

Baseado nesta suposição, quais seriam os clientes desta válvula? Por quais fases do ciclo de vida este produto passaria? Quais são as principais necessidades destes clientes? A busca de todas estas repostas conduz ao esclarecimento da tarefa de projeto.

A análise e definição do ciclo de vida da válvula proposta foi realizada a partir da analogia direta com as válvulas tradicionais, apenas atentando para as peculiaridades do novo sistema, já que se trata de um dispositivo mecatrônico. Um outro facilitador desta análise é o fato de que a válvula proposta é parte integrante do MCI de um veículo automotor, sendo assim também esta associada ao ciclo de vida de um automóvel.

Baseado no estudo do ciclo de vida de uma válvula convencional de um automóvel comercial e nas novas características da válvula proposta foi possível idealizar o ciclo de vida do produto visualizado na figura 4.1.



Figura 4.1- Ciclo de Vida do Produto

Com a análise do ciclo de vida do produto foram identificados os clientes considerados mais importantes para o produto:

Clientes Externos:

- Compradores do veículo equipados com a nova válvula;
- Montadores do motor equipados com a nova válvula;
- Mecânicos de motor.

Clientes Internos:

- Setor de manufatura da empresa fabricante do produto;
- Setor de armazenamento da empresa fabricante do produto;
- Setor de detalhamento do projeto.

Clientes Intermediários:

- Transporte e armazenamento;
- Revendedores do produto;

4.1.2 Identificação das Necessidades dos Clientes

O processo de identificação das necessidades dos clientes não é simples. Este levantamento por mais completo que seja, pode não identificar todas as necessidades, visto que em muitos casos os clientes não têm consciência real das suas necessidades, tornando esta identificação ainda mais complexa.

Pela natureza deste trabalho e a ausência de uma estrutura organizacional inerente às grandes empresas desenvolvedoras, que daria suporte a esta pesquisa, procurou-se meios alternativos para o levantamento destas necessidades.

Primeiramente procurou-se entender todo o processo no qual o produto está inserido e estabelecer uma identificação pessoal com cada cliente do ciclo, ou seja, o procedimento adotado foi se colocar na posição de cada cliente procurando vivenciar as suas necessidades e, na medida do possível envolver a opinião de outras pessoas neste processo, respeitando preferencialmente suas especialidades.

Neste processo de simulação foram identificadas as necessidades abaixo:

Clientes internos:

- Setor de Fabricação e Detalhamento de Projeto:
 - a) Número reduzido de componentes a serem fabricados e detalhados;
 - b) Componentes de geometria simples;
 - c) Procedimentos normalizados;
 - d) Componentes padronizados;
 - e) Modularidade;
 - f) De controle simples.
 - g) Variar cursos;
 - h) Variar tempos;
 - i) Variar velocidades;
 - j) Promover estanqueidade do cilindro;
 - l) Atender a altas rotações do motor;
 - m) Ser controlável;
 - n) Suportar altas temperaturas.

Clientes Intermediários:

- Setor de Transporte.
 - a) Dimensões reduzidas;

- b) Baixo peso;
 - c) Pouco frágil.
- Lojas de revendedores:
 - a) Baixo custo;
 - b) Dimensões reduzidas;
 - c) Peso reduzido;
 - d) Robustez;
 - e) Confiabilidade.
 - Setor de armazenamento:
 - a) Dimensões reduzidas;
 - b) Baixo Peso;
 - c) Ausência de cantos vivos;
 - d) Pouco frágil.

Cientes Externos:

- Necessidades Funcionais:
 - a) Variar cursos;
 - b) Variar tempos;
 - c) Variar velocidades;
 - d) Promover estanqueidade do cilindro;
 - e) Atender a altas rotações do motor;
 - f) Ser controlável.
- Operação e Manutenção:
 - a) Baixo ruído;
 - b) Poucos componentes;
 - c) Obter facilmente peças de reposição;
 - d) Modularidade;
 - e) Atender a altas velocidades;
 - f) Fácil manutenção e operação;
 - g) Baixo custo;
 - h) Ser confiável;
 - i) Ser robusto;
 - j) Baixo consumo energético;
 - k) Alta resistência ao desgaste;

- l) Fácil reposição
- Segurança:
 - a) Não colidir com o pistão;
 - b) Não expor partes quentes;
 - c) Não sofrer interferências de parâmetros externos.

4.1.3 Estabelecimento dos Requisitos da Qualidade

A partir da identificação das necessidades principais, iniciou-se o processo de levantamento dos requisitos do projeto, sendo este, uma tradução dos desejos do consumidor para uma linguagem mais ligada a engenharia. Os requisitos de projeto devem ser cuidadosamente determinados, pois o projetista desenvolverá todo o projeto de maneira a criar dispositivos que atendam a esses requisitos que, se estes não espelharem adequadamente os desejos do consumidor, comprometerão a qualidade do produto.

Seguem abaixo os requisitos levantados no presente projeto onde um sinal positivo representa que o requisito deve ser maximizado e um sinal negativo indica que o requisito deve ser minimizado:

- Variar o curso da válvula (+)
- Variar velocidades (+)
- Variar tempos de abertura (+)
- Vazamentos (-)
- Velocidade da válvula (+)
- Velocidade de aterrissagem da válvula (-)
- Frequência de acionamento da válvula (+)
- Curso da válvula (+)
- Nível de ruído (-)
- Consumo de energia (-)
- Variáveis de controle (+)
- Peso (-)

- Dimensão do dispositivo (-)
- Temperatura externa do dispositivo (-)
- Volume (-)
- Arranjo simples dos elementos de fixação e montagem (+)
- Número de componentes (-)
- Preço do produto (-)
- Peças padronizadas (+)
- Número de peças de reposição (-)
- Número de peças cortantes expostas (-)
- Dispositivos de segurança/intertravamento(+)
- Materiais recicláveis (+)

4.1.4 Análise de Sistemas Equivalentes

Partindo da análise da literatura e publicações sobre o problema, referenciadas nesta dissertação, foi possível obter as seguintes informações:

- i) Tolerância válvula/sede: 0,05 mm, (HEISLER, 1995).
- ii) Velocidade de aproximação válvula/sede: 0,1 m/s, (STEFANOPOULOU e PETERSON, 2004; KALLENBACH, 2004), segundo o autor, a velocidade de 0,05m/s seria melhor, porém difícil de ser obtida em intervalos de tempos tão curtos.
- iii) Corrente máxima: 60 A, (KALLENBACH, 2003).
- iv) Folga no guia da válvula: 0,1 mm, (VAN BASSHUYSEN; SCHÄFER, 2004).
- v) Temperatura máxima do atuador: 125°C, (UHLENBROCK et al, 2001; GRAY, 2001), segundo o autor, temperaturas acima deste limite comprometeriam a integridade e estabilidade do circuito eletrônico.
- vi) Freqüência de acionamento: 50Hz, condizente com uma rotação no motor de 6000rpm (BRADER, 2001) também observado em motores comerciais.
- vii) Pressão residual máxima no cilindro no momento da abertura da válvula de exaustão: 600 à 1000 Kpa (DONALDSON, 2003; STUBBS, 2000).

4.1.5 Análise dos Parâmetros de um Motor Comercial

Para melhor identificação das variáveis envolvidas no problema e o melhor esclarecimento da tarefa, achou-se necessário a avaliação de algumas variáveis e aspectos geométricos de um motor comercial. Para esta análise foram utilizados os dados do motor que equipa o veículo Ford Fiesta 1.6, modelo Zetec Rocam 1.6L a gasolina E22, com as especificações a seguir:

- Ângulo do virabrequim: 180°;
- 04 cilindros em linha;
- Tamanho da biela: 128,84 mm (distância entre centros dos olhais);
- Curso da válvula de admissão: 9,74 mm;
- Curso da válvula de escape: 9,74 mm;
- Diâmetro externo da válvula de admissão: 40mm;
- Diâmetro externo da válvula de escape: 34mm;
- Curso do pistão: 75,48mm;
- Diâmetro do pistão: 82,0775mm;
- Rotação máxima: 6.175 rpm;
- Peso da válvula de admissão: 49,2 g;
- Peso da válvula de escape: 50,4 g;
- Taxa de compressão: 9,5:1.

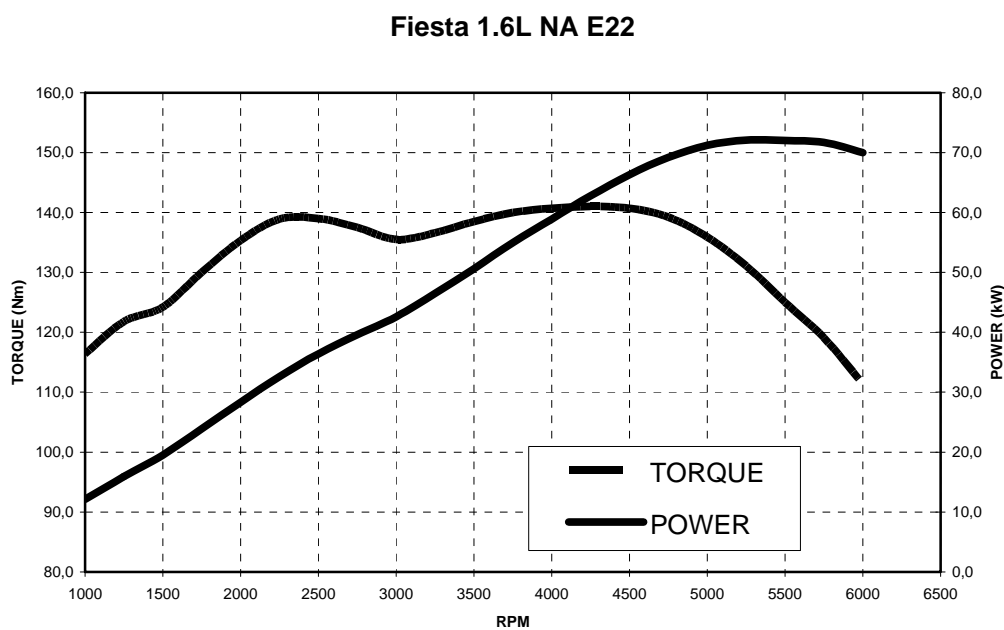


Figura 4.2 - Curva de Potência e Torque (Fonte: FSAO Powertrain PD, 2006).

Estas informações além de auxiliar no esclarecimento da tarefa serão úteis nas fases de dimensionamento das forças e geometria do sistema que será realizado na etapa de projeto preliminar e detalhado posteriormente.

4.1.6 Especificações de Projeto

Baseado nas análises anteriores foi possível listar as especificações de projeto, que foram submetidas a uma análise de relevância e hierarquizadas em três níveis de importância esclarecidos abaixo:

- i) **Obrigatório (O)**; considerados de extrema importância para o funcionamento do protótipo, possui um valor fixo e, a priori, não pode ser descartado. Exemplo: curso da válvula 10 mm.
- ii) **Mínimo (M)**; considerado como condição mínima para o bom funcionamento do protótipo, porém, condições melhores devem ser consideradas. Exemplo: a velocidade da válvula estabelecida é 5m/s, todavia velocidades superiores podem ser consideradas.
- iii) **Desejável (D)**; é o requisito que pode trazer benefícios para o protótipo, porém sua ausência não traz maiores impactos para a funcionalidade. Exemplo: a utilização de materiais recicláveis no projeto.

Além de organizadas conforme importância, as especificações de projeto foram ordenadas de acordo com sua relevância para a Funcionalidade, Estrutura e Fabricação, como seguem nas Tabelas 4.1, 4.2 e 4.3 abaixo:

Tabela 4.1 – Especificações importantes para funcionalidade.

Nº	Peso	Requisito
1	O	Deslocamento da válvula: 10 mm
2	M	Variação do deslocamento: 8mm
3	O	Tolerância válvula/sede: 0,05 mm
4	M	Frequência de atuação: 50 Hertz
5	M	Rotação do motor (virabrequim): 6000 rpm

6	M	Velocidade da válvula: 5,0 m/s
7	M	Pressão residual no cilindro: 500KPa
8	O	Tensão: 12 V
9	O	Corrente máxima: 60 A
10	O	Diâmetro da válvula de exaustão: 34 mm
11	O	Diâmetro da válvula de admissão: 40 mm
12	D	Velocidade de aproximação válvula/sede: 0,1 m/s
13	O	Temperatura máxima do atuador: 125°C
14	M	Tempos de atuação: 2,5 ms
15	O	Folga no guia da válvula: 0,1 mm

Tabela 4.2 – Especificações importantes para estrutura.

Nº	Peso	Requisito
16	O	Geometria original da sede e corpo da válvula
17	D	Dimensões reduzidas do conjunto
18	D	Peso reduzido do conjunto
19	D	Geometria que permita o auto-alinhamento na montagem
20	O	Resistente a temperatura máxima de 150°C.
21	M	Proteção IP-68, resistente a jatos de água e poeira.
22	M	Boa resistência a fadiga
23	D	Utilização de apenas um conector elétrico

Tabela 4.3 – Especificações importantes para fabricação.

Nº	Peso	Requisito
24	D	Número de dispositivos: 3 protótipos em 2006
25	D	Peças de fabricação fácil (geometria simples)
26	D	Utilização de mesmo material da válvula original
27	D	Mínimas perdas na fabricação (utilização de procedimentos).
28	D	Mínimo peso e tamanho
29	D	Alta dureza superficial das peças móveis

Legenda: O – Obrigatório D – Desejável M - Mínimo

4.2 PROJETO CONCEITUAL

Após a elaboração das especificações realizadas anteriormente no projeto informacional, deu-se início ao processo de geração de concepções alternativas. Para atingir este objetivo, foram realizadas uma série de atividades, de acordo com a metodologia estruturada para este projeto.

4.2.1 Função Global

Nesta etapa foi determinada a função técnica total, ou função global para o produto em questão, que descreve, em termos gerais, as funções que a válvula deve realizar, juntamente com o fluxo de entrada e saída de energia, informações, materiais e interações com o sistema técnico de fronteira. A figura 4.3 ilustra a função global e suas interfaces, logo em seguida na Tabela 4.4 as variáveis generalizadas do sistema técnico são detalhadas.

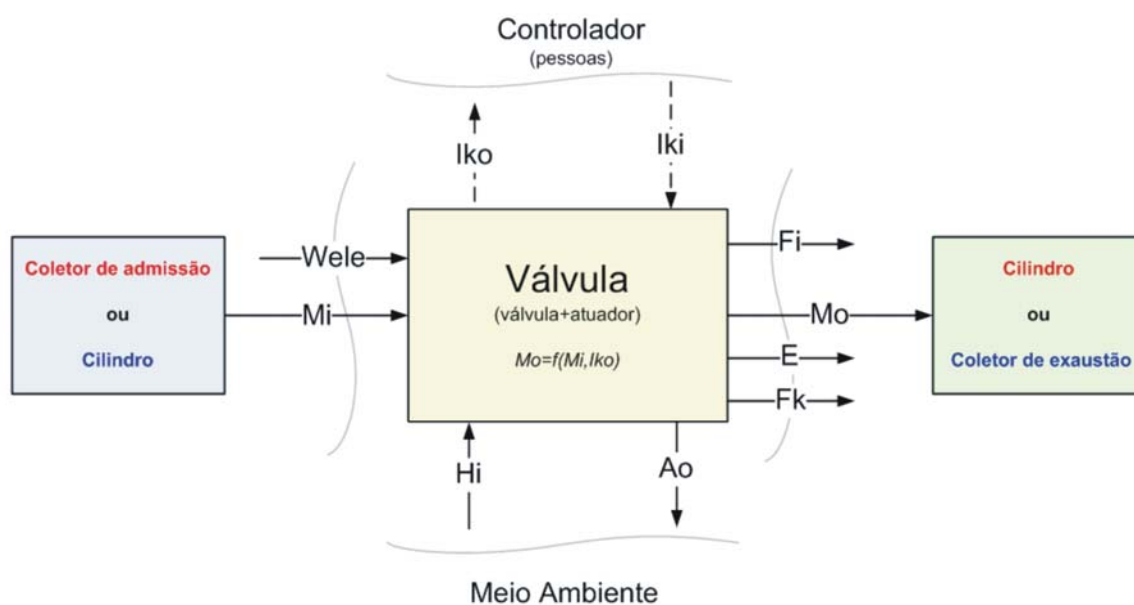


Figura 4.3 - Função global da válvula .

Tabela 4.4 – Legenda: interfaces do sistema técnico

Variável	Descrição
M_i	Volume de entrada: Ar/combustível
M_o	Volume de saída: Ar/combustível
$Wele$	Potência elétrica
Iko	Informação: posição da válvula para o sistema de controle
Iki	Informação: do sistema de controle para o atuador
Fi	Forças inerciais
E	Energia dissipada em forma de calor, ruído, atrito...
Hi	Calor proveniente da câmara de combustão
Ao	Vibração induzida pelo sistema no cabeçote do motor

4.2.2 Estrutura Funcional

Nesta fase serão detalhadas algumas estruturas funcionais necessárias para a atuação e controle do movimento da válvula. Esse detalhamento traduz a função global em funções e sub-funções simplificadas, estratificando o problema e facilitando posteriormente o processo de busca por soluções.

Diante das várias possibilidades de atuação, foram concebidas várias estruturas funcionais. Após análise detalhada três estruturas foram selecionadas, estas estruturas são baseadas em diferentes combinações de atuadores e seus respectivos movimentos de atuação, conforme figura 4.4 (a, b e c).

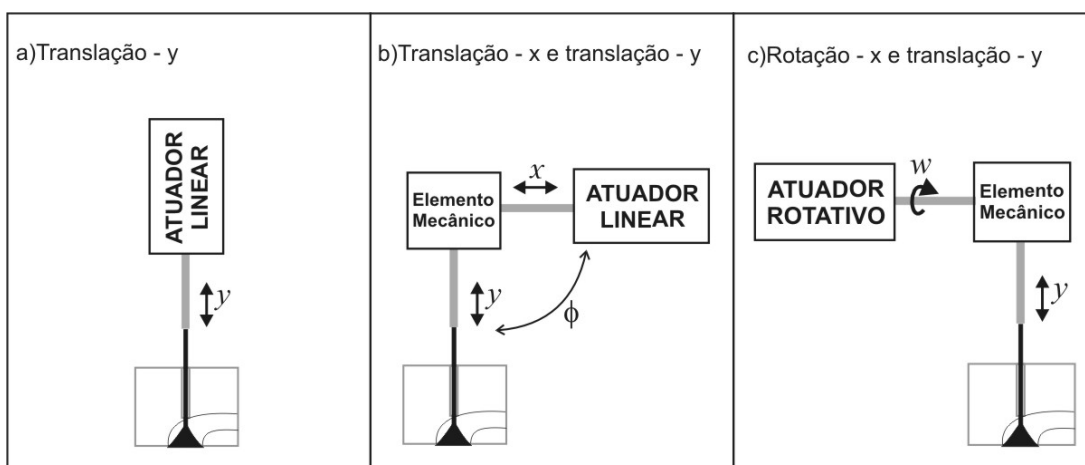


Figura 4.4 - Atuadores: diferentes direções e tipos de movimento.

A primeira estrutura, visualizada nas figuras 4.4 (a) e 4.5, é a estrutura mais simplificada e direta, formada apenas por uma translação na direção do movimento de atuação da válvula (y). Esta estrutura limita-se na utilização de atuadores lineares posicionados no curto espaço logo acima do cilindro, tem como principal vantagem a ausência de elementos mecânicos para conversão de movimento e como principal desvantagem a falta de flexibilidade na sua localização visto que a posição do atuador limita-se a parte superior do cilindro. Grande parte dos atuadores eletro-hidráulicos e eletromagnéticos utilizam esta estrutura.

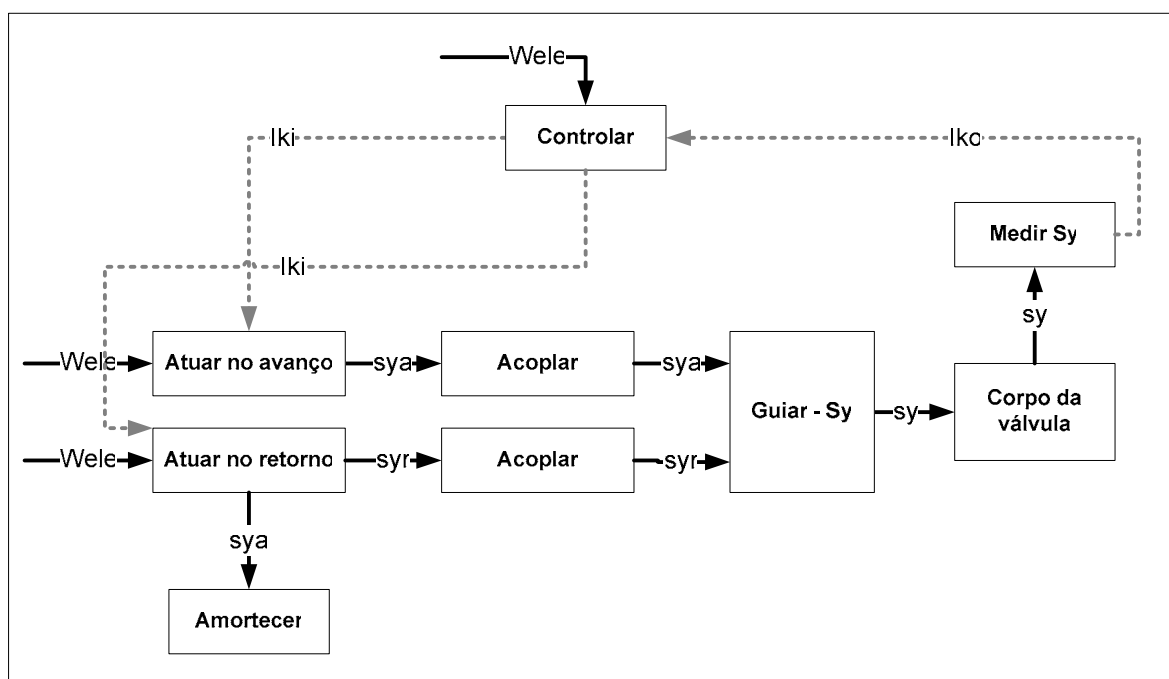


Figura 4.5 - Estrutura Funcional - 01.

A segunda estrutura, visualizada nas figuras 4.4 (b) e 4.6, é formada por uma translação na direção do movimento de atuação da válvula (y) e outra translação em qualquer outra direção (x) que faz um ângulo (Φ) com o eixo (y). Esta estrutura tem como principal vantagem a flexibilidade de posicionamento, além da flexibilidade dimensional do atuador, a principal desvantagem é a necessidade de elementos mecânicos para conversão de movimento, o que traz mais perdas mecânicas e um número maior de partes móveis.