

Figura 4.6 - Estrutura Funcional - 02.

A terceira estrutura, visualizada nas figuras 4.1 (c) e 4.7, é formada por uma translação na direção do movimento de atuação da válvula (y) e uma rotação (w) na direção (x), tem vantagens e desvantagens semelhantes à estrutura 02.

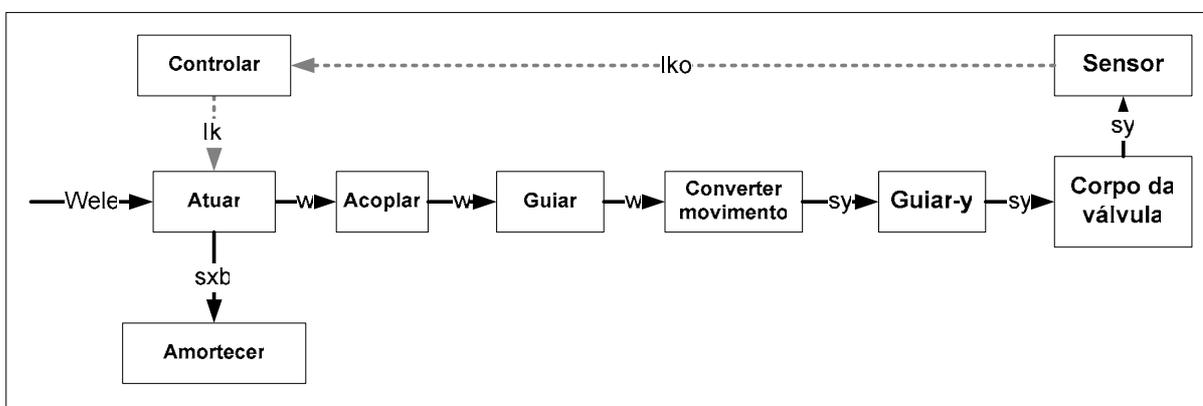


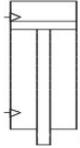
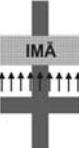
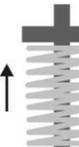
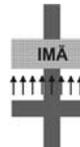
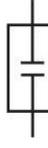
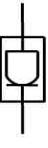
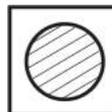
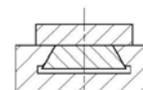
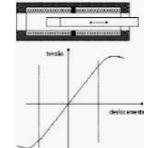
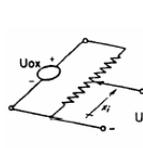
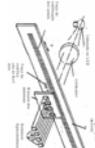
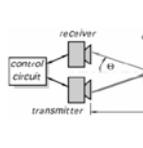
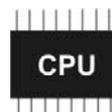
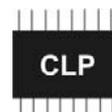
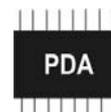
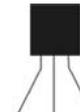
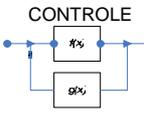
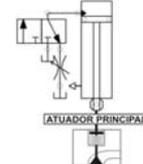
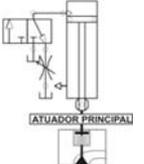
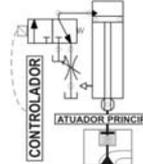
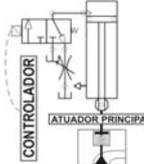
Figura 4.7 - Estrutura Funcional - 03.

Baseado nos requisitos de frequência e a intenção inicial de simplificação do sistema mecânico, a estrutura funcional – 01 foi adotada neste trabalho. A escolha permite a obtenção dos requisitos com menores perdas mecânicas e menor número de interações mecânicas indesejáveis. Esta estrutura será o ponto de partida para a busca dos princípios de solução na próxima etapa deste trabalho.

4.2.3 Matriz Morfológica

Nesta etapa será construída a matriz morfológica, Tabela 4.5, que consiste na busca por diferentes soluções para o problema global visando a obtenção de uma visão mais ampla das diferentes soluções e combinações de soluções para o problema.

Tabela 4.5 – Matriz morfológica

1) ATUAR NO AVANÇO	1.1 	1.2 	1.3 	1.4 	1.5 	1.6 
2) ATUAR NO RETORNO	2.1 	2.2 	2.3 	2.4 	2.5 	2.6 
3) ACOPLAR	3.1 	3.2 	3.3 	3.4 	3.5 	3.6 
4) GUIAR	4.1 	4.2 	4.3 	4.4 	4.5 	4.6 
5) MEDIR	5.1 	5.2 	5.3 	5.4 	5.5 	5.6 
6) CONTROLAR	6.1 	6.2 	6.3 	6.4 	6.5 	6.6 
7) AMORTECER	7.1 	7.2 	7.3 	7.4 	7.5 	7.6 

Legenda:

Apresenta-se a seguir a legenda explicativa para algumas simbologias utilizadas na matriz morfológica. A numeração corresponde àquela indicada no desenho.

1) Atuar no avanço

- 1.1 Atuador eletromagnético linear
- 1.2 Atuador hidráulico linear
- 1.3 Atuador pneumático linear
- 1.4 Atuador piezelétrico linear
- 1.5 Atuador eletromagnético rotacional-linear
- 1.6 Atuador baseado em imã permanente

2) Atuar no retorno

- 2.1 Retorno com o mesmo atuador utilizado no avanço
- 2.2 Retorno por mola linear
- 2.3 Retorno por imã permanente
- 2.4 Atuador por membrana elástica
- 2.5 Retorno por força da gravidade
- 2.6 Retorno por mola torsional

3) Acoplar

- 3.1 Acoplamento rígido
- 3.2 Acoplamento por contato de superfície
- 3.3 Acoplamento por contato pontual
- 3.4 Acoplamento por contato linear externo através de elemento rolante
- 3.5 Acoplamento auto compensador
- 3.6 Acoplamento hidráulico

4) Guiar

- 4.1 Mancal de deslizamento cilíndrico
- 4.2 Mancal de deslizamento cilíndrico com restrição à rotação
- 4.3 Mancal com rolamento
- 4.4 Mancal de deslizamento prismático
- 4.5 Mancal hidrodinâmico
- 4.6 Guia elástico duplo

5) Medir

5.1 Sensor indutivo tipo LVDT (Linear Variable Differential Transformer)

5.2 Potenciômetro linear

5.3 Sensor indutivo analógico

5.4 Escala óptica

5.5 Encoder absoluto

5.6 Sensor ultrassônico

6) Controlar

6.1 Controle através de um computador de mesa

6.2 Controle através de um micro controlador

6.3 Controle através de um CLP

6.4 Controle através de um PDA (Personal Digital Assistants)

6.5 Controle através de eletrônica analógica

6.6 Controle através de um computador portátil

7) Amortecer

7.1 Amortecimento através de controle do atuador

7.2 Amortecimento hidráulico pré-ajustado

7.3 Amortecimento pneumático pré-ajustado

7.4 Amortecimento hidráulico controlado dinamicamente

7.5 Amortecimento pneumático controlado dinamicamente

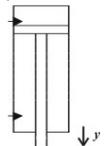
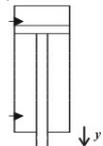
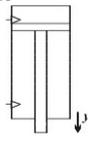
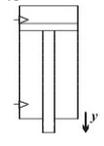
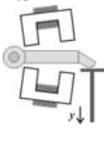
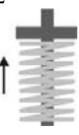
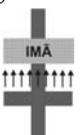
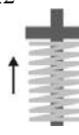
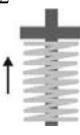
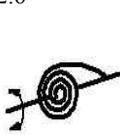
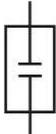
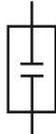
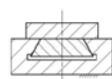
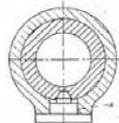
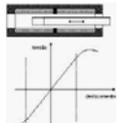
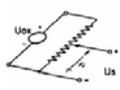
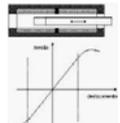
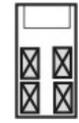
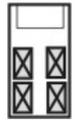
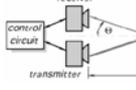
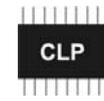
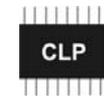
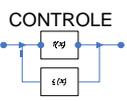
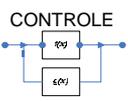
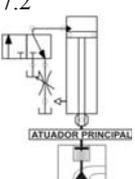
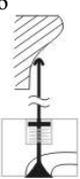
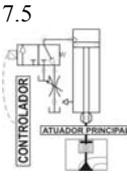
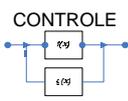
7.6 Amortecimento através de dispositivo mecânico ou flexível

4.2.4 Síntese de Concepções Alternativas

Finalizado o processo de busca e pré-seleção dos princípios de solução, busca-se nesta etapa a geração de concepções alternativas através da combinação dos princípios de solução definidos na matriz morfológica.

A metodologia utilizada para a busca de concepções alternativas se deu através de solução geradas a partir da análise das combinações e possibilidade de interação entre os princípios levando em consideração, em um nível primário, a funcionalidade do sistema e viabilidade de execução do projeto. Neste sentido procurou-se conceber pelo menos oito soluções diferentes, o que pode ser visualizado na Tabela 4.6 a seguir.

Tabela 4.6 – Síntese de concepções alternativas

FUNÇÕES	Nº1	Nº2	Nº3	Nº4	Nº5	Nº6	Nº7	Nº8
1) ATUAR NO AVANÇO	1.1 	1.1 	1.2 	1.2 	1.3 	1.3 	1.4 	1.5 
2) ATUAR NO RETORNO	2.2 	2.3 	2.1 	2.2 	2.4 	2.1 	2.2 	2.6 
3) ACOPLAR	3.2 	3.1 	3.6 	3.2 	3.6 	3.1 	33.2 	3.4 
4) GUIAR	4.1 	4.4 	4.5 	4.1 	4.5 	4.2 	4.6 	4.3 
5) MEDIR	5.1 	5.2 	5.1 	5.3 	5.4 	5.3 	5.6 	5.5 
6) CONTROLAR	6.2 	6.3 	6.2 	6.3 	6.2 	6.3 	6.2 	6.3 
7) AMORTECER	7.1 	7.6 	7.1 	7.2 	7.6 	7.5 	7.1 	7.6 

4.2.5 Avaliação e Seleção das soluções

Nesta etapa as soluções serão avaliadas segundo a viabilidade de produção, viabilidade tecnológica e o pleno atendimento dos requisitos de projeto estabelecidos na primeira fase do projeto.

As técnicas que serão utilizadas também permitem uma análise comparativa, absoluta e relativa, entre diversas alternativas geradas, estabelecendo critérios que irão facilitar a identificação daquela tida como mais satisfatória, chegando-se então a alternativa selecionada.

a) Avaliação baseada no julgamento da viabilidade de produção

Na avaliação de viabilidade as alternativas geradas podem ser consideradas como: não viável, condicionalmente viável e como um conceito que deve ser considerado pelo seu alto grau de viabilidade. A análise de viabilidade da alternativa permite visualizar o funcionamento da máquina e a interface entre os seus componentes, bem como o uso.

A alternativa N°1 é considerada condicionalmente viável devido aos seguintes fatos:

- Necessidade de estudos mais avançados de uma estratégia de controle compatível com as características da curva de força de um atuador eletromagnético e a necessidade de amortecimento no final de curso do atuador.
- Necessidade de desenvolvimento de um subsistema de potência para o atendimento da demanda do atuador eletromagnético.

A alternativa N°2 é considerada condicionalmente viável devido ao seguinte fato:

- Necessidade de desenvolvimento de um subsistema de potência para o atendimento da demanda do atuador eletromagnético.

A alternativa N°3 é considerada condicionalmente viável devido ao seguinte fato:

- Necessidade de desenvolvimento de um subsistema contemplando o mancal hidrodinâmico.

A alternativa N°4 deve ser considerada.

A alternativa N°5 é considerada condicionalmente viável devido ao seguinte fato:

- Necessidade de desenvolvimento de um subsistema contemplando o mancal hidrodinâmico.

A alternativa N°6 deve ser considerada.

A alternativa N°7 é considerada não viável devido:

- Limitações tecnológicas do uso de atuador piezelétrico e seu pequeno curso de atuação com a necessidade de desenvolvimento de um subsistema de amplificação do movimento.
- Limitações de custo associadas à utilização de atuador piezelétrico.
- Limitações de espaço associado à utilização de guias elásticos.

A alternativa N°8 é considerada condicionalmente viável devido ao seguinte fato:

- Limitações tecnológicas para confecção de mola do tipo torsional compatível com as necessidades do projeto.

b) Avaliação baseada na disponibilidade tecnológica

Objetiva-se através da avaliação baseada na disponibilidade tecnológica verificar a capacidade atual de produção das alternativas geradas com base em tecnologias existentes, na confiabilidade das mesmas e no conhecimento ou experiências que indiquem seus parâmetros funcionais. Esta segunda técnica de avaliação não proporcionou nenhum novo descarte.

c) Avaliação baseada no critério passa/não passa

Os critérios utilizados para a avaliação passa/não passa baseiam-se no atendimento dos requisitos de qualidade projetuais estabelecidos anteriormente, desta forma são identificados os pontos fracos das alternativas, como pode-se observar na tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Tabela Passa/Não Passa

Requisito	Alternativas						
	Nº1	Nº2	Nº3	Nº4	Nº5	Nº6	Nº8
01. Variar o curso da válvula (+)	NP	NP	P	P	NP	NP	NP
02. Variar velocidades (+)	P	P	P	P	NP	NP	P
03. Variar tempos de abertura (+)	P	P	P	P	P	P	P
04. Vazamentos (-)	P	P	P	P	P	P	P
05. Velocidade da válvula (+)	P	P	P	P	P	P	P
06. Velocidade de aterrissagem da válvula (-)	P	P	P	P	P	P	P
07. Frequência de acionamento da válvula (+)	P	P	P	P	P	P	P
08. Curso da válvula (+)	P	P	P	P	P	P	P
09. Nível de ruído (-)	NP	NP	P	P	NP	NP	NP
10. Consumo de energia (-)	NP	NP	P	P	P	P	NP
11. Variáveis de controle (+)	P	P	P	P	NP	NP	P
12. Peso (-)	P	P	P	P	P	P	P
13. Dimensão do dispositivo (-)	P	P	P	P	P	P	P
14. Temperatura externa do dispositivo (-)	P	P	P	P	P	P	P
15. Volume (-)	P	P	P	P	P	P	P
16. Arranjo simples dos elementos de fixação e montagem (+)	P	P	P	P	P	P	P
17. Número de componentes (-)	P	P	P	P	P	P	P
18. Custo (-)	P	P	NP	P	NP	P	P
19. Peças padronizadas (+)	P	P	P	P	P	P	P
20. Número de peças de reposição (-)	P	P	NP	P	NP	P	P
21. Número de peças cortantes expostas (-)	P	P	P	P	P	P	P
22. Dispositivos de segurança/interventivo(+)	P	P	P	P	P	P	P
23. Materiais recicláveis (+)	P	P	P	P	P	P	P
Total P	20	20	21	23	17	19	20
Total NP	03	03	02	00	06	04	03

No caso de não cumprir estas necessidades, a concepção tem grande possibilidade de ser descartada. Então, a avaliação serviu para eliminar a alternativa N°5, descartada por ter muitas peças e com alta complexidade tecnológica. São exemplos o mancal hidrostático, o retorno por membrana e o acoplamento hidráulico. Tudo contribui no aumento do preço e complexidade do produto

d) Avaliação baseada na matriz de avaliação baseada nos requisitos de qualidade

A matriz de avaliação ou método de Pugh possibilita medir a capacidade de cada alternativa de atender as especificações de projeto e conseqüentemente as necessidades dos clientes. Foi estabelecido peso para os requisitos, levando em consideração a funcionalidade da máquina e a alternativa N°4 foi adotada como referência por se mostrar mais completa e viável até o momento.

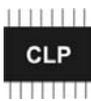
Ainda assim se faz necessário a utilização da matriz de avaliação na possível identificação de uma alternativa melhor. Neste caso cada parâmetro do conceito que será avaliado é julgado como melhor (+) que, mesmo (M) que ou pior (-) que a referência, como segue na tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Matriz de Avaliação baseada nos requisitos de qualidade

Requisito	Peso	N°1	N°2	N°3	N°4	N°6	N°8
Alternativa							
01. Variar o curso da válvula (+)	5	-	-	M	REFERÊNCIA	-	-
02. Variar velocidades (+)	4	-	-	M		M	-
03. Variar tempos de abertura (+)	5	M	M	M		M	M
04. Vazamentos (-)	5	M	-	M		M	M
05. Velocidade da válvula (+)	5	M	M	M		M	M
06. Velocidade de aterrissagem da válvula (-)	5	-	-	+		+	-
07. Freqüência de acionamento da válvula (+)	5	M	M	M		M	M
08. Curso da válvula (+)	4	M	M	M		M	M
09. Nível de ruído (-)	4	-	-	M		-	-
10. Consumo de energia (-)	4	-	-	M		M	-
11. Variáveis de controle (+)	4	M	M	M		M	M
12. Peso (-)	3	M	M	-		M	-
13. Dimensão do dispositivo (-)	4	M	M	M		M	M
14. Temperatura externa do dispositivo (-)	2	-	-	M		M	-
15. Volume (-)	4	M	M	M		M	M
16. Arranjo simples dos elementos de fixação (+)	3	M	M	M		M	M
17. Número de componentes (-)	3	M	M	-		-	M
18. Preço do produto (-)	3	M	M	-		M	M
19. Peças padronizadas (+)	2	M	M	M		M	M
20. Número de peças de reposição (-)	1	M	M	-		M	M
21. Número de peças cortantes expostas (-)	1	M	M	M		M	M
22. Dispositivos de segurança/intertravamento(+)	2	-	-	M		M	-
23. Materiais recicláveis (+)	2	M	M	M		M	M
Total +		0	0	1	0	1	0
Total -		7	8	4	0	3	8
Total Global		-7	-8	-3	0	-2	-8
Peso Total		-26	-31	-5	0	-7	-29

Através da análise da matriz de avaliação, observa-se que as alternativas, em comparação com a alternativa N°4, possuem baixo escore, desta forma conclui-se que o conceito selecionado e que será desenvolvido é o baseado na alternativa N°4, melhor explicada na tabela 4.9 a seguir.

Tabela 4.9 – Conceito escolhido

FUNÇÕES	N°4	Descrição
1) ATUAR NO AVANÇO	1.2 	Atuador hidráulico linear de simples efeito.
2) ATUAR NO RETORNO	2.2 	Retorno por mola de compressão, que facilita a compensação das dilatações térmicas do conjunto mantendo a estanqueidade do sistema.
3) ACOPLAR	3.2 	Acoplamento entre atuador e corpo da válvula através de simples contato entre áreas.
4) GUIAR	4.1 	Mancal de deslizamento cilíndrico compatível com os mancais utilizados em motores convencionais.
5) MEDIR	5.3 	Sensor de deslocamento indutivo analógico.
6) CONTROLAR	6.3 	Controlador Lógico programável
7) AMORTECER	7.2 	Amortecimento hidráulico de final de curso através de restrição do escoamento.

4.3 PROJETO PRELIMINAR

Nesta etapa o conceito formulado no projeto conceitual evolui para o *layout* definitivo do protótipo, incorporando os aspectos inerentes a cada princípio definido no conceito adotado.

4.3.1 Circuito Hidráulico Válvulas e Acionamento

O conjunto atuador linear de simples efeito com retorno por mola foi adotado como princípio de atuação. Neste sentido faz-se necessário o projeto de um circuito hidráulico que atenda a este tipo de atuador incorporando as necessidades adicionais intrínsecas do projeto. Para melhor esclarecimento estas necessidades serão abordadas em seguida.

O circuito deve atender à necessidade de atuação no avanço e retorno de maneira controlável, ou seja, de maneira que seja possível variar os tempos e duração das válvulas.

Uma outra característica importante é que o circuito deve permitir a obtenção de cursos intermediários, ou seja, permitir a variação do curso entre o valor mínimo de 2mm e o máximo de 10mm.

Devido a necessidade de redução de velocidade da válvula em seu percurso final evitando choques com a sede em alta velocidade o atuador deve incorporar um amortecimento hidráulico de final de curso tendo como meta de projeto uma velocidade de 0,1m/s, valor este 50% inferior ao valor mínimo observado em motores comerciais que variam de 0,2 a 0,3m/s

Diante das necessidades observadas anteriormente, após análise de outras possibilidades, optou-se pelo circuito da figura 4.8, no qual a válvula direcional 3/2 vias (VD1) é utilizada para o movimento de avanço do atuador (AT) com possibilidade de paradas intermediárias e a obtenção de cursos intermediários. Isto é possível visto que o retorno de AT através da atuação da mola só é exequível com o acionamento da válvula direcional 2/2 vias (VD2) que permite o retorno do fluido existente no cilindro do atuador para tanque.

A combinação do acionamento das válvulas VD1 e VD2 através dos solenóides S1 e S2 permite a variação de tempos de acordo com a demanda do sistema de controle.

O amortecimento hidráulico foi resolvido a partir da utilização de uma válvula controladora de vazão (VC2) que restringirá o escoamento da última parcela de fluido existente no cilindro promovendo sua desaceleração.

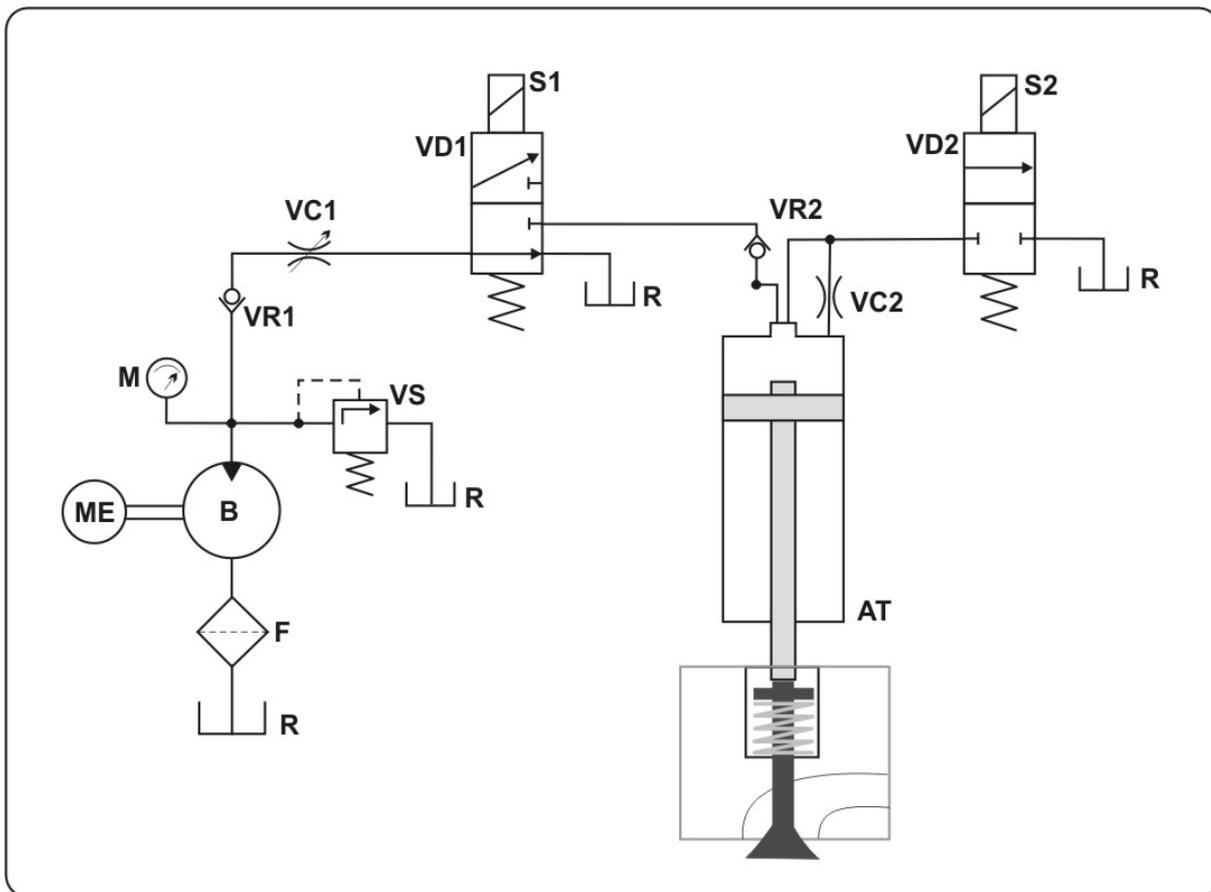


Figura 4.8 - Circuito Hidráulico do protótipo.

A função dos outros componentes do circuito será descrita abaixo:

- R é o reservatório a pressão atmosférica do sistema hidráulico;
- F é o filtro do sistema;
- B é a bomba de deslocamento positivo, fonte de energia do sistema;
- ME é o motor elétrico de acionamento da bomba;
- M é um manômetro para verificação de pressão do sistema;
- VS é a válvula limitadora de pressão do sistema;
- VR1 e VR2 são válvulas de retenção que impedem possível retorno de fluido em sentido contrário ao desejado;
- VC1 é a válvula limitadora de vazão do sistema;

Através das válvulas VS e VC1 é possível variar a pressão e vazão do sistema o que será útil durante o teste do sistema.

4.3.2 Atuador

a) Cálculo da força requerida

Como primeira etapa para o dimensionamento do atuador tornou-se necessário a análise das forças envolvidas no movimento. Para obtenção da condição de maior sollicitação do atuador foi considerado o momento da abertura da válvula de descarga, onde se tem a maior pressão residual dentro da câmara de combustão o que pode ser verificado no gráfico da figura 2.2. Esta pressão atuando na parte inferior da válvula de exaustão, juntamente com a força da mola e forças de atritos viscosos e mecânicos é a condição de maior esforço do atuador.

Logo após abertura da válvula a pressão do sistema diminui rapidamente enquanto a força necessária para acionamento da mola aumenta, como ilustra a figura 4.9 a seguir (BRADER, 2001).

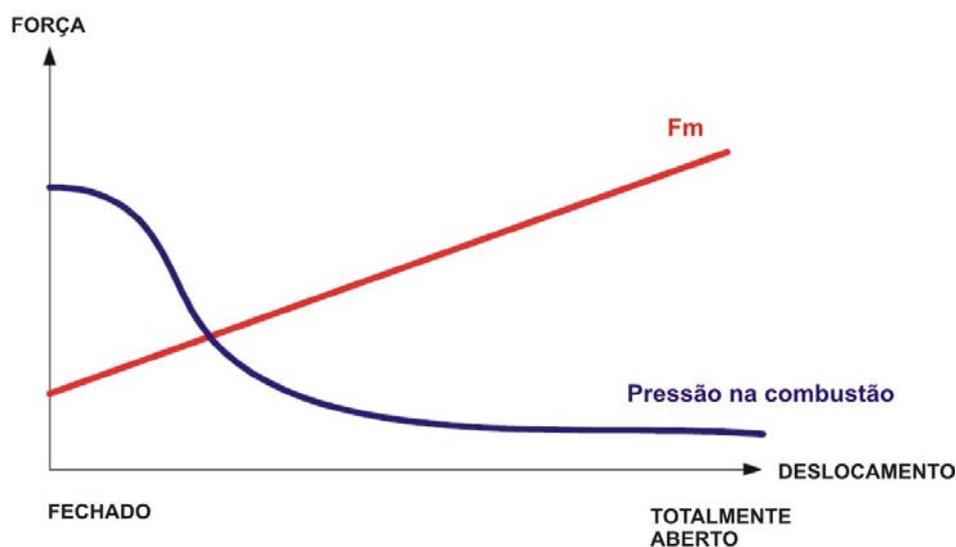


Figura 4.9 – Força da mola x Pressão no cilindro

Uma análise das forças significativas deste sistema foi proposto por DONALDSON (2003), na qual se tem basicamente quatro forças dominantes. A força atuante na parte inferior da válvula devido à pressão residual (P_{rc}) na câmara de combustão (F_g), a força resultante da compressão da mola que propicia o fechamento da válvula (F_m), a força devido ao atrito viscoso (F_{at}) e finalmente a força do atuador hidráulico (F_a), o que pode ser melhor visualizado no diagrama de corpo livre da válvula na figura 4.10 a seguir.

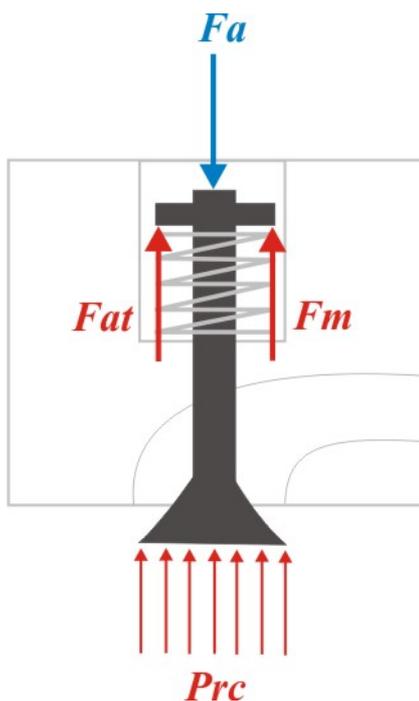


Figura 4.10 – Diagrama de corpo livre da válvula.

Analisando o equilíbrio de forças tem-se:

$$\sum F_y = 0 \quad (4.1)$$

$$F_a = F_{at} + F_m + F_g \quad (4.2)$$

$$F_{at} = v.b \quad (4.3)$$

$$F_m = K.x \quad (4.4)$$

$$F_g = P_{rc} . A_{ve} \quad (4.5)$$

onde:

v é a velocidade da válvula

b é o índice de viscosidade

A_{ve} é a área da parte inferior da válvula de exaustão.

Calculando as forças do sistema para a condição crítica:

Para a força de pré-carga da mola ($k=35\text{N/mm}$), tem-se:

$$F_m = 35.1,0 = 35N \quad (4.6)$$

Para a força dos gases na pressão residual de 500kPa, temos:

$$F_g = 500.10^3 \cdot \frac{\pi \cdot (0,034)^2}{4} = 453,9N \quad (4.7)$$

Para a força de atrito, temos:

$$F_g = 2.10 = 20N \quad (4.8)$$

Então,

$$F_a = F_{at} + F_m + F_g = 30 + 35 + 453,96 = 508,9N \quad (4.9)$$

b) Cálculo do diâmetro do cilindro

Tendo a força necessária para o atuador na ordem de 508,9 N na condição crítica é possível dimensionar o diâmetro do atuador visto que a pressão máxima admitida para a o sistema hidráulico foi adotada com sendo 10 Mpa. Todavia, este dimensionamento deve levar em conta os tempos limites de atuação de maneira que o protótipo atenda a demanda para frequências na ordem de 50Hz.

Neste ponto, há que se avaliar a solução de compromisso entre dois requisitos conflitantes, visto que um maior diâmetro do cilindro favorece a obtenção de maiores forças, mas diminui a velocidade de atuação, visto que a vazão máxima adotada para o sistema é de 3Gpm (11,3 l/min) ($189.10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$)

Os valores limites foram adotados levando-se em consideração a possibilidade de utilização de uma unidade hidráulica existente nos laboratórios da UFBA.

Baseado nos valores adotados como limite e na demanda do sistema foram calculadas a velocidade de atuação da válvula e a força obtida no atuador hidráulico, os cálculos são descritos abaixo e os resultados foram plotados em um gráfico da figura 4.11 em seguida.

Para Força do atuador, temos:

$$F_a = P_H \cdot A_A \tag{4.10}$$

onde,

P_H é a pressão hidráulica do sistema;

A_A é a área do cilindro do atuador

Para velocidade de atuação, temos:

$$v_A = Q \cdot A_A \tag{4.11}$$

onde,

v_A é a vazão do sistema hidráulico;

A_A é a área do cilindro do atuador

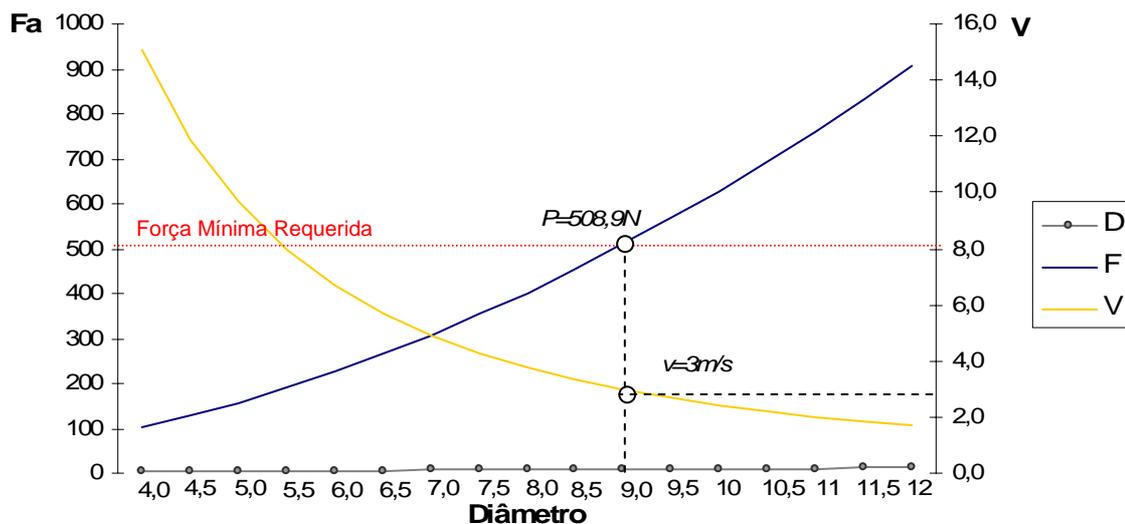


Figura 4.11 – Força e Velocidade x diâmetro.

Após a análise dos resultados ficou definido o diâmetro do cilindro do atuador hidráulico como sendo 9 mm o que retorna a força mínima de 508,9 N a uma pressão de 8 MPa e 636 N para a pressão de 10 MPa retornando também uma velocidade máxima de 3 m/s que atende a demanda para o funcionamento do motor em altas rotações. O modelo 3D é ilustrado na figura 4.12. O detalhamento construtivo do atuador foi ocultado devido ao processo de patente em andamento junto ao Instituto Nacional de Propriedade Intelectual (INPI).

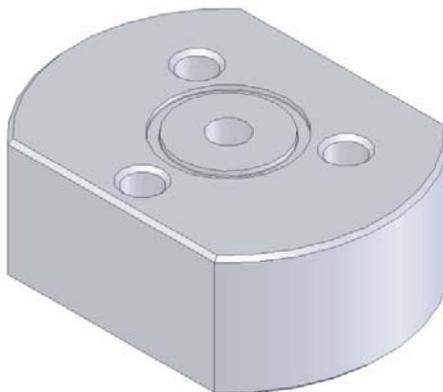


Figura 4.12 – Cilindro do atuador hidráulico.

c) Pistão com amortecimento de final de curso

Uma vez calculado o diâmetro do cilindro, define-se apenas a folga existente entre o pistão e o cilindro. Foi decidido pela utilização de dois *O-rings* para vedação entre cilindro e atuador. Segundo o manual de *O-ring* da PARKER (2003), a folga utilizada para vedações com *O-ring* com movimento alternativo até 10,3 MPa é de 0,05mm o que resulta num diâmetro do pistão de 8,95mm.

O curso do pistão também está definido pelo curso da válvula fixado no projeto informacional com sendo 10 mm. As outras dimensões auxiliares serão definidas no projeto detalhado.

A solução adotada para o amortecimento de final de curso foi retirada deste trabalho devido ao processo de patente em andamento.

4.3.3 Válvulas Direcionais

Para tornar o protótipo mais compacto e reduzir o número de peças, as válvulas VD1, VD2 e VR2 foram incorporadas em uma única peça, modelo 3D na figura 4.13.

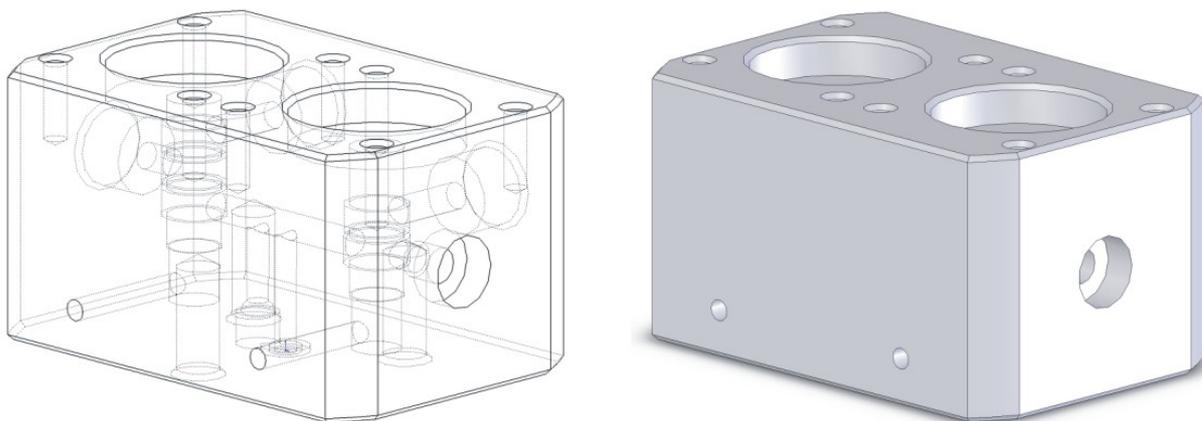


Figura 4.13 – Corpo da válvula.

Os dois carretéis das válvulas, vistos na figura 4.14, foram projetados para um curso de 6 mm a ser fornecidos pelos dois solenóides de acionamento S1 e S2. Estes possuem um furo passante ao longo de seu comprimento que possibilita além de um melhor equilíbrio hidráulico, respostas mais rápidas na atuação.



Figura 4.14 – Carretel da válvula.

Visando facilitar o processo de fabricação, os retornos para tanque não foram unificados dentro do bloco da válvula, estabelecendo-se um retorno para cada válvula (R1 e R2).

Os solenóides S1 e S2 estão situados logo acima do carretel da válvula, e são fixados ao corpo da válvula através de quatro parafusos cada. Para melhor visualização a figura 4.15 ilustra a montagem com conjunto de atuação destacando os solenóides, corpo da válvula e cilindro.

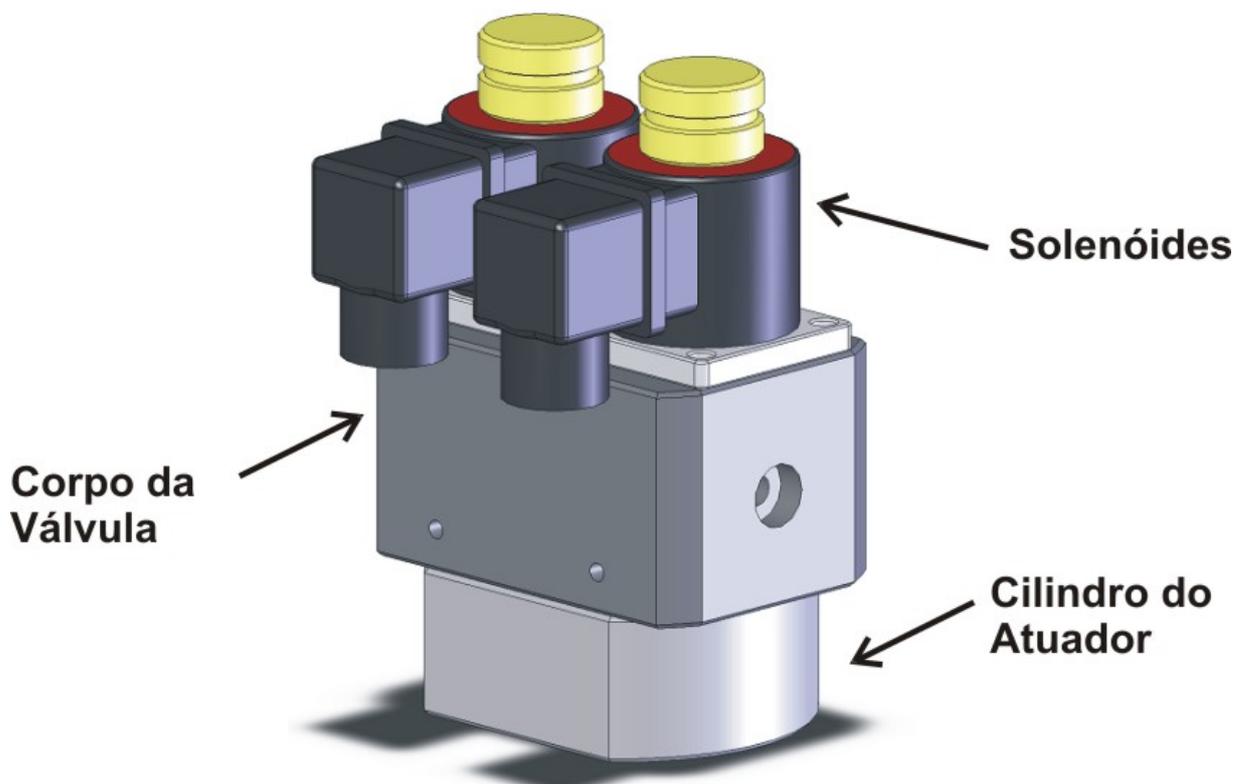
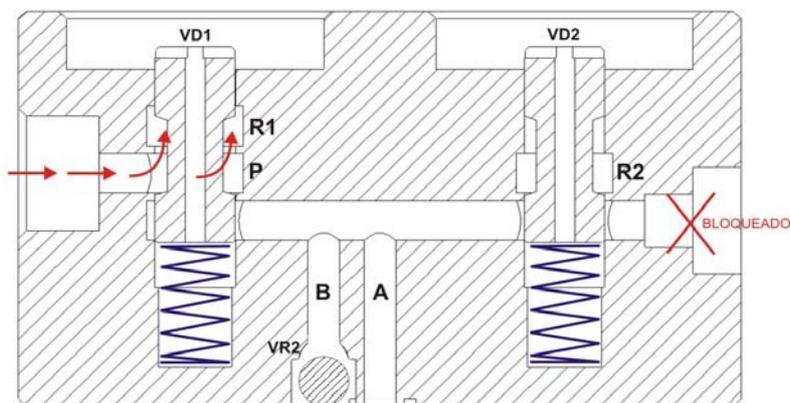


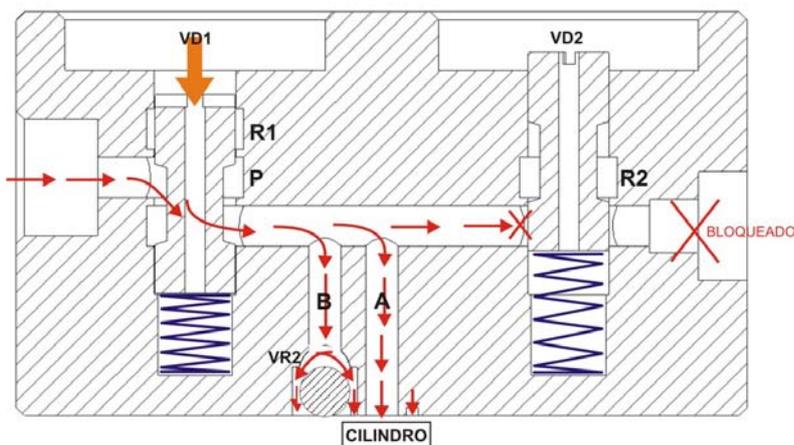
Figura 4.15 – Conjunto de acionamento.

Para o melhor entendimento do sistema de válvulas e conexões vinculados na peça denominada corpo da válvula, a figura 4.16 (a), (b) e (c) ilustra em corte as três condições de funcionamento do sistema.

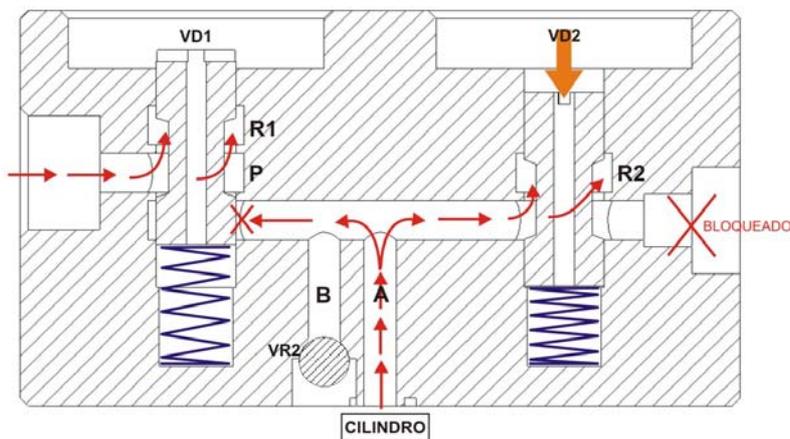
Nesta figura em corte as tomadas R1 e R2 estão situadas atrás do corte do carretel e a tomada denominada “bloqueada” foi a alternativa mais viável na fabricação do canal que interliga VD1, VD2, A e B, não apresentando nenhum significado para o sistema hidráulico. Seu tamponamento foi realizado através de tampa rosqueada na montagem final do sistema.



(a) Atuador em posição normal



(b) Atuador em avanço



(b) Atuador em retorno

Na posição normal (solenóide desativado) o fluido que entra pela tomada de pressão P da válvula VD1 flui direto para o reservatório R pela tomada R1.

A válvula VD2 encontra-se na posição fechada.

Acionando o solenóide da válvula VD1 a tomada de pressão é conectada aos canais A e B, de acesso ao cilindro, permitindo o avanço do atuador até o curso desejado.

A válvula VD2 encontra-se na posição fechada.

Acionando o solenóide da válvula VD2 a tomada A é conectada ao reservatório R pela tomada R2, permitindo o retorno do atuador pela ação da mola da válvula de escape.

Estando a válvula VD1 na posição normal o fluido que entra pela tomada de pressão P da válvula VD1 flui direto para o reservatório R pela tomada R1.

Figura 4.16 – Funcionamento das válvulas.

4.4 PROJETO DETALHADO

Nesta etapa, além do detalhamento dos desenhos para fabricação, será detalhado o projeto da bancada de testes para a válvula, será realizado a especificação dos materiais e componentes a serem adquiridos, tratamentos térmicos de alguns componentes e aspectos específicos relativos à fabricação.

4.4.1 Dispositivo para testes do protótipo.

Finalizado o projeto preliminar do protótipo torna-se necessário o projeto e a fabricação de uma estrutura que terá com função acomodar o restante do conjunto definido do projeto conceitual. A função principal desta estrutura é acomodar a válvula automotiva, o mancal deslizante, a mola de atuação no retorno, o conjunto de atuação e o sensor do sistema. Uma outra função importante é a possibilidade de verificação do contato entre válvula e sede, além de permitir visualizar o sistema funcionando durante os testes, incluindo filmagem.

Como primeira decisão para a bancada de testes optou-se pela especificação do conjunto válvula e guia do motor comercial utilizado como parâmetro no projeto informacional.

Optou-se pela utilização de alumínio na fabricação da bancada devido à facilidade de usinagem e sua maior resistência à corrosão, fator importante devido à proximidade do mar do ambiente onde serão realizados os testes.

Apenas para a sede da válvula optou-se por aço inoxidável martensítico devido a resistência a corrosão, maior dureza e facilidade de fixação nas placas magnéticas dos centros de usinagem e outras máquinas utilizadas na fabricação.

Para a base optou-se pela utilização de granito que, além do apelo estético, fornece ao sistema uma grande massa de suportaçã, minimizando os efeitos das vibrações causadas pelo movimento alternativo da válvula.

O sensor foi fixado à base de granito e a estrutura inferior do dispositivo de testes, ficando dentro da faixa de atuação da válvula.

A fixação de todo o sistema, inclusive a fixação na base, é realizada através de três parafusos tipo alem M8 em aço 8.8. O conjunto de atuação também é fixado através de outros três parafusos tipo alem de mesma especificação, fixados na estrutura superior do dispositivo de testes. O guia da válvula foi ajustado por interferência e conjunto com válvula, mola e bandejas inferior e superior foram fixados através da ação de compressão da mola.

Após estas considerações o sistema foi desenhado em três dimensões facilitando a

visualização, simulação de movimentos e interferência entre as partes, o desenho do projeto final em três dimensões com um corte identificando as partes do conjunto completo pode ser visualizado na figura 4.17.

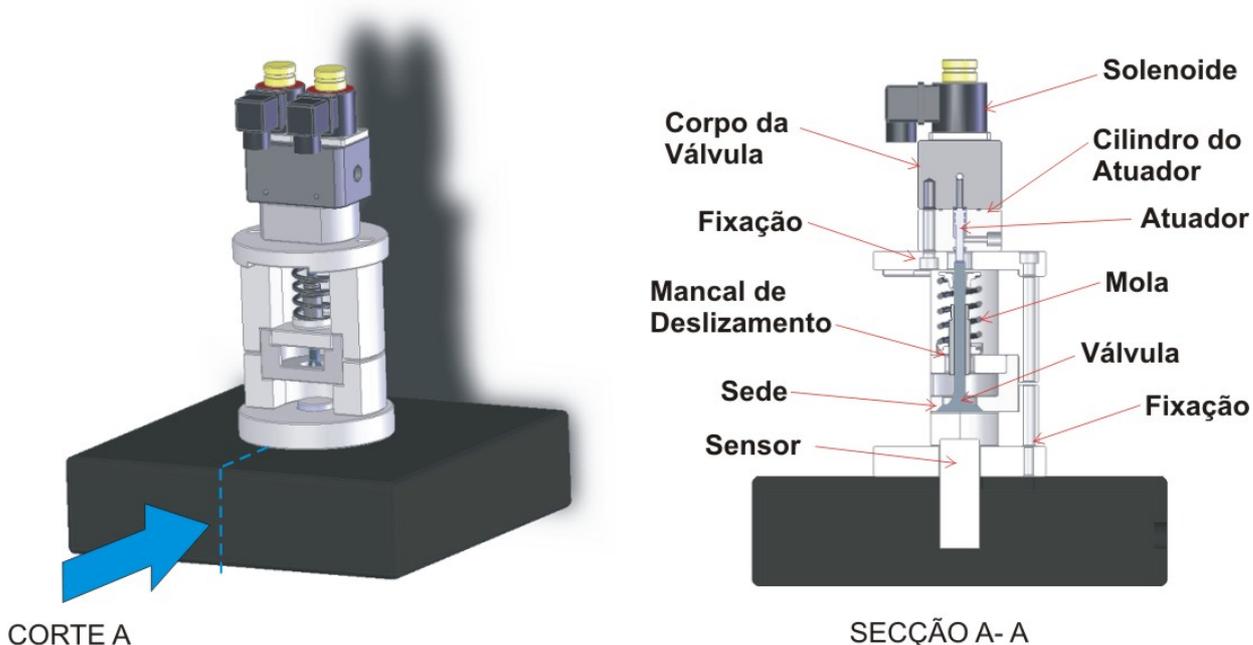


Figura 4.17 – Conjunto completo.

4.4.2 Materiais

A tabela 4.10 ilustra os materiais utilizados em cada componente do projeto.

Tabela 4.10 – Materiais utilizados no protótipo

IT	Descrição	Material
01	Corpo da válvula	Aço com médio teor de carbono 1040
02	Cilindro atuador	Aço inoxidável 410
03	Carretel	Aço com médio teor de carbono 1040 tratado
04	Atuador	Aço com médio teor de carbono 1040 tratado
05	Sede da válvula	Aço inoxidável 410
06	Dispositivo para testes	Alumínio
07	Base	Granito

Os dois carretéis e o atuador, sendo as peças móveis mais importantes para o pleno funcionamento do sistema, foram submetidos a um tratamento de nitretação (0,3mm), com o objetivo de aumentar a resistência superficial.

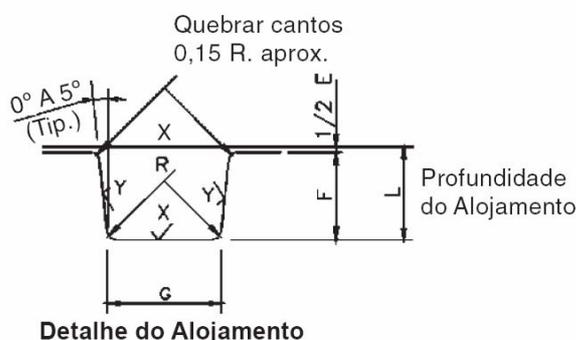
4.4.3 Componentes

A tabela 4.11 ilustra os componentes especificados utilizados no projeto.

Tabela 4.11 – Componentes utilizados no protótipo

IT	Descrição	Especificação
01	Solenóide	1,1A, 80N, 24V
02	O-ring do atuador	O-ring para vedação dinâmica/alternativa, código (2-010, $D_{INT}=6,11\text{mm}$, $e= 1,79\text{mm}$, classe -1, Borracha nitrílica
03	O-ring do cilindro	O-ring para vedação estática, código (2-022, $D_{INT}=25,27\text{mm}$, $e= 1,79\text{mm}$, classe -1, Borracha nitrílica
04	Mola do carretel	Mola em aço com alto teor de carbono, $k=5\text{N/mm}$
05	Mangueira	Mangueira para conexões hidráulicas, pressão de trabalho 200bar, conexões prensadas com rosca NPT 3/8"
06	Válvula	Conjunto da válvula de escape do motor zetec 1,6L
07	CLP	CLP Rockwell SLC 500
08	Sensor	Sensor indutivo analógico

O projeto dos alojamentos dos O-rings foram realizados segundo recomendações do manual do fabricante, utilizando a profundidade L e a largura G especificada para o tipo específico de anel além de outros detalhes dimensionais ilustrados na figura 4.18.



$X = 0,8 \mu\text{m Ra}$
 $Y = 1,6 \mu\text{m Ra}$

Figura 4.18 – Detalhe do alojamento do o'ring.

4.4.4 Hardware

Para analisar o comportamento da válvula foi necessário montar a estrutura de aquisição de dados, hardware e software, visando experimentar e coletar dados para diferentes condições operacionais. Seguem na tabela 4.12 os componentes e equipamentos que compõem o hardware utilizado no experimento e suas respectivas funções:

Tabela 4.12 – Componentes do sistema de aquisição e controle.

Descrição	Função
1. CLP SLC 500 – Rockwell	Controlador do sistema
1.1. Cartão analógico de entrada	Conectar o sensor de distância
1.2. Cartão digital de entrada	Conectar as botoeiras do sistema
1.3. Cartão digital de saída	Acionar os solenóides e lâmpadas sinalizadoras.
2. Computador de mesas	Visualização e modificação dos parâmetros operacionais e visualização das respostas do sensor.
3. Hardware de potência	Acionar os solenóides e possibilitar o acionamento manual dos solenóides.
4. Fonte DC 24V	Fornecer energia para os solenóides
5. Sensor indutivo de deslocamento	Medir o curso da válvula
6. Lâmpadas	Indicar a energização dos solenóides
7. Botoeira	Ativar e desativar o sistema.

Devido à corrente necessária para o acionamento dos solenóides ser superior a corrente máxima do cartão transistorizado do CLP foi necessário desenvolver um hardware de potência onde foi incorporada a função de acionamento manual do sistema, muito útil nos testes iniciais do protótipo.

O circuito de acionamento transistorizado, que foi concebido com cinco canais independentes, os canais 01 e 02 são utilizados para o acionamento dos solenóides da unidade hidráulica, permitindo o acesso ao reservatório e a fonte de pressão, os canais 03 e 04 serão utilizados para acionamento dos solenóides S1 e S2 do protótipo, o canal 05 é o canal reserva que será utilizado caso seja necessário.

A figura 4.19, ilustra o circuito montado, onde E01-05 representam a entrada dos canais, S01-05 representam as saídas dos canais e CH01-05 representam as chaves para acionamento manual dos canais caso seja necessário. A figura 4.20 ilustra *layout* da placa de circuito impresso do hardware e a figura 4.21(a) e (b) ilustram o hardware já montado em sua configuração final

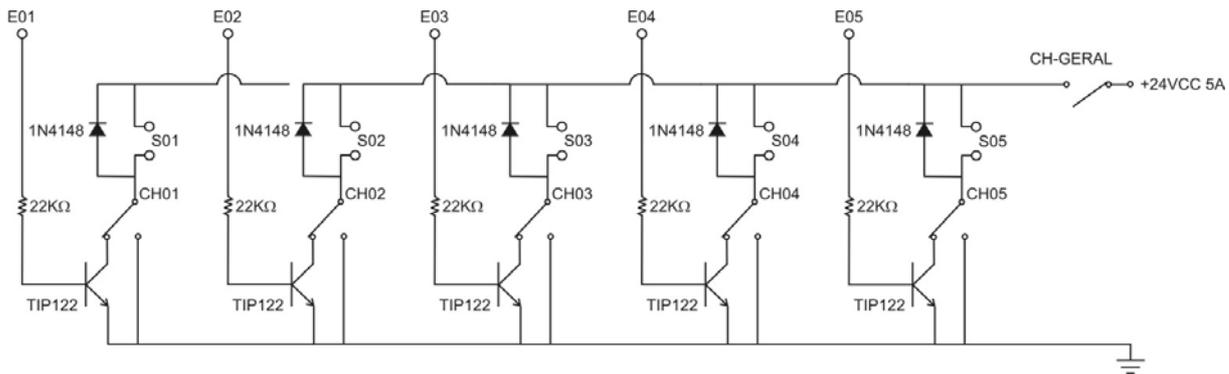


Figura 4.19 – Circuito eletrônico do hardware de potência.

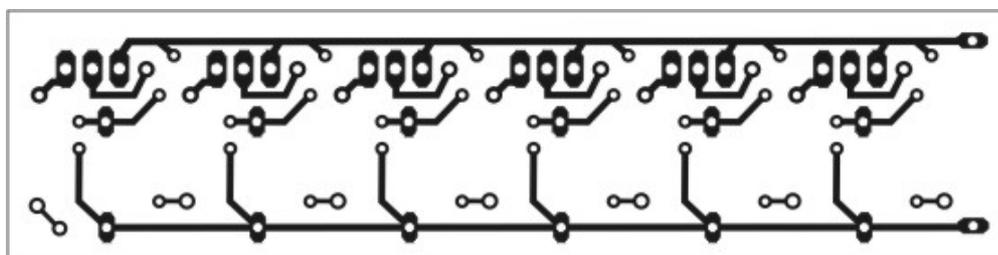


Figura 4.20 – Placa do circuito eletrônico..

(a) Vista de frente

(b) Vista de fundo

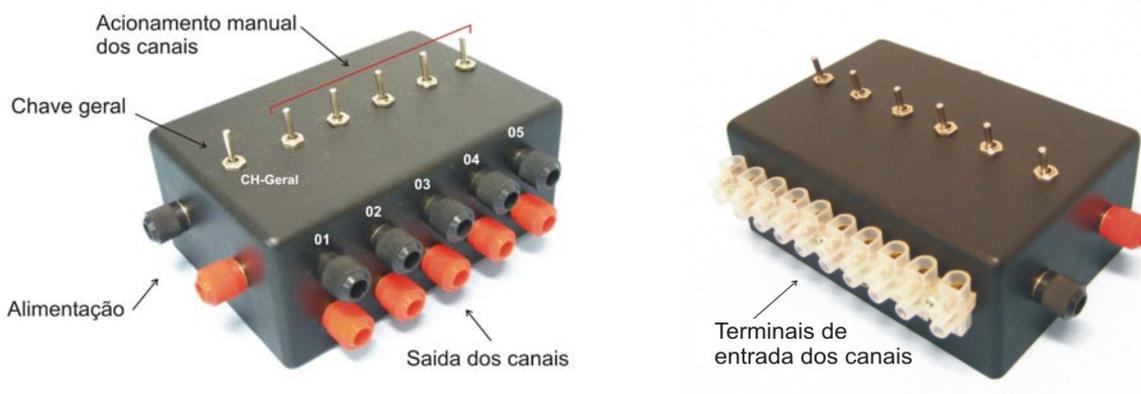


Figura 4.21 – Hardware montado.

4.4.5 Software

O software de controle do sistema foi desenvolvido de maneira que fosse possível modificar três parâmetros fundamentais: curso da válvula, tempos de abertura e fechamento da válvula e rotação do motor.

A variação de curso pode ser configurada em qualquer valor entre zero e o curso máximo do atuador (10mm) sendo realizada com base na resposta do sensor de deslocamento.

Para simular a variação de rotação foi necessário fazer uma conversão de frequência em período e correlacionar o giro (em graus) com o respectivo tempo de um giro completo. Isto foi feito para facilitar a entrada das diferentes estratégias de acionamento da válvula normalmente expressa em graus, por exemplo, a válvula de exaustão abrindo 15° antes do PMI e fechando 45° após o PMI.

A figura 4.22 ilustra o grafcet do programa utilizado no CLP.

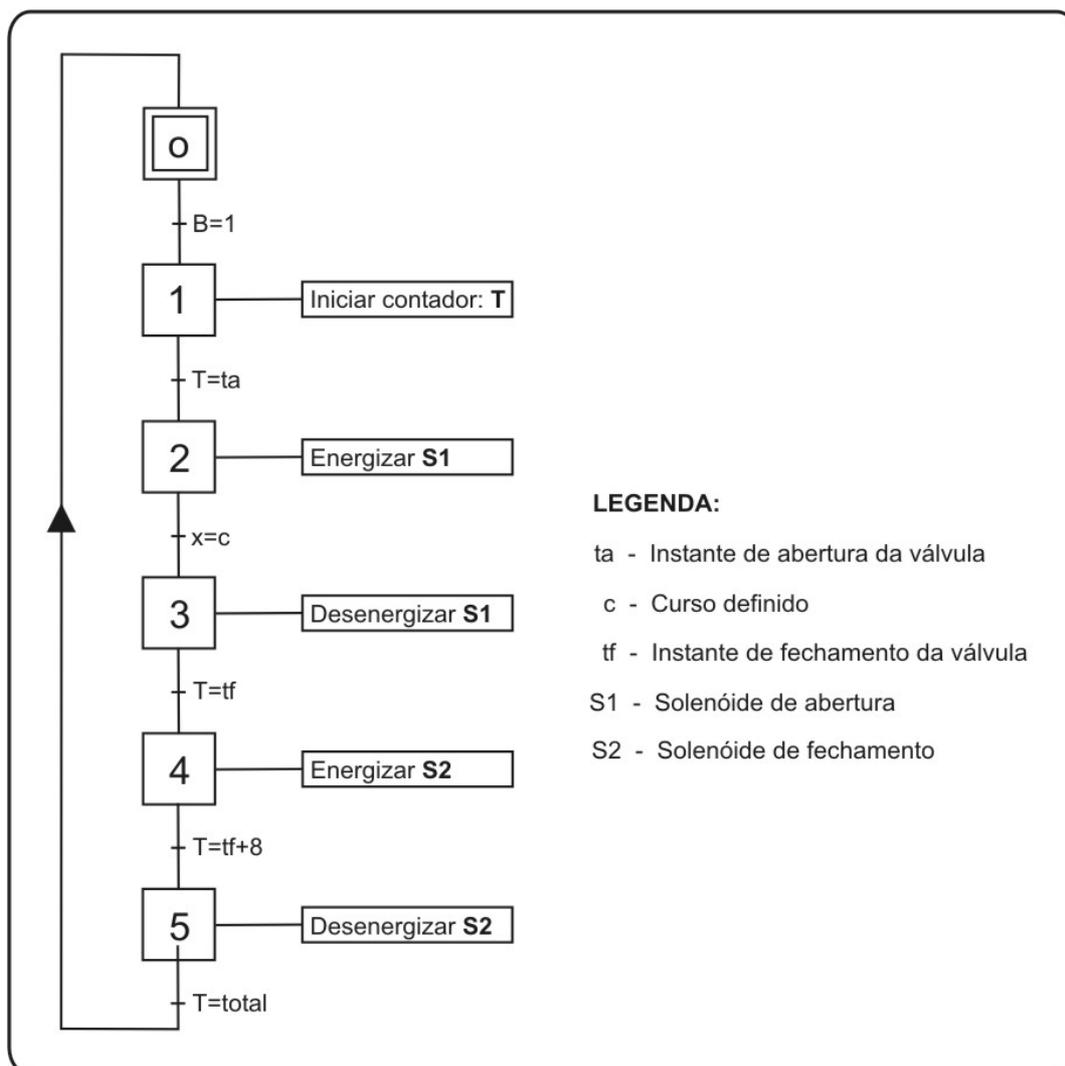


Figura 4.22 – Grafcet do programa.

A figura 4.22 ilustra o gafcet do programa executado no CLP, onde a primeira etapa consiste no acionamento da botoeira B que dá início a contagem do tempo (T), referente a rotação selecionada. Quando T alcança o valor configurado para abertura da válvula (t_a) o solenóide S1 é acionado fazendo com que a válvula avance até o curso selecionado (c), quando o solenóide S1 é desenergizado fazendo a válvula parar instantaneamente. Quando o contador atinge o tempo de fechamento da válvula (t_f) o solenóide S2 é energizado permitindo o retorno da válvula, após 8ms, que é o tempo máximo de retorno da válvula, o solenóide S2 é desenergizado, quando o contador atinge o tempo total de um giro completo o programa retorna ao passo inicial.

4.5 FABRICAÇÃO

Após definição dos desenhos, a fabricação do protótipo foi realizada em uma ferramentaria especializada em moldes para injeção de plásticos. A empresa é equipada com tornos, fresas, eletroerosão, centros de usinagem entre outras máquinas ferramenta.

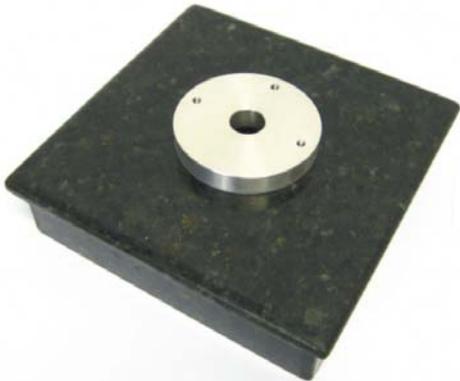
As peças foram fabricadas com a utilização de equipamentos com CNC e a eletroerosão foi utilizada para fazer o canal hiperbólico do amortecedor hidráulico do atuador .

A ajustagem e montagem inicial foram realizadas nesta ferramentaria e a ajustagem e medição final foram realizadas nos laboratório da UFBA. A tabela 4.13 ilustra cada peça fabricada para o conjunto e a figura 4.23 ilustra o conjunto completo montado. A figura 4.24 ilustra o sistema desmontado.



Figura 4.23 – Bancada, base e protótipo montados.

Tabela 4.13 – Componentes principais do conjunto

Foto	Descrição
	Base de granito e base da bancada da válvula.
	Bancada de testes da válvula completa
	Cilindro do atuador
	Pistão do atuador
	Corpo das válvulas direcionais

	<p>Carretéis da válvula</p>
	<p>Molas dos carretéis das válvulas direcionais</p>
	<p>Solenóide e seus componentes</p>

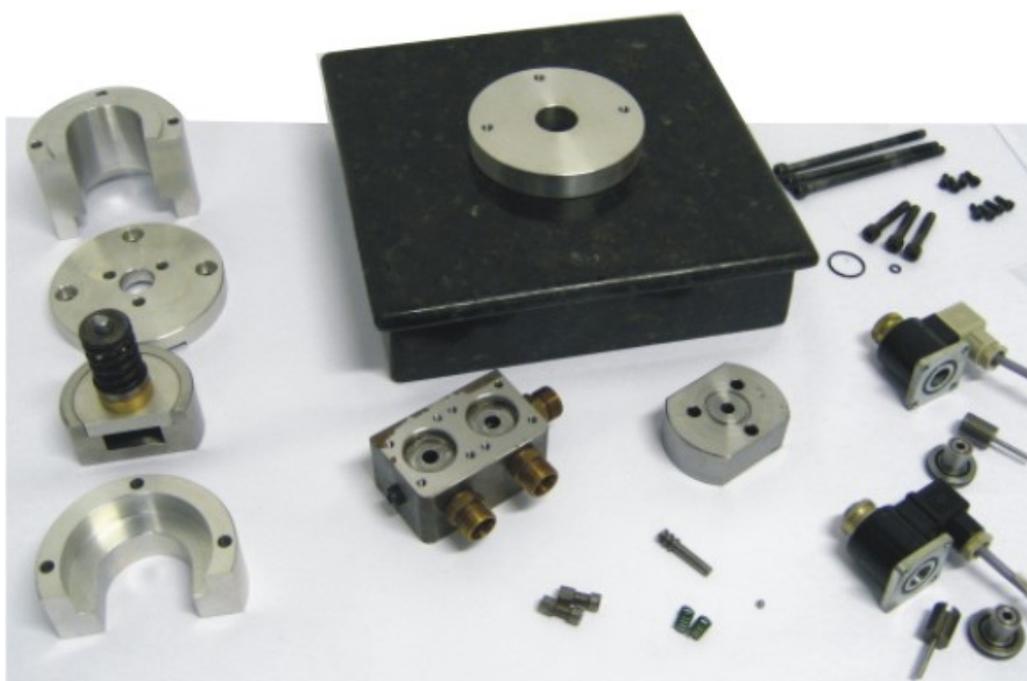


Figura 4.24 – Conjunto desmontado.

4.6 TESTES E VALIDAÇÃO

Antes de iniciar a aquisição de dados para a validação são realizados uma série de testes preliminares em cada parte do conjunto. Estabeleceu-se então a seguinte seqüência de testes preliminares até o teste do sistema como um todo:

1. A primeira parte a ser testada é o hardware de potência e fonte. Com o auxílio de lâmpadas 24V simula-se a entrada do sinal nos terminais de entrada do hardware e a consecutiva resposta no acendimento das lâmpadas. Em seguida faz-se o mesmo procedimento agora utilizando o chaveamento manual do sistema.
2. Em seguida, acoplado o hardware de potência aos cartões de saída do CLP, testa-se o funcionamento do software, simulando diferentes condições operacionais.
3. Na próxima etapa, conecta-se o sensor analógico ao cartão de entrada analógica do CLP, já fixando o sensor na bancada de testes, com o auxílio de um haste metálica faz-se o acionamento manual da válvula de escape, verificando a resposta do sensor no RSView.
4. Na seqüência conecta-se o hardware de potência aos solenóides S1 e S2 já montados sobre o corpo da válvula sem as conexões hidráulicas. Após conectar toda a parte elétrica aciona-se os solenóides através de software, verificando-se em seguida o funcionamento dos carretéis das válvulas através das tomadas P, R1 e R2.
5. Finalmente monta-se o corpo da válvula, cilindro e conexões hidráulicas, faz-se o acionamento da unidade hidráulica e o acionamento do sistema via software para testar o conjunto completo.

Após o teste do conjunto, varia-se, via software, as condições operacionais, onde os primeiros dados são aquisitados com a finalidade de fazer os devidos ajustes na posição do sensor e traçar sua curva característica, como primeiro passo para o início da série de testes para validação.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo serão analisados e discutidos os dados obtidos na etapa de testes do protótipo. O procedimento de ensaio segue as diretrizes definidas no capítulo 04. Os gráficos foram traçados ajustando-se as variáveis de acordo com os parâmetros desejados para diversas faixas de velocidade de um motor comercial.

As faixas de rotação selecionadas para análise foram 1000, 2000, 3000, 4000 e 5000 rpm. Para cada faixa foram avaliados diferentes cursos e tempos de abertura e fechamento assim como a variação da pressão de alimentação do sistema. Não foi possível realizar os testes para a faixa de rotação de 6000 rpm, o que será melhor explicado adiante.

Neste capítulo também será analisado o comportamento do amortecimento hidráulico de final de curso. Para melhor análise e visualização progressiva dos resultados, a análise será realizada tomando-se como referência as faixas de rotação.

5.1 VARIAÇÃO DE CURSOS

Foram selecionados cinco diferentes cursos para os testes, (2, 4, 6, 8 e 10 mm) para análise da variação. Para cada faixa de velocidade os parâmetros do programa foram ajustados manualmente de modo atingir os cursos desejados. Os dados foram coletados a cada milissegundo e plotados num gráfico de distância e tempo, seguidos dos gráficos para cada faixa de rotação, acompanhados dos comentários sobre os pontos importantes verificados experimentalmente.

O primeiro gráfico, ilustrado na figura 5.1, foi o resultado dos testes realizados com os tempos equivalentes a uma rotação de 1000rpm no motor, tomando como referência a abertura da válvula de exaustão 15° antes do PMI e o seu fechamento 45° após o PMS, com evento total da válvula em torno de 40ms entre abertura e fechamento e pressão de trabalho de 50bar (5MPa).

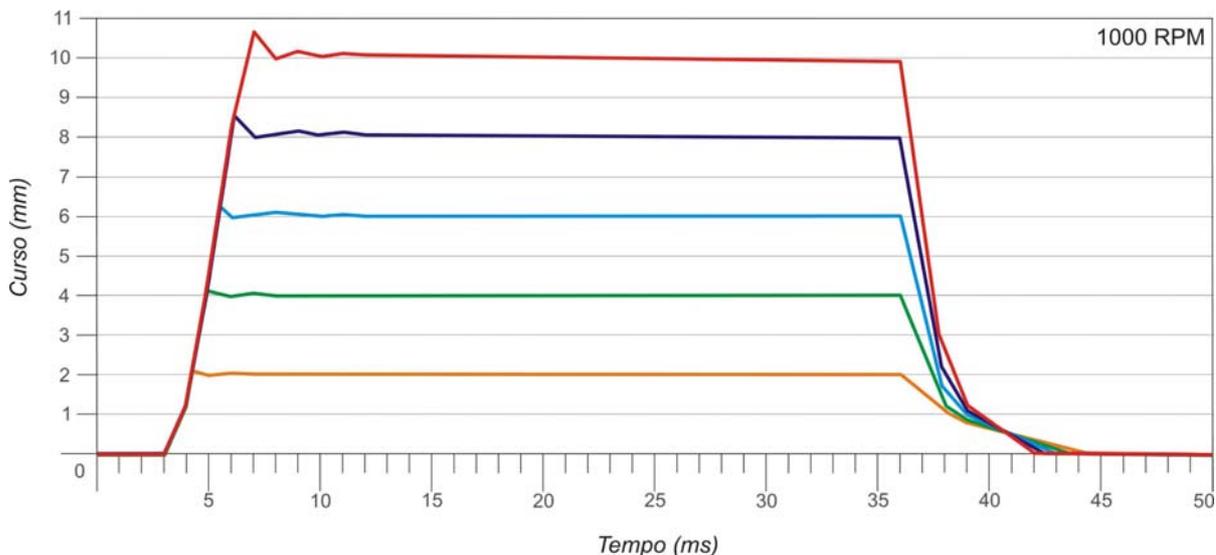


Figura 5.1 – Variação de cursos – 1000rpm.

Analisando o gráfico da figura 5.1 observa-se que o tempo de resposta do atuador entre início e final do movimento de abertura para o curso de 10 mm foi de aproximadamente 4ms, que corresponde a uma velocidade média em torno de 2,5m/s. Pela coincidência dos gráficos conclui-se que esta velocidade foi mantida para os demais cursos. Observa-se também que, no início do movimento, a curva apresenta-se menos inclinada. Esta diferença na inclinação inicial pode ser explicada pelas maiores perdas de cargas no início do movimento devido ao circuito de amortecimento, já que nesta etapa do movimento parte do cilindro é alimentado através da válvula de retenção.

No que diz respeito ao tempo de retorno do atuador no fechamento da válvula, pode-se verificar uma variação entre 6ms e 7ms, o que pode ser atribuído à variação de velocidade existente entre os diferentes cursos de fechamento. Obteve-se uma grande variação na inclinação das curvas, com velocidades de retorno mais altas, para o curso de 10 mm e velocidade menor para menores cursos, o que pode ser explicado pelo aumento da força resistiva da mola para cursos maiores e a correspondente diminuição, para cursos menores.

Verificando os picos nos cursos, ilustrados pelas setas em vermelho nos detalhes do gráfico da figura 5.2, pode-se concluir que, devido à ausência de uma limitação mecânica para o curso máximo, mesmo depois de ter cessado o movimento do atuador hidráulico a válvula continua seu movimento de abertura devido às forças inerciais. Logo após atingir seu curso máximo ela retorna pela ação da mola, preservando uma pequena oscilação no curso devido à tendência ao equilíbrio das forças, e que após um curto intervalo de tempo se estabiliza. Este efeito diminui com a redução do curso, já que, neste caso, as forças resistentes têm menor intensidade.

Analisando ainda o gráfico da figura 5.2 pode-se perceber que existe uma pequena queda no curso ao longo do tempo, ilustrado pelo ângulo Φ em verde na figura, especialmente para o curso de 10 mm. Isto pode ser explicado pelos pequenos vazamentos internos do dispositivo hidráulico, o que se acentua quando a força resistiva da mola é maior, como no curso de 10 mm. Cabe lembrar que se trata aqui de um protótipo, e este aspecto deve poder ser melhor trabalhado no projeto de um sistema que vise à produção industrializada.

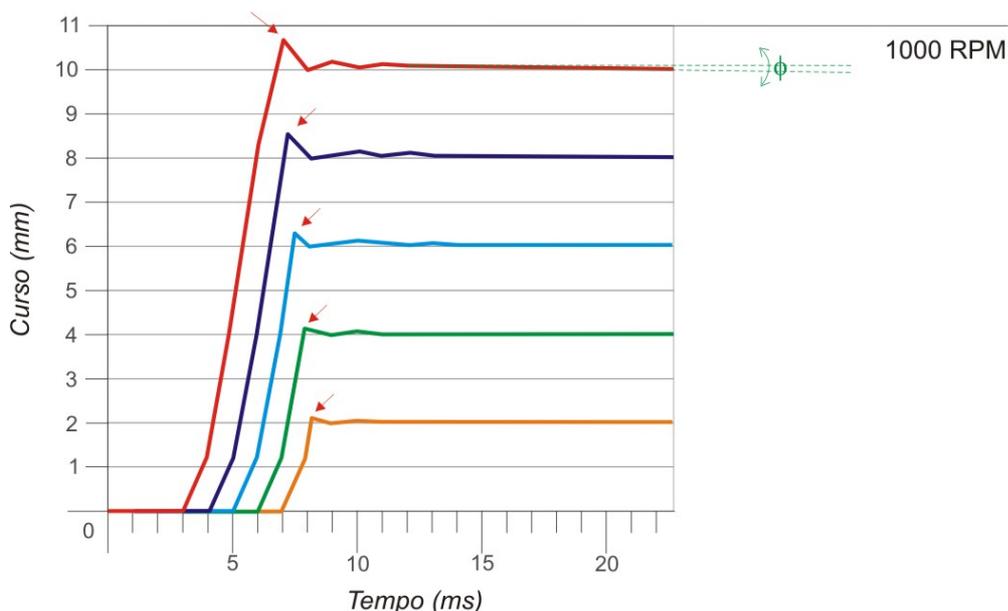


Figura 5.2 – Picos nos cursos – 1000rpm.

O gráfico da figura 5.3 ilustra a variação de curso para uma velocidade de 2000rpm, ainda tomando como referência a abertura da válvula de exaustão 15° antes do PMS e o seu fechamento 45° após o PMS. Neste caso tem-se o ciclo total da válvula ocorrendo em torno de 20ms e pressão de trabalho de 50bar. No gráfico em questão pode-se observar a aproximação das retas de abertura e fechamento com a diminuição do patamar estabilizado. Quanto à abertura e ao fechamento da válvula, observa-se um comportamento semelhante ao da velocidade de 1000rpm.

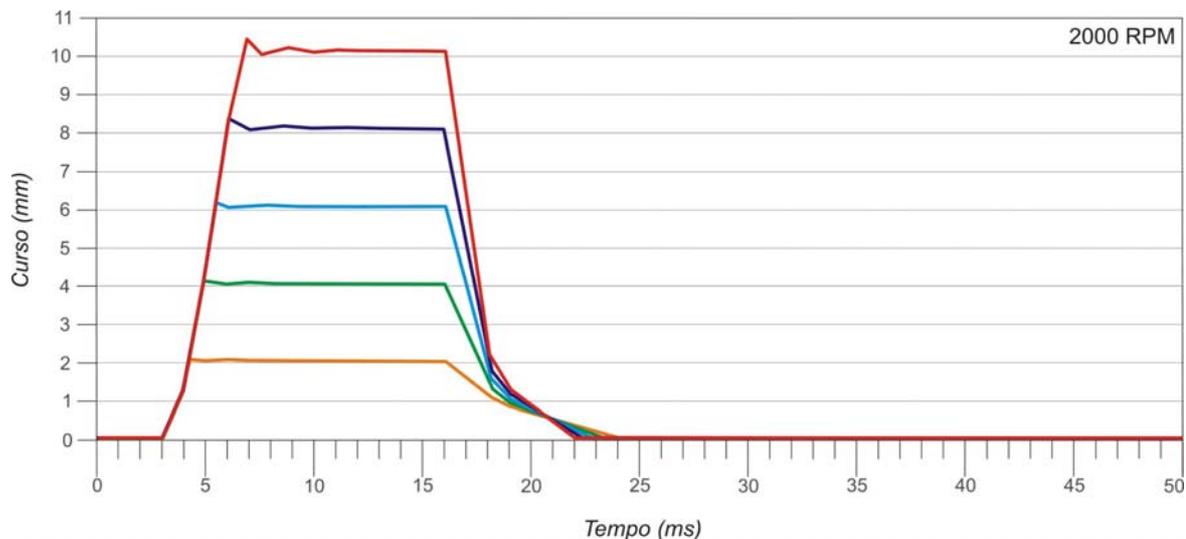


Figura 5.3 – Variação de cursos – 2000rpm

O gráfico da figura 5.4 ilustra a variação de curso para uma velocidade de 3000rpm utilizando os mesmos parâmetros dos experimentos anteriores. Neste caso tem-se o ciclo total da válvula ocorrendo em torno de 14ms, podem-se observar também a aproximação das retas e a diminuição do patamar estabilizado, que praticamente não é percebido para os cursos de 10 e 8 mm, ou seja, antes mesmo que as forças entrem em equilíbrio se instaura a abertura da válvula direcional que procede o movimento de fechamento da válvula de exaustão.

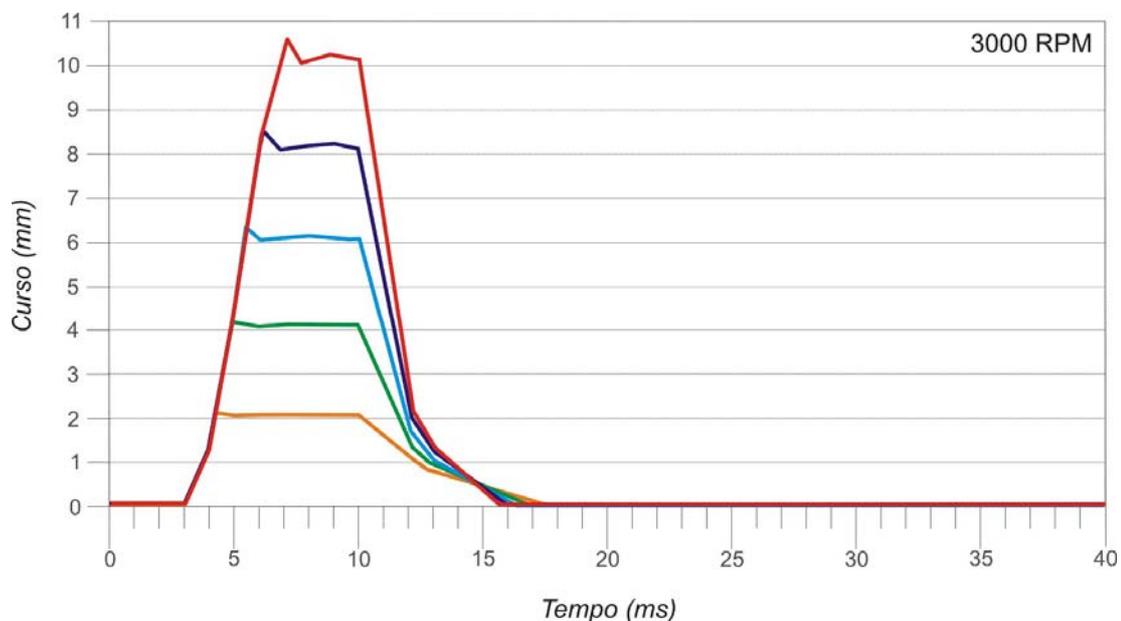


Figura 5.4 – Variação de cursos – 3000rpm.

O gráfico da figura 5.5 ilustra a variação de curso para uma velocidade de 4000rpm utilizando os mesmos parâmetros ajustados nas experiências anteriores. O ciclo total da válvula, neste caso, está em torno de 10ms e pressão de trabalho de 50bar. Pode-se observar que, nesta velocidade, o maior curso obtido ficou perto de 8 mm, sem sequer apresentar o patamar estabilizado, isto deve-se ao fato do sistema estar operando com velocidade insuficiente na abertura e especialmente no fechamento da válvula, quando se tem a redução forçada da velocidade da válvula a fim de reduzir o impacto desta com sua sede.

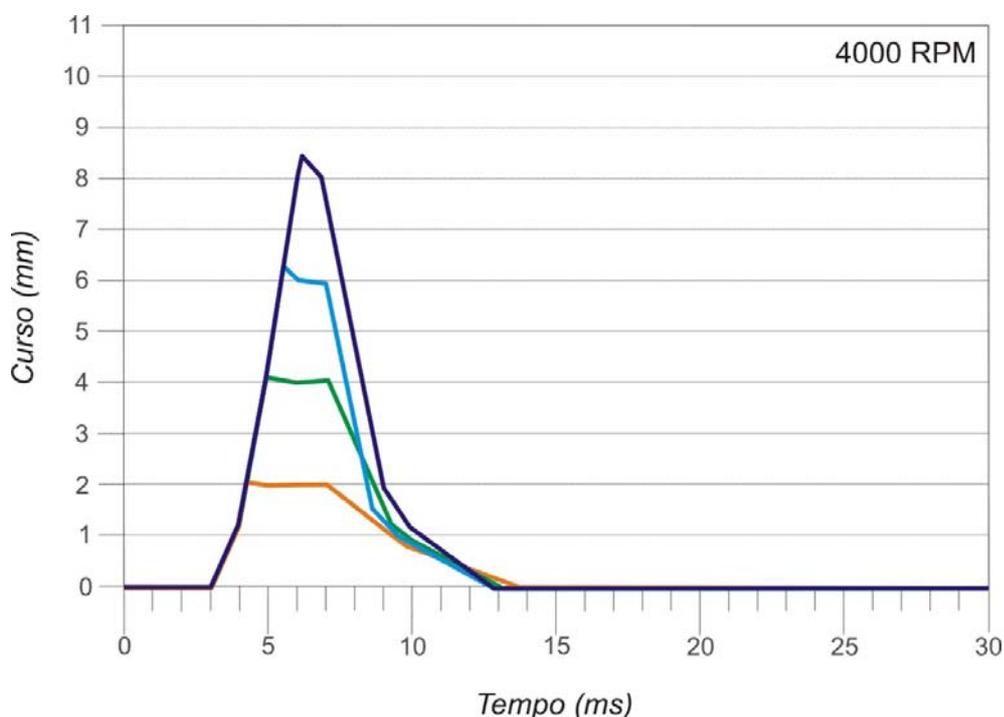


Figura 5.5 – Variação de cursos – 4000rpm

O gráfico da figura 5.6 ilustra a variação de curso para uma velocidade de 5000rpm utilizando os mesmos parâmetros dos experimentos anteriores, o que permite observar que o maior curso obtido foi de aproximadamente 1,7mm sem sequer apresentar o patamar estabilizado, e isto se deve às limitações de velocidade já discutidas anteriormente.

Com maiores velocidades de atuação e a redução do tempo de resposta dos solenóides seria possível uma maior autonomia de funcionamento.

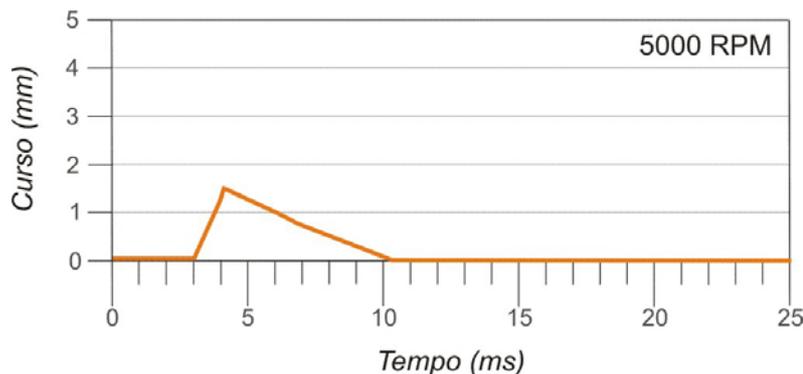


Figura 5.6 – Variação de cursos – 5000rpm.

Não foi possível simular o curso de 10 mm para rotações superiores a 3000rpm e o funcionamento a 6000rpm devido principalmente às limitações da unidade hidráulica utilizada no experimento. Outro fator que limitou a ampliação da faixa de velocidade de rotação foi a curva de amortecimento do sistema e o respectivo tempo demandado para o retorno completo da válvula.

A utilização de uma unidade hidráulica com maior vazão possibilitaria a obtenção de um tempo de resposta mais rápido na atuação de avanço, o pre-projeto dos condutos internos visando à redução das perdas de carga no escoamento também poderia contribuir para a obtenção de melhores resultados. A implantação de um sistema de amortecimento controlável dinamicamente também possibilitaria a obtenção de uma curva de amortecimento apropriada para as diferentes faixas de operação.

5.2 VARIAÇÃO DE TEMPOS

O sistema concebido permite grande flexibilidade na variação dos tempos. Para validação deste trabalho foram simuladas duas condições de tempos, considerando que qualquer variação nestas condições diferenciadas seria plenamente possível apenas alterando os dados de entrada do programa que controla o dispositivo.

Na primeira condição tem-se a abertura da válvula de exaustão 15° antes do PMS e o seu fechamento 45° após o PMS como ilustra a primeira linha (15-45) do gráfico da figura 5.7, nesta condição temos o evento total da válvula de exaustão, entre abertura e fechamento, percorrendo um total de 240° dos 720° correspondentes a duas voltas no virabrequim ou de uma volta num comando de válvulas tradicional.

Na segunda condição tem-se a abertura da válvula de exaustão 30° antes do PMI e o seu fechamento 75° após o PMS como ilustra a segunda linha (30-75) do gráfico da figura 5.7. Nesta condição tem-se o evento total da válvula de exaustão, entre abertura e fechamento, percorrendo um total de 285° de 720°.

Comparando as duas condições é possível prever que a segunda condição permite a obtenção do tempo total do evento da válvula maior que a primeira. A primeira condição é, assim, considerada mais crítica por tratar de tempos menores e por isso foi utilizada como padrão em todos os experimentos deste trabalho.

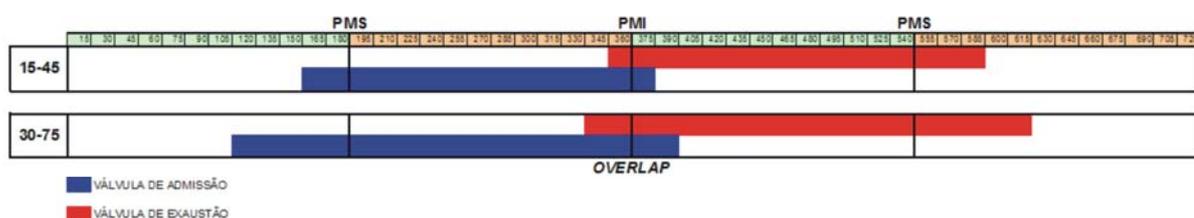


Figura 5.7 – Variação de tempos das válvulas – ângulo do virabrequim.

O gráfico da figura 5.8 ilustra os cursos e tempos referentes a primeira e segunda situação, em vermelho e azul respectivamente, para uma rotação de 2000rpm com o curso de 10 mm. Esta rotação foi selecionada por apresentar um tempo do evento total da válvula entre 20 e 24ms e também apresentar o patamar horizontal o que facilita a visualização.

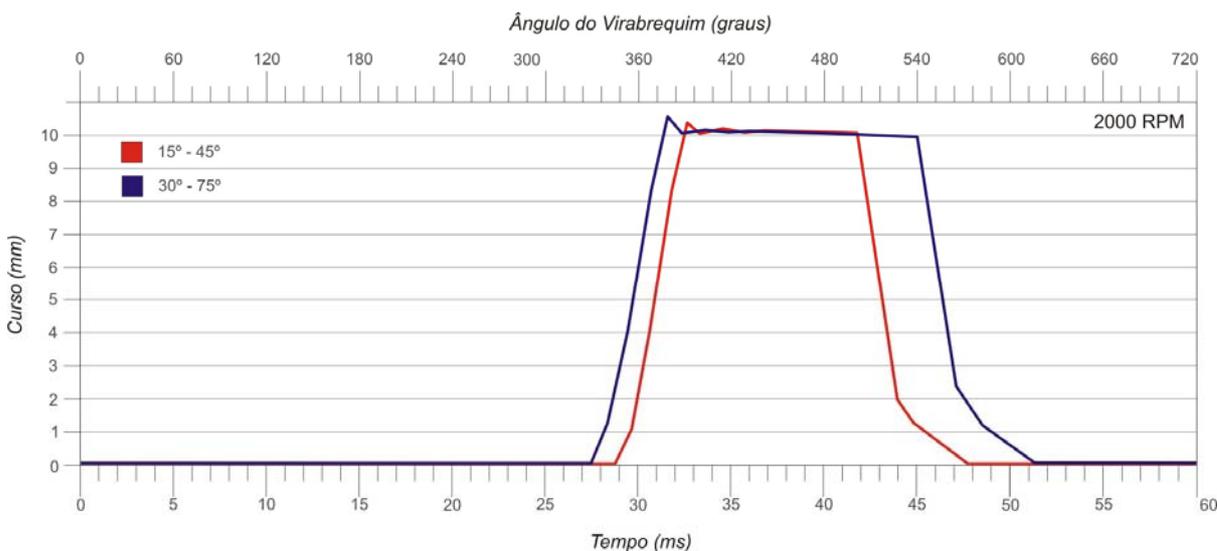


Figura 5.8 – Variação de tempos – 10mm, 2000rpm.

Observando os gráficos da figura 5.8, o único aspecto que se pode ressaltar é que a diminuição no curso devido aos vazamentos internos foi maior quando utilizada a segunda condição de funcionamento representada pela curva em azul devido ao maior tempo.

Os tempos de abertura e fechamento das válvulas podem ser alterados facilmente. Pela atuação dos solenóides S1 e S2 pode-se atrasar ou adiantar os tempos de acordo com a demanda do motor e a estratégia de controle utilizada, guardadas naturalmente, as limitações mecânicas do sistema.

5.3 VARIAÇÃO DA PRESSÃO

Para analisar a influência da pressão na atuação da válvula foram selecionados cinco diferentes cursos para os testes: 2, 4, 6, 8 e 10 mm. O gráfico ilustrado na figura 5.9 mostra o resultado dos testes realizados com os tempos equivalentes a uma rotação de 2000rpm no motor, tomando como referência a abertura da válvula de exaustão 15° antes do PMI e o seu fechamento 45° após o PMS, com evento total da válvula em torno de 40ms entre abertura e fechamento e pressões de trabalho de 50bar (5MPa) e 100bar (10MPa).

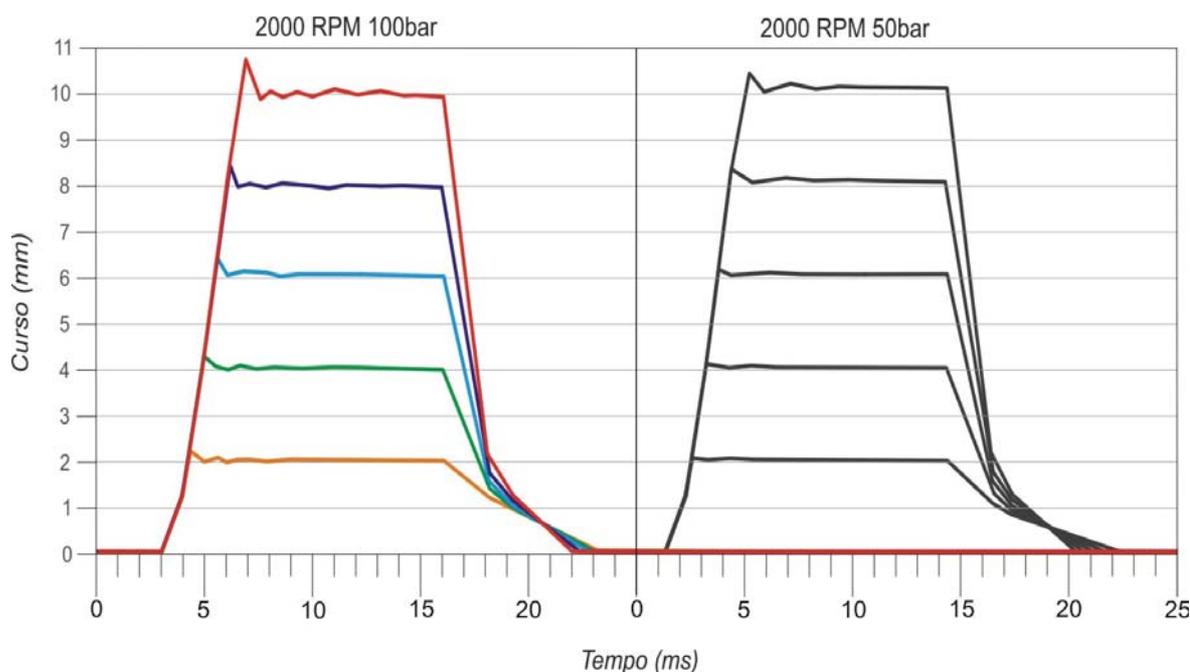


Figura 5.9 – Variação de Pressão: 50 e 100bar, 2000rpm.

Observando os gráficos para 100bar (em colorido) e 50bar (em preto) da figura 5.9, verifica-se o aumento dos picos no avanço da válvula, provavelmente resultado do aumento da força na atuação. Observa-se também o aumento da instabilidade na manutenção do curso, decorrente do aumento de oscilação causado pela maior pressão, particularmente nos cursos maiores.

Analisando a zona de amortecimento, pode-se perceber uma ligeira aproximação das curvas para os diferentes cursos, convergindo para um mesmo ponto, o que implica em um pequeno aumento na velocidade de amortecimento. Nas curvas para a pressão de 100 bar houve um aumento na inclinação da curva na zona de amortecimento para cursos menores para resultar nesta convergência.

5.4 AMORTECIMENTO HIDRÁULICO

Nesta seção será analisado o efeito do amortecedor hidráulico, projetado para diminuir a velocidade de assentamento da válvula contra sua sede e, conseqüentemente, reduzir os impactos, vibrações e ruídos associados. Relembrando, velocidades de assentamento baixas são recomendáveis para prolongar a vida do motor e melhorar o seu desempenho no que se refere a ruídos e vibrações indesejáveis.

Segundo Kallenbach (2003), uma velocidade próxima de 0,1m/s seria a velocidade ideal para diminuir os problemas relativos ao choque entre a válvula e a sede. Considerando que em comando de válvulas convencionais as válvulas operam com velocidades de assentamento entre 0,2 e 0,3m/s, o limite superior próximo de 0,3 m/s estaria dentro dos parâmetros aceitáveis de funcionamento.

Analisando a zona do gráfico onde ocorre o amortecimento hidráulico para diferentes condições operacionais, como ilustra o exemplo da figuras 5.10, foi possível observar que a velocidade de amortecimento sofre variações de acordo com a condição simulada.

Para melhor análise destas variações, calculou-se a velocidade média de assentamento da válvula para as diferentes situações, as quais foram organizadas na tabela 5.1. A tabela não apresenta dados com relação à variação de tempos, pois foi observado que a variação deste parâmetro não interfere na velocidade de amortecimento da válvula.

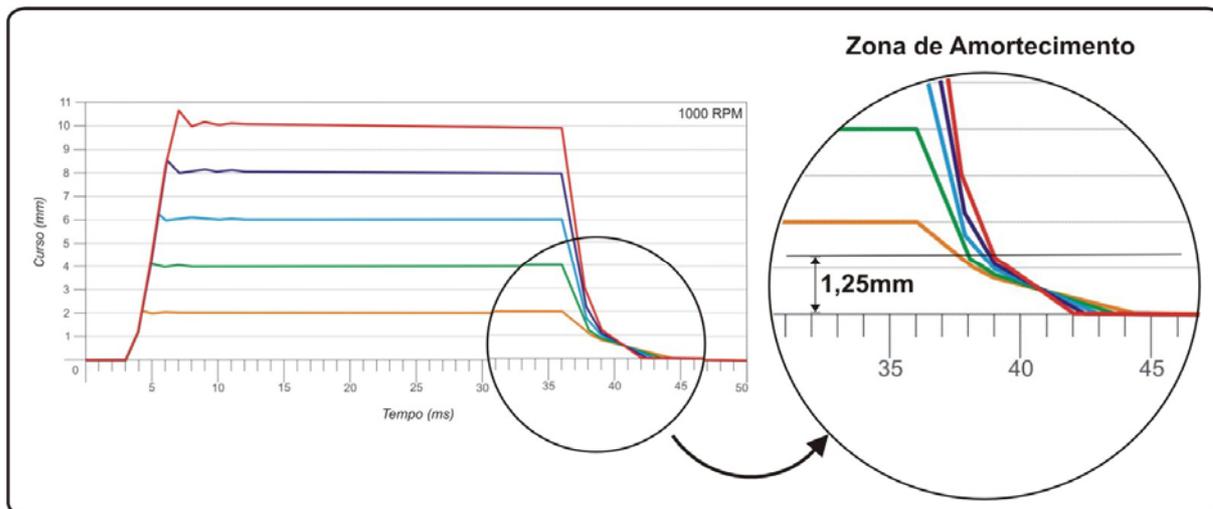


Figura 5.10 – Zona de amortecimento, 2 -10 mm, 1000rpm.

Analisando os dados da tabela 5.1 foi possível perceber que tanto a variação de curso quanto a variação de rotação são diretamente proporcionais à velocidade de assentamento da válvula.

Com o aumento do curso de 2 mm para 10 mm, a velocidade de assentamento aumentou significativamente em todas as faixas de rotação.

Tabela 5.1 – Velocidade média de assentamento com amortecimento (m/s).

ROTAÇÃO CURSO	1000rpm	2000rpm	3000rpm	4000rpm
2 mm	0,19	0,20	0,23	0,26
4 mm	0,23	0,26	0,29	0,33
6 mm	0,26	0,32	0,35	0,36
8 mm	0,36	0,36	0,41	0,43
10 mm	0,41	0,42	0,49	-

Esta grande variação pode ser explicada pela ação da mola no retorno do atuador. Cursos menores representam uma menor força resistiva da mola, diminuindo a pressão do fluido no retorno e diminuindo, por consequência, o escoamento na saída do atuador.

Pode-se também perceber, na tabela 5.1, que um aumento na rotação também contribui para o aumento da velocidade de assentamento, porém apresentando uma variação menos significativa que a apresentada na variação de curso. Este aumento da velocidade pode ser explicado pelo efeito do ciclo de abertura e fechamento anterior na sucessão de acionamento. Com o aumento da rotação, os ciclos de abertura e fechamento ficam cada vez mais próximos, fazendo com que a contrapressão na linha de retorno contribua para o aumento de velocidade.

Calculando-se a média das velocidades para as diferentes condições, obtém-se uma velocidade de 0,32m/s, três vezes maior que a velocidade desejada, porém dentro dos limites aceitáveis em um comando de válvulas convencional.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

O presente trabalho demonstrou que é possível uma alternativa eficaz de atuador mecatrônico como contribuição para que, num futuro próximo, se possa utilizar a tecnologia de motores *camless* em substituição às válvulas e comandos de válvulas convencionais. O uso desses atuadores mecatrônicos para válvulas, aliados a estratégias de controle adequado, mostram-se uma alternativa cada vez mais viável e necessária.

Motores com válvulas mecatrônicas possibilitam uma maior flexibilidade no controle de variáveis importantes nos diferentes ciclos de funcionamento. O controle dos tempos e cursos das válvulas, agregado ao sistema de injeção eletrônica já existente, abre caminho para sistemas de gerenciamento global da combustão que possibilitará obtenção de inúmeras melhorias de desempenho, dentre as quais se destacam os ganhos em eficiência térmica e a redução de emissões para atmosfera.

Atualmente, especial importância deve ser dada à redução dos níveis de emissões de gases para atmosfera. O está sofrendo profundas alterações climáticas que podem em longo prazo modificar completamente a condição de existência de alguns seres vivos, incluindo o homem. Novas tecnologias terão que ser desenvolvidas visando ao melhor aproveitamento dos recursos naturais dentre as quais as tecnologias inerentes a MCIs, e este trabalho traz uma modesta porém interessante contribuição para solução do problema.

Esta nova válvula, caracterizada como produto mecatrônico, se insere na atual demanda internacional pelo melhor aproveitamento dos recursos naturais e na redução de emissões que contribuem para o aquecimento global.

Os resultados alcançados neste trabalho simularam condições extremas de uso das válvulas e mostraram que o dispositivo desenvolvido pode ser integrado a MCIs tanto de ciclo Diesel como Otto, por atender aos requisitos operacionais destes motores.

Nos testes realizados, ficou demonstrado que é possível variar os parâmetros de movimento da válvula e trabalhar com variações de tempos bastante pequenas, da ordem de três milissegundos.

Importa registrar que o universo de atuação desta pesquisa se restringiu ao projeto da nova válvula com a finalidade de demonstrar o funcionamento do conceito adotado detendo-se no atendimento das condições operacionais para pleno funcionamento. A consequência óbvia decorrente é que características inerentes à instalação física do protótipo em motores veiculares do mercado não foram consideradas, a exemplo dos aspectos relacionados a projeto dimensional, durabilidade, fonte de energia, ou estratégias de controle, entre outras.

6.1 PRINCIPAIS RESULTADOS A DESTACAR

Dentro da proposta inicial, o objetivo foi alcançado, ou seja, foi projetado, construído e avaliado um protótipo de um novo conceito de válvula mecatrônica para motores *camless*, incluindo bancada de teste e sistema de aquisição de dados.

No que tange à válvula desenvolvida, pode-se afirmar que resultados promissores foram alcançados. Os ensaios com o protótipo desenvolvido permitiram variar tempos, cursos e obter um bom amortecimento no assentamento da válvula.

O sistema desenvolvido apresenta importantes vantagens em relação a outros conceitos propostos até aqui, com destaque para a sua fácil adequação aos MCIs existentes e com utilização de dispositivos e sistemas já disponíveis nos veículos que fazem uso dos MCIs, tais como os sistemas hidráulicos e elétricos convencionais, sem a extrema demanda energética exigida, por exemplo, pelos sistemas eletromecânicos com atuadores por solenóide.

Outra vantagem possível com o aprimoramento da tecnologia é a redução do volume e peso do motor por conta da diminuição de peso ensejada pelo novo sistema de atuação das válvulas. Outros benefícios não menos relevantes também são obtidos a partir da possibilidade, que se passa a ter, do controle dinâmico dos tempos e cursos das válvulas, tais como:

- i. **Redução de emissões e consumo:** controlando a abertura, fechamento e o curso das válvulas, é possível promover um melhor preenchimento do cilindro para diferentes velocidades, o que torna possível melhorar o desempenho energético, reduzindo o consumo de combustível e as emissões.

- ii. **Aumento da potência:** a potência extra é consequência do melhor preenchimento do cilindro. Quando há necessidade de rapidamente acelerar, as válvulas do motor se abrem com um curso maior, acompanhando a necessidade do motor e fazendo com que este possa operar nos seus limites máximos com maior eficiência.

- iii. **Redução de custos de fabricação:** utilizando a tecnologia *camless* é possível remover cerca de 30% das partes móveis do motor, além de simplificação de outras peças, tais como cabeçote do motor, motor de arranque, etc. A médio prazo com a popularização da tecnologia esta pode se tornar menos onerosa do que a utilização do comando de válvulas convencional.

- iv. **Redução de ruído e vibração:** a redução das partes móveis contribui para redução de vibrações e ruídos no motor. Existe ainda a possibilidade de se evoluir para sistemas dinâmicos de controle da velocidade de assentamento das válvulas, o que viria também a contribuir para maior eficiência neste item.

- v. **Desativação do cilindro:** outro benefício interessante é a possibilidade de desativação de um ou mais cilindros de acordo com a demanda de potência do motor, o que contribui também para a redução do consumo energético.

- vi. **Variação das relações de pressão:** isto pode ser conseguido por meio do fechamento antecipado da válvula de admissão, o que causará um vácuo parcial no interior do cilindro que resultará em modificações no volume de trabalho.

- vii. **Partida sem motor de arranque:** a possibilidade de controle das válvulas com a instalação de sensores no motor poderão eliminar ou reduzir a utilização de motores de arranque. Sabendo-se o posicionamento dos pistões e das respectivas válvulas ao se dar a partida na ignição pode-se abrir controladamente válvulas dos pistões que não estão no ciclo de expansão para reduzir a pressão nos cilindros. Como consequência, a potência para dar partida poderá ser reduzida drasticamente e a ignição do cilindro que está no ciclo de expansão seria suficiente para dar a partida.

- viii. **Projeto modular de motores:** dispensando-se a necessidade de sistemas mecânicos para sincronização dos movimentos das válvulas, abre-se a perspectiva de se projetar motores baseados em conceitos de modularidade que permitiriam construir motores com diversas configurações a partir de módulos padronizados de, por exemplo, dois cilindros, a partir dos quais se montariam motores 4-linha, 6-linha, 4-V, 6-V, 8-V, 4-opostos, entre outros.

Um pedido de patente foi aberto junto ao INPI procurando resguardar os direitos sobre as inovações agregadas ao conceito desenvolvido. Por este motivo, alguns detalhes do projeto tiveram que ser omitidos nesta dissertação, tais como desenhos técnicos do projeto e detalhes relativos ao objeto da patente.

Uma outra contribuição importante deste projeto advém do fato de que este trabalho representa o primeiro esforço no intuito de introduzir esta linha de pesquisa no Brasil, mais especificamente, no Programa de Pós-Graduação em Mecatrônica da Universidade Federal da Bahia, e que permitirá que vários desdobramentos possam ocorrer, em trabalhos de pesquisa e desenvolvimento na área.

Como resultado acadêmico, esta dissertação tornou possível a publicação de dois artigos. O primeiro, com o tema: “CAMLESS - O Futuro dos Motores de Combustão Interna”, apresentado no IV SNCA - Seminário Nacional de Controle e Automação, 2005 em Salvador, e o segundo, com o tema: “Analysis and Development of an Actuator for a Camless Engine”, apresentado no Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, 2005 em Ilmenau, Alemanha, 2005. Destaque-se ainda a aprovação do projeto “Desenvolvimento de uma válvula dinamicamente controlável para motores de combustão interna” pela Fapesb, que permitiu financiar a construção do protótipo e montar parte da infra-estrutura de experimentação.

Com este trabalho, abrem-se inúmeras possibilidades de pesquisa, seja iniciando os testes e avaliações de funcionamento em motores comerciais, modificando-se as formas e estratégias de controle ou desenvolvendo novos atuadores para análise comparativa.

6.2 LIMITAÇÕES DO TRABALHO

Como é de se esperar em trabalhos dessa natureza, limitações e restrições sempre ocorrem por conta das possibilidades de experimentação e do tempo disponível para execução. Algumas limitações encontradas como, por exemplo, a dificuldade de operar com curso máximo em rotações acima de 4000rpm não diminui a qualidade do projeto, apenas evidencia as limitações da unidade hidráulica utilizada no experimento, que operou em seu limite máximo. O aumento da vazão, melhorias no projeto para diminuir as perdas de carga ou a inclusão da possibilidade de controlar a velocidade do amortecimento de final de curso de forma dinâmica poderiam contribuir para a obtenção de maiores limites operacionais.

Outro fator limitante foi à utilização de molas no retorno do atuador, o uso das molas no retorno além de dificultar a atuação no avanço pela ação das forças resistivas impossibilita o pleno controle na atuação de retorno. A evolução do atuador de simples para duplo efeito poderia flexibilizar o controle da atuação no retorno.

6.3 TRABALHOS COMPLEMENTARES

Alguns trabalhos complementares seriam úteis para complementação deste trabalho visando ao aperfeiçoamento dos resultados, entre os quais se destacam:

- Desenvolvimento de protótipo visando à instalação em motores comerciais.
- Re-projeto dos dutos internos da válvula utilizando método numéricos auxiliados por computador a fim de reduzir as perdas de cargas e melhorar os tempos de resposta, principalmente no caso de ciclos mais rápidos.
- Aperfeiçoar o projeto mecânico do sistema visando a reduzir o volume e facilitar a fabricação, montagem e manutenção.
- Aperfeiçoar o projeto elétrico a fim de facilitar a implantação em sistemas automotivos.
- Aperfeiçoar o sistema de aquisição de dados visando obter dados adicionais tais como; corrente, pressão na câmara de amortecimento, temperatura, etc.

- Estudar as implicações de variáveis importantes, tais como a influência da temperatura da viscosidade do óleo hidráulico e suas correlações.
- Introduzir o estudo visando ao projeto dos atuadores de acordo com a nova tendência das baterias automotivas de 42V, o que poderia ensejar atuadores ainda menores.

6.4 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Além dos aperfeiçoamentos sugeridos, o trabalho enseja a oportunidade de se evoluir nesta linha de pesquisa. A seguir são listadas algumas sugestões para trabalhos futuros visando a dar seguimento à pesquisa iniciada:

- i. Aperfeiçoar o desenvolvimento do sistema de amortecimento hidráulico a fim de permitir o seu controle dinâmico;
- ii. Implementar estratégias de controle compatíveis com as possibilidades de variação dinâmica do sistema de amortecimento de final de curso.
- iii. Desenvolver estratégias de controle adequadas às possibilidades oferecidas pelo sistema e para diferentes condições operacionais. Pode-se, por exemplo, estudar a implantação de sistemas focados em estratégias mutáveis que, ao se exigir potência ou velocidade nos limites operacionais, o sistema seria capaz de ajustar automaticamente as variáveis baseadas nesta estratégia. Em contrapartida, quando em condições normais de uso, o sistema priorizaria o menor consumo e emissões de gases para atmosfera.
- iv. Introduzir novos conceitos de motores modulares, nos quais, a partir da independência dos cilindros proporcionada pelo novo conceito de válvula seria possível projetar módulos monocilíndricos ou bicilíndricos que permitam montar motores com a quantidade e arranjo de cilindros desejada.

- v. Estudar as novas possibilidades de projeto para o módulo de gerenciamento global da combustão e do desempenho dos motores integrando, ao módulo de controle da injeção eletrônica, o controle de acionamento das válvulas.

- vi. Estudar a utilização da válvula mecatrônica agregada ao sistema “flex-combustível” já presente nos motores de veículos visando à sua melhoria de desempenho. A possibilidade de atuação flexível das válvulas e de variação das relações de pressão que o sistema enseja, pode trazer inúmeros e importantes benefícios para uso da tecnologia “flex-combustível”, esta também ainda em fase de maturação.

Este trabalho ofereceu a oportunidade de se abrir muitas frentes nessa linha de pesquisa e, espera-se, promissoras. O trabalho se mostra bastante oportuno em um momento em que novas tecnologias mecatrônicas podem vir a contribuir para abrir novas possibilidades para melhor uso dos motores de combustão interna e para utilização de outros e novos combustíveis.

REFERÊNCIAS

AALTONEN, J.; VILENIUS, M. *Electrohydraulic Valvetrain for Extreme Value Diesel Engine*. Paper of University of Technology/Institute of Hydraulics and Automation, Tampere, Finland, 2001. Disponível em: <<http://www.icel.tkk.fi/eve/index.html>> Acesso em: 25 de março de 2006.

AALTONEN, J.; VILENIUS, M. *Extreme Values of the Piston Engine*. Paper of University of Technology/Institute of Hydraulics and Automation, Tampere, Finland, 2001. Disponível em: <<http://www.icel.tkk.fi/eve/index.html>> Acesso em: 25 de março de 2006.

ALEXANDER, J. et al. A. *Camless Vehicle System Design*. Couserwork Thesis. University of Michigan, EUA, 2002.

ANDERSON, M; TSAO, T-C e; LEVIN, M. *Adaptive Lift Control for a Camless Electrohydraulic Valvetrain*. SAE Paper No. 981029, 1998.

ANONYMOUS. *International camless engine technology completes endurance test on nationwide proving ground*. Fleet Equipment. Palatine:Vol.27, Iss. 4; pg. 16, 1 pgs, Apr, 2001.

ASHHAB, M. S. et al. *Camless Engine Control for Robust Unthrottled Operation*. University of California, Santa Barbara and Ford Research Laboratory, 2003.

BACK, Nelson. *Metodologia de projeto de produtos industriais*. Rio de Janeiro: Guanabara dois, 1983.

BAXTER, Mike. *Projeto de produto – guia prático para o design de novos produtos*. Trad. Itito Iida. 2 ed. São Paulo: Blücher, 2000.

BMW. *The 316ti compact is the first production car in the world featuring an engine controlled by a Valvetronic air supply*. BMW World, 2006. Disponível em: <<http://www.bmwworld.com/engines/valvetronic.htm>> Acesso em: 24 de março de 2007.

BOCCALETTI, C.; FELICE, P.; SANTINI, E. *Dynamic Analysis os Electromechanical Valve Actuators by means of FEM techiniques*. Dipartimento di Ingegneria Elettrica, Università degli Studi di Roma, Roem, Italy, 2003.

BOSCH . *GmbH. Automotive electric/electronic systems*. 2.ed. Warrendale, P.A. , 1995.

BRADER, John Steven. *Development of a Piezoelectric Controlled Hydraulic Actuator for a Camless Engine*. Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, College of Engineering and Information Technology - University of South Carolina, EUA, 2001.

BROWN, S. F. Closing in on the Camless Engine. Green Diesel Technology, 2003. Disponível em: <<http://www.greendieseltechnology.com/news13.html>> Acesso em: sexta-feira, 29 de outubro de 2004.

BUNKER, Byron [inventor], Amarjit Ghuman [inventor], Rod Radovanovic [inventor], and John Janssen [inventor]. “*Dual-Pressure Hydraulic Valve Actuation System*.” United States Patent 6,067,946. 30. Maio, 2000.

CHANG, W. S. ET AL. A New Electromagnetic Valve Actuator, Massachusetts Institute os Technology, Article of Laboratory for Electronic and Electromagnetic Systems, 2002.

CHLADNY, R. R. *Modeling Automotive Gas-Exchange solenoid Valve Actuators*.IEEE transactions on Magnetics, 0018—9464-05, Vol.41, No. 3, março, 2005.

DONALDSON, M. J. *Dynamic Simulation of an electrohydraulic open center gas-exchange valve actuator system for camless internal combustion engines*. Master Thesis. University of Michigan, EUA, 2003.

DOPSON, J.A et al. *Lotus Variable Valve Train Sistem for Production and Developmen*. Apresentado no Haus Der technik, Esses, Alemanha, 1992.

DRESNER, T.; BARKAN, P. A Review of Variable Valve Timing Benefits and Modes of Operation. Stanford University. SAE paper No. 891676, 1989.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. *Internal Combustion Engines: applied thermodynamic*. 2nd ed. ISBN 0-471-35617-4 (cloth : alk. Paper), 2000.

FEUCHT, Dennis D. [inventor] ,Steven J. Funke [inventor], and Steven F. Meister [inventor]. “*Hydraulically Actuated Valve System*.” United States Patent 5,531,192. 2 Julho 1996.

FEV. *Camless Engine - Innovating New Concepts*. Disponível em: <<http://www.fev.com/content/public/default.aspx?id=444>> Acesso em: março de 07. 2000.

FIALHO, Arivelto Bustamante. *Automação Hidráulica: Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos*. Editora: Érica, 2ªEd, ISBN: 8571948925, 2003.

FORCELLINI, Fernando Antonio. *Projeto Conceitual*. Dissertação. Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 2003.

FSAO Powertrain PD, Características técnicas do motor Zetec Roçam 1.6L – Ford. 2006.

GEER, J. *Camless Technology patent pending*. 2004. Disponível em: <<http://www.camless.com/>>, Acesso em: 1 mar. 07.

GOODYEAR, *Motores SOHC quatro cilindros*. 2005. Disponível em: <<http://www.goodyear.com.br/engineeringproducts>> Acesso em: 29 de novembro de 2007.

GOULD, L., RICHESON, W; and ERICKSON, F. *Performance Evaluation of a Camless Engine Using Valve Actuation with Programmable Timing*. SAE Paper No. 910450. 1991.

GRAY, Andrew John. *Electronic Valve Actuation*. Submitted for the degree of Bachelor of Engineering (Honours). Department of Information Technology and Electrical Engineering, University of Queensland, United States, October 2001.

HATANO, K., IIDA, K., HIGASHI, H., MURATA, S. *Development of a New Multi-Mode Variable valve Timing Engine*. SAE PAPER 930878. 1993.

HEISLER, H. *Advanced Engine Technology*. Warrendale, PA: SAE International, 1995.

HIGGINS, A. Camless engines give "peak" performance. *Machine Design*;72,19; ABI/INFORM Global, pg 72. Oct 5, 2000.

HONDA. *Variable Valve Timing... for Power and Fuel Economy*.1989. Disponível em: <<http://world.honda.com/history/challenge/1989vtecengine/text/01.html>> Acesso em: 17 de março de 2007.

IMECHE, *Future engine and system technologies : [based on papers presented at the Seminar Euro IV Challenge. - Future Technologies and Systems, held at the IMechE Headquarters, London, UK, on 3 - 4 December 1997. Bury St Edmunds [u.a.] : Professional Engineering Publishing for the Institution of Mechanical Engineers, ISBN 1-86058-166-8, 1998.*

JALILI, N., Wagner, J., Ddfarnia, M.. *A piezoelectric driven ratchet actuator mechanism with application to automotive engines valves.* Mechatronic, Elsevier Science Ltd. Clemson, paper No. 13(2003)933-956. August, 2003.

KALLENBACH, Eberhard,. Et al. *Elektromagnete. Grundlagen, Berechnung, Entwurt und Anwerdung.* ISBN 3-519-16163-X. Wiesbaden, 2003.

KALLENBACH, Eberhard,. Et al. *Fast Acting Magnetic Actuators for Automotive Applications.* In: 49. INTERNATIONALES WISSENSCHAFTLICHES KOLLOQUIUM, 2004, Ilmenau. 49. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium - DVD. 2004.

KATHERINE, S. P.; STEFANOPOULOU, A. G. *Nonlinear Mgnetic Levitation of Automotive Engines Valves.* University of Michigan, Ann Arbor, 2002.

KATHERINE, S. P.; STEFANOPOULOU, A. G. Virtual Lash Adjuster for an Electromechanical Valve Actuator Through Iterative Learning Control. Proceedings of IMECE'03, 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress, Washington, D.C., IMECE2003-41270, Novembro, 2003.

KIM, D; ANDERSON, M; TSAO, T-C; LEVIN, M. Dynamic Model of a Springless Electrohydraulic Valvetrain. SAE Paper No. 970248, 1997.

LAMM, J.; "V-8-6-4, Cadillac Tries Multi Displacement" Road & Track November, 1980.

LEVIN, M. B.; SCHECHTER M. M. *Camless Engine.* International Congress & Exposition. SAE Technical Paper Series. No. 960581, Detroit, Michigan, February 25-29, 1996.

LUBISCO, N. M. L.; VIEIRA, S. C. *Manual de Estilo Acadêmico: monografias, dissertações e teses. 2 edição.* EDUFBA. Salvador, 2003.

MACKOSKI, D. *Camless Engine.* Technical Features Magazine, insue 126, 17, abril, 2001.

MILHOR, C. E. *Sistema de desenvolvimento para controle eletrônico dos motores de combustão interna ciclo Otto*. Dissertação de Mestrado. São Carlos: USP-São Carlos, 2002.

NEGRI, V. J. *Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Controle e Automação: Parte I – Princípios Gerais da Hidráulica e Pneumática*. Apostila de curso, UFSC, Florianópolis, 2001. 23 p.

NEGRI, V. J. *Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Controle e Automação: Parte II – Sistemas Pneumáticos para Automação*. Apostila de curso, UFSC, Florianópolis, 2001. 73 p.

NEGRI, V. J. *Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Controle e Automação: Parte III – Sistemas Pneumáticos para Automação*. Apostila de curso, UFSC, Florianópolis, 2001. 62 p.

PAHL, G.; BEITZ, Wolfgang. *Engineering design: a systematic approach*; translated by Ken Wallace, Luciëne Blessinng, and Frank Bauert ; edited by Ken Wallace, ISBN 3-560-19917-9 (acid-free paper), 1995.

PARKER, *Manual e Catálogo de Anéis de Vedação*, 2003. Disponível em: <<http://www.parker.com>> Acesso em: 10 de julho de 2007.

PORSHE Company. *Variocam - Porsche 911*. Disponível em: <<http://www.porsche.com/usa/models/911/911-turbo/indetail/drive/>> Acesso em: 18 de março de 2007.

PUCHALSKY, C. et al. Modelica Applications for Camless Engine Valvetrain Development. 2º International Modelica Conference, Proceedings, pág. 77-86, Germany, 2002.

RABHI, Vianney. *HMVT - Hydro-Mechanical Valves Actuator*. MCE-5 DEVELOPMENT, 2000.

RAFAEL, R.; MIGUEL, C. J.; LUIS, A. Optimization of a Camless Engine Distribution by Means of the Modelling Study of the Influence of External Operation Parameters on the performance of the Engine. IIE/2002-Nº2. Automotve & transportation technology Congres. Spain, 2001.

REGGIO, F. [Inventor]. *Engine Valve Mechanism*. United States Patent. 2,962,013. 29 novembro, 1960.

RICARDO COMPANY. *Ricardo Validates Concept of Pneumatic Variable Valve Timing Actuator*. Alpha – The Journal of Virtual Product Development. Volume 4, pág. 20, 2005.

RICHMAN R. M., REYNOLDS W. C. *A Computer-Controlled Poppet-Valve Actuation System for Application on Research Engines*. SAE PAPER 840340. 1984.

ROCHELEAU, David. *History of Camless Engine*. Department of Mechanical Engineering, University of South Carolina, 2005.

Disponível em: <<http://www.me.sc.edu/research/AARG/history.htm>> Acesso em: 3 mar. 2007.

RONCHI, F.; ROSSI, C.; TILLI, A. *Sensing Device for Camless Engine Electromagnetic Actuators*. IEEE paper, pág. 1669-1674. N°.0-7803-7474-6/02, 2002.

SCHARNWEBER, David H. [inventor]. “*Engine Valve Actuator with Differential Area Pistons*.” United States Patent 5,682,846. 04 Novembro 1997.

SCHECHTER, Michael. “*Spool Valve Control of an Electrohydraulic Camless Valvetrain*.” United States Patent 5,456,222. 10 October 1995.

SCHWERBER, B. *Electronics may be poised to displace engine cams*. EDN paper, Janeiro, 2001. Disponível em: <<http://www.ednmag.com/camless.htm>> Acesso em: 24 de março de 2007.

SELLNAU, M.; RASK, E. *Two-Step Variable Valve Actuation for Fuel Economy, Emissions, and Performance*. SAE World Congress, SAE Paper No. 2003-01-0029, Detroit, Michigan, March 3-6, 2003.

SOUSA, R. G.; LEPIKSON, H. A.; *Camless – O Futuro Dos Motores De Combustão Interna*. IV -Seminário Nacional de Controle e Automação. Salvador-Brasil, Julho 19 22, 2005.

SOUSA, R. G. de; LEPIKSON, H. A.. Analysis and Development of an Actuator for a Camless Engine, In: 50. INTERNATIONALES WISSENSCHAFTLICHES KOLLOQUIUM, 2005, Ilmenau. 50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium - DVD. 2005.

STEFANOPOULOU, A. G., PETERSON, k. S. *Extremum seeking Control for soft landing of an electromechanical valve actuator*. Elsevier paper, Automatica 40 (2004) 1063 – 1069, 2004.

STEFANOPOULOU, A. G.; PETERSON, k. S.; *Output Observer Based Feedback for Soft Landing of Electromechanical Camless Valvetrain Actuator*. University of Michigan and Ford Research Laboratory paper, 2004.

STONE, Richard. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 3° Ed, ISBN0-7680-0495-0, SAE-International, 1999.

STUBBS, A. *Modeling and Controller Design of an Electromagnetic Engine Valve*. Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, EUA, 2000.

STURMAN Industries. *Camless Digital Hydraulic Valve Actuation (HVAD)*. Aachen Automobile and Engine Colloquium, Aachen, Alemanha. 04-10-2005. Disponível em:<http://www.sturmanindustries.com/images/navImages/Aachen/1005_Aachen%20_IAV-PR.pdf> Acesso em: 4-mar-07.

STURMAN Industries. *Hydraulic Valve Actuation (HVA)*. 2004. Disponível em:<<http://www.sturmanindustries.com/main/hydraulicValveActuation.htm>> Acesso em: 4-mar-07.

TAI, C.; TSAO, T. Control of na Electromechanical Camles Valve Actuator. Proceedings of the American Control Conference, No. 0-7803-7298/02 2002 AACC. Anchorage, AK, 8-10, maio, 2002.

THE ENGINEER. *Lighter valves to render cams redundant..* London: Jun 25, pg. P.11, 2004.

TREVETT, Nathan Ray. X-by-Wire, New Technologies for 42V Bus Automobile of the Future. Submitted in Partial Fulfillment Of the requirements for Graduation with Honors from the South Carolina Honors College, United States April, 2002

TSAO, T. C. et al. *Electrohydraulic Valvetrain for Direct Injection Compression Ignition Camless Engine Operations – Phase I Project Final report*. Department of Energy CARAT program. DOE DEFC02-98EE50540. Univesity of Illinois at Urbana-Chapaign and University of California, Santa Barbara, United States, 2000.

UHLENBROCK, R. MELBERT, J., LUGERT, G. Smart actuator for Sensorless Electromagnetic Variable Valve Actuation. SAE paper No. 01ATT491, 2001.

UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE HOME PAGE. Disponível em: <www.uspto.gov> Acesso em: 12 Jun. 07.

URATA Y., Urniyama H., Shimizu K., Fujiyoshi Y., Sono H., and Fukuo K., “*A Study of Vehicle Equipped with Non-Throttling SI Engine with Early Intake Valve Closing*,” SAE Paper No. 930820, 1993.

VALEO. *Smart Valve Actuation technology: the camless engine becomes a reality*. 2005. Disponível em: <http://www.valeo.com/automotive-supplier/Jahia/lang/en/pid/1317;jsessionid=8E34DA6286E8548688296BB61E4C4772> Acesso em: 4 mar. 07.

VAN BASSHUYSEN, Richard., SCHÄFER, Fred. *Internal Combustion Engines Handbook: basic, components, systems and perspectives*. 3º Ed, ISBN0-7680-1139-6, SAE-International, 2004.

WANG , et al. Modeling of Electromechanical Valve Actuator for a camless Engine. Ford Research Laboratory e University of Michigan, 2001.

WANG , et al. Modeling and Control of Electromechanical Valve Actuator. SAE Paper No. 2002-01-1106 University of Michigan, 2002.

WILSON, N.; WATKINS, A.; DOPSON, C.; *Asymmetric Valve Strategies and their Effect on Combustion*. SAE paper 930821, 1993.

WILSON , R. *Camless In Colorado*. Automotive Industries article, Issue: may, 2004. Disponível em: http://www.ai-online.com/issues/article_detail.asp?id=464 Acesso em: 9 de março de 2005.

WOLFGANG, H.; PETERSON, K.; STEFANOPOULOU, A. G. Iterative Learning Control for Soft landing of Electromechanical Valve actuator in Camless Engines. IEEE, Transactions on Control Systems Technology, Vol. 11, No. 2, Março, 2003.

YOKOAT, S; AKUTU, K. *Fast-acting Electro-hydraulic Digital Transducer. (A Poppet-type On-off Valve Using a Multilayered Piezoelectric Device)*. JSME International Journal, Series 2: Fluids Engineering, Heat Transfer, Power, Combustion, Thermophysical Properties Vol. 34 No. 4, Nov. 1991.