

MAURÍCIO ASSUMPCÃO TRIELLI

**SISTEMA DE INJEÇÃO DE GÁS SOB PRESSÃO EM CILINDROS
DE MOTORES DIESEL DE MÉDIO PORTE**

Tese apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
título de Doutor em
Engenharia.

São Paulo
1997

MAURÍCIO ASSUMPÇÃO TRIELLI

**SISTEMA DE INJEÇÃO DE GAS SOB PRESSÃO EM CILINDROS
DE MOTORES DIESEL DE MÉDIO PORTE**

**Tese apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
título de Doutor em
Engenharia.**

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**Orientador:
Francisco Emílio Baccaro
Nigro**

1997

A meu pai.

AGRADECIMENTOS

**A Deus,
pelos desafios que me impõe,
e a todos aqueles que,
corroborando Sua onipresença,
têm me ajudado a superá-los.**

SUMÁRIO

Lista de figuras

Lista de abreviaturas

Lista de símbolos

Resumo

“Abstract”

1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO DA LITERATURA.....	15
3 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE INJEÇÃO PROPOSTO.....	27
3.1 Considerações iniciais.....	27
3.2 Sistema de dosagem e injeção de gás.....	28
3.3 Pré-dimensionamento dos componentes do sistema.....	31
3.3.1 Bombas injetoras.....	33
3.3.2 Linhas de alta pressão.....	34
3.3.3 Linhas de gás.....	34
3.3.4 Cilindros de gás e válvula redutora de pressão.....	35
3.3.5 Injetores.....	35
4 MODELO MATEMÁTICO.....	41
4.1 Considerações iniciais.....	41
4.2 Sistema hidráulico de atuação do injetor.....	42

4.2.1 Linha de Injeção	44
4.2.2 Bomba Injetora.....	47
4.2.3 Bico Injetor	53
4.3 Escoamento do gás natural.....	61
4.4 Considerações sobre a solução numérica do modelo.....	65
5 CALIBRAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO ATRAVÉS DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	76
5.1 descrição do aparato experimental utilizado.....	76
5.2 Ensaios preliminares e aperfeiçoamento do injetor.....	80
5.3 Ensaios de desempenho do injetor e aperfeiçoamentos do modelo.....	83
5.4 Comparação dos resultados experimentais e simulados	99
6 ADEQUAÇÃO DO SISTEMA PARA ATENDIMENTO DOS REQUISITOS DE APLICAÇÃO	114
6.1 Considerações iniciais.....	114
6.2 Procedimento utilizado para o ajuste do sistema.....	115
6.3 Simulação do sistema em várias condições de operação	126
6.4 Realização de etapas experimentais adicionais.....	129
7 CONCLUSÕES	133
ANEXO A – PROGRAMA COMPUTACIONAL.....	135
ANEXO B – DESENHOS DO INJETOR.....	173
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	187

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1:	Desenho esquemático do sistema proposto.....	29
Figura 3.2:	Desenho de conjunto do injetor	38
Figura 3.3:	Bico injetor montado	39
Figura 3.4:	Componentes do bico injetor em seqüência de montagem.....	39
Figura 3.5:	Detalhe da válvula dosadora de gás montada	40
Figura 4.1:	Volume de controle elementar da linha de injeção.....	44
Figura 4.2:	Volume infinitesimal da linha de injeção utilizado para o desenvolvimento da equação do movimento	46
Figura 4.3:	Desenho esquemático da bomba injetora modelada.....	49
Figura 4.4:	Área de passagem pela janela de admissão em função da posição angular do eixo de comando da bomba injetora	52
Figura 4.5:	Perfil do camo da bomba injetora	53
Figura 4.6:	Detalhe do escoamento do óleo hidráulico na região do pistão atuador....	55
Figura 4.7:	Esquema para cálculo da força resultante do esmagamento do óleo	58
Figura 4.8:	Volume de controle elementar utilizado na dedução das equações relativas ao escoamento do gás na linha de gás e conduto do injetor.....	61
Figura 4.9:	Trajetória do gás no injetor	63

Figura 4.10: Visualização da solução numérica com o uso do método das características	69
Figura 4.11: Módulo de elasticidade volumétrica do óleo hidráulico x pressão	70
Figura 4.12: Visualização geométrica da solução numérica usando interpolação linear	71
Figura 5.1: Detalhe parcial do arranjo experimental	77
Figura 5.2: Detalhe da fixação do proxímetro ao bico injetor.....	77
Figura 5.3: Vista geral do arranjo experimental.....	78
Figura 5.4: Desenho esquemático do pino calibrador	81
Figura 5.5: Curvas de evolução da pressão na linha de alta pressão e de abertura da válvula dosadora (protótipo sem modificação).....	82
Figura 5.6: Curvas de evolução da pressão na linha de alta pressão e de abertura da válvula dosadora (protótipo modificado).....	83
Figura 5.7: Esquema para determinação da equação do movimento do pistão dosador	87
Figura 5.8: Confronto entre curvas de evolução de pressão na linha de alta pressão, antes (a) e após (b) a introdução da deformação do camo no modelo	89
Figura 5.9: Confronto entre curvas de abertura da válvula dosadora de gás, antes (a) e após (b) a introdução da deformação do camo no modelo	90
Figura 5.10: Confronto entre curvas de débito de óleo e de volume de gás dosado, antes (a) e após (b) a introdução da deformação do camo no model	90

Figura 5.11: Esquema utilizado para cálculo da variação do módulo de elasticidade volumétrica com a mistura de ar no óleo hidráulico.....	92
Figura 5.12: Confronto entre curvas de evolução de pressão na linha de pressão, antes (a) e após (b) a introdução da mistura de ar no óleo.....	94
Figura 5.13: Confronto entre curvas de abertura da válvula dosadora de gás, medidas e simuladas, antes (a) e após (b) a introdução da mistura de ar ao óleo.....	94
Figura 5.14: Confronto das curvas de abertura da válvula dosadora, medida (cor-de-rosa) e simulada (azul), mostrando reabertura para rotação de 750 rpm da bomba injetora e 14mm de cremalheira.....	96
Figura 5.15: Confronto das curvas de abertura da válvula dosadora, medida (cor-de-rosa) e simulada (azul), mostrando injeção secundária para rotação de 550 rpm da bomba injetora e 14mm de cremalheira.....	96
Figura 5.16: Comparação entre curvas medidas e simuladas para $C_{dretAret}$ igual a 0,0585 mm ² para 10,2 mm de cremalheira e 750 rpm.....	97
Figura 5.17: Comparação entre curvas medidas e simuladas para $C_{dretAret}$ igual a 0,0914mm ² para 10,2 mm de cremalheira e 750 rpm.....	98
Figura 5.18: Curvas medidas e simuladas para 750 rpm e 14 mm de cremalheira.....	102
Figura 5.19: Curvas medidas e simuladas para 750 rpm e 10,2 mm de cremalheira ...	103
Figura 5.20: Curvas medidas e simuladas para 750 rpm e 9 mm de cremalheira.....	104
Figura 5.21: Curvas medidas e simuladas para 750 rpm e 8 mm de cremalheira.....	105
Figura 5.22: Curvas medidas e simuladas para 550 rpm e 14 mm de cremalheira.....	106

Figura 5.23: Curvas medidas e simuladas para 550 rpm e 10,2 mm de cremalheira ...	107
Figura 5.24: Curvas medidas e simuladas para 575 rpm e 9 mm de cremalheira	108
Figura 5.25: Curvas medidas e simuladas para 575 rpm e 8 mm de cremalheira	109
Figura 5.26: Curvas medidas e simuladas para 350 rpm e 14 mm de cremalheira	110
Figura 5.27: Curvas medidas e simuladas para 350 rpm e 10,2 mm de cremalheira ...	111
Figura 5.28: Curvas medidas e simuladas para 350 rpm e 9 mm de cremalheira	112
Figura 5.29: Curvas medidas e simuladas para 350 rpm e 8 mm de cremalheira	113
Figura 6.1: Curvas de pressão na linha e de abertura da válvula dosadora obtida no ensaio de calibração do sistema (750 rpm e 14 mm de cremalheira)	116
Figura 6.2: Curvas de desempenho simuladas para as condições de referência.....	118
Figura 6.3: Curvas de desempenho simuladas com mudança de pré-curso em relação às condições de referência.....	119
Figura 6.4: Curvas de desempenho simuladas com a alteração força de pré-carregamento em relação às condições usadas na obtenção da Figura 6.3	121
Figura 6.5: Curvas de desempenho simuladas com alteração no diâmetro equivalente do orifício de retorno em relação às condições usadas na obtenção da Figura 6.4.....	122
Figura 6.6: Curvas de desempenho simuladas para rotação de 350 rpm e 8,0 mm de curso de cremalheira na bomba injetora, mantidos os demais parâmetros usados na obtenção da Figura 6.5	124

Figura 6.7: Curvas de desempenho simuladas com a redução das dimensões do colarinho, mantidos os demais parâmetros usados na obtenção da Figura 6.6	125
Figura 6.8: Curvas de desempenho simuladas para rotação de 750 rpm e 14 mm de cremalheira, mantidos os demais parâmetros usados na obtenção da Figura 6.7	127
Figura 6.9: Curvas de desempenho simuladas para rotação de 750 rpm e 16 mm de cremalheira, mantidos os demais parâmetros usados na obtenção da Figura 6.8	128
Figura 6.10: Curvas de desempenho simuladas para uma suposta condição de funcionamento do motor da locomotiva em “notch” 8.....	130
Figura 6.11: Curvas de desempenho simuladas para uma suposta condição de funcionamento do motor da locomotiva em “notch” 5.....	131
Figura 6.12: Curvas de desempenho simuladas para uma suposta condição de funcionamento do motor da locomotiva em “notch” 3.....	132

LISTA DE ABREVIATURAS

EGR	: Exhaust Gas Recirculation (recirculação de gás de escapamento)
GM	: General Motors Co.
HC	: hidrocarboneto
MIC	: motor de ignição por compressão
MIF	: motor de ignição por faísca
NOx	: óxidos de nitrogênio
OVEG-PRÓ-ÓLEO	: Programa de Óleos Vegetais
PMI	: ponto morto inferior
PMS	: ponto morto superior
PRÓ-ALCOOL	: Programa Nacional do Alcool

LISTA DE SÍMBOLOS

- A : área da seção transversal interna da linha de alta pressão.
- A_f : área correspondente à seção transversal da folga entre a superfície externa de menor diâmetro do pistão atuador e seu cilindro.
- A_g : área de passagem pela válvula, dosadora.
- A_i : áreas dos orifícios de passagem da bomba injetora ($i=1,2,3$).
- A_l : área de passagem formada pela folga entre o pistão atuador e sua sede.
- A_p : área da seção transversal do pistão dosador.
- A_{pv} : área do pé da válvula do injetor.
- A_{ret} : área de passagem do orifício calibrado do retorno do injetor.
- A_{sv} : área da sede da válvula do injetor.
- A_t : área do círculo definido pela circunferência de contato entre o pistão atuador e sua sede.
- A_v : área projetada do colarinho da válvula de descarga no plano perpendicular à direção do escoamento.
- b : largura da superfície de esmagamento do filme de óleo.
- c : velocidade de propagação das ondas.
- Cd_g : coeficiente de descarga na válvula dosadora de gás.
- Cd_i : coeficientes de descarga dos orifícios de passagem da bomba injetora ($i=1,2,3$).
- Cd_l : coeficiente de descarga na passagem formada pela folga entre o pistão atuador e sua sede.
- Cd_{ret} : o coeficiente de descarga do orifício calibrado do conduto de retorno do injetor.

- c_{ref} : velocidade de propagação das ondas de pressão num fluido em condições de estagnação.
- C_v : coeficiente de amortecimento viscoso equivalente do sistema formado pela massa e pela mola da válvula de descarga.
- C_{ve} : coeficiente de amortecimento viscoso do sistema formado pela válvula dosadora de gás, pistão atuador e mola do injetor.
- d_c : diâmetro característico da sede do pistão atuador.
- d_g : diâmetro característico do assento da válvula dosadora em sua sede.
- dp : variação infinitesimal de pressão.
- dt : incremento infinitesimal de tempo.
- dx : deslocamento infinitesimal.
- D_H : diâmetro hidráulico do conduto prismático .
- f : coeficiente de perda de carga distribuída
- F_{sq} : força resultante do esmagamento do óleo nas superfícies de contato da válvula de descarga e sua sede.
- F_{sqz} : força resultante do esmagamento do óleo na sede do pistão atuador ou na sede da válvula dosadora.
- F_v : força de pré-carga das molas do injetor e da válvula de descarga da bomba injetora
- k : coeficiente politrópico.
- k_v : rigidez da mola da válvula de descarga da bomba injetora.
- k_{ve} : rigidez equivalente da mola do injetor.
- K : módulo de elasticidade volumétrica.
- K_d : módulo de elasticidade volumétrica do óleo hidráulico na câmara de descarga.

- K_p : módulo de elasticidade volumétrica do óleo hidráulico na câmara da bomba injetora.
- K_t : módulo de elasticidade volumétrica do óleo hidráulico na câmara de pistão atuador.
- L : variável auxiliar utilizada no método das características.
- ℓ : perímetro característico da superfície sob esmagamento.
- \dot{m}_g : vazão em massa de gás.
- M_v : massa equivalente do conjunto massa-mola da válvula de descarga da bomba injetora ou . massa equivalente do conjunto válvula-molas do injetor.
- p : pressão estática;
- p_c : pressão no cilindro do motor.
- p_g : pressão do gás dentro do injetor na região do pé da válvula.
- P : pressão absoluta.
- P_{atm} : pressão atmosférica.
- P_d : pressão instantânea na câmara de descarga.
- P_f : pressão de alimentação da bomba injetora, observada na sua galeria.
- P_p : pressão instantânea na câmara da bomba injetora.
- P_{ref} : pressão de estagnação
- P_{res} : pressão estática imediatamente a jusante do orifício calibrado do retorno do injetor.
- P_{ret} : pressão imediatamente a montante do orifício calibrado instalado no retorno do injetor.
- P_t : valor instantâneo da pressão na câmara do pistão atuador.

- Q : vazão em volume.
- Q_{ret} : vazão através do orifício calibrado do conduto de retorno do injetor.
- Q_{zd} : vazão na entrada da linha de injeção.
- Q_{zu} : vazão de entrada na câmara do pistão atuador.
- Q_1 : vazão volumétrica de óleo hidráulico que entra na câmara da bomba pela janela de admissão.
- Q_2 : vazão volumétrica de óleo hidráulico que sai da câmara da bomba pela janela de descarga da bomba injetora.
- Q_3 : vazão volumétrica de óleo hidráulico que escoava através da válvula de descarga.
- Q_4 : vazão que sai da câmara do pistão atuador e se encaminha para o orifício calibrado do conduto de retorno de óleo hidráulico através do trecho compreendido entre a superfície externa cilíndrica de menor diâmetro do pistão atuador e seu cilindro.
- R : constante de gás perfeito.
- s : entropia.
- S : perímetro da seção interna da linha de injeção.
- S_g : abertura da válvula dosadora de gás.
- S_p : deslocamento do pistão dosador.
- S_t : posição da válvula de dosagem de gás em relação a sua sede..
- S_v : deslocamento da válvula de descarga.
- T : temperatura absoluta.
- T_{ref} : temperatura de estagnação do gás.
- u : velocidade do escoamento unidimensional.

- u_x : velocidade de afastamento de duas superfícies.
- vv : velocidade da válvula de descarga.
- vt : velocidade de abertura da válvula de dosagem de gás.
- vp : velocidade do pistão dosador.
- Vd : o volume máximo da câmara de descarga da bomba injetora.
- Vo : volume mínimo da câmara do pistão atuador.
- Vp : volume máximo na câmara da bomba injetora.
- \dot{x} : velocidade de afastamento de superfícies.
- α : ângulo do cone utilizado na usinagem da sede do pistão atuador.
- β : ângulo formado entre a direção do movimento do pistão dosador e a perpendicular ao camo no ponto de contato.
- γ : ângulo do assentamento da válvula dosadora de gás.
- ε, θ : variável auxiliar do método das características (critério de estabilidade de Courant).
- μ : viscosidade dinâmica.
- ρ : massa específica de um fluido.
- ρ_{ref} : massa específica de um fluido em condições de estagnação.
- τ : tensão de cisalhamento de natureza viscosa.
- ξ : espessura de película de óleo confinado.
- ζ : fator de amortecimento do camo.
- ω : frequência angular natural do camo.
- ϕ : fator de correção de vazão para escoamento bloqueado.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é estudar as características de desempenho de uma proposta alternativa de sistema de injeção de gás natural, projetada para substituir parcialmente o óleo diesel na alimentação de motores de médio porte, originalmente concebidos para serem de ignição por compressão.

Este sistema de dupla-injeção difere dos demais em desenvolvimento no exterior por possuir um injetor de gás comandado hidráulicamente com a utilização de bombas injetoras tradicionais, o que o torna simples e de baixo custo além de permitir fácil reconversão.

A injeção do gás é feita no cilindro, com pressões moderadas, durante o início do curso de compressão do ciclo do motor, sendo a ignição da mistura ar-gás assegurada por chama piloto de óleo diesel.

Desenvolveu-se um protótipo de um sistema de injeção aplicável a um motor específico e o modelo matemático que descreve seu comportamento dinâmico.

Os escoamentos de óleo hidráulico no sistema de atuação do injetor e de gás natural foram equacionados levando em conta variações de propriedades dos fluidos e utilizando modelos de parâmetros concentrados em cada componente característico do sistema de injeção, exceto nos trechos correspondentes aos condutos onde foram utilizados modelos de parâmetros distribuídos.

Os conjuntos de equações diferenciais ordinárias e parciais hiperbólicas resultantes foram integrados simultaneamente utilizando-se dos métodos numéricos de Runge-Kutta e das características, respectivamente.

Para validação do modelamento, vários resultados experimentais de desempenho são apresentados e comparados com os simulados.

ABSTRACT

The aim of this work is to study the performance characteristics of an alternative proposal to a natural gas injection system, designed to substitute part of the diesel fuel consumption of medium-speed-engines originally conceived to operate by compression ignition.

This double-injection system is different of others being developed in other countries because it is based on traditional injection pump hydraulically commanding gas injectors, what makes it a simple, low-cost system and allows easy retrofitting.

The gas injection takes place into the cylinder, at moderate gas pressures, during part of the compression stroke of the engine with the ignition of the air-gas mixture being ensured by a diesel oil pilot flame.

One prototype of the injection system applicable to a particular engine was developed, together with the mathematical model that describes its dynamic behaviour.

The flow of hydraulic oil in the injector actuation system and that of the natural gas were modelled taking into account changes in fluid properties and using lumped parameter models for each characteristic element of the injection system, except for the lines that were treated by distributed parameters models.

The resulting sets of ordinary and hyperbolic partial differential equations were integrated simultaneously, using the Runge-Kutta and the characteristics methods, respectively.

Aiming at model validation, several experimentally obtained performance results are presented and compared with simulated values.

1 INTRODUÇÃO

Os níveis elevados de poluentes emitidos na atmosfera por gases de escape de motores de combustão interna e a redução das reservas mundiais de combustíveis fósseis líquidos vêm sendo motivos de preocupação, já há algumas décadas, de autoridades científicas e de governos em todo o mundo.

Na busca por alternativas energéticas para estes tipos de motores, praticamente impossíveis de serem substituídos eficientemente em várias de suas aplicações típicas por outras concepções que se utilizam de outras formas de energia não poluentes, o uso de gases combustíveis e álcoois, provenientes do próprio petróleo ou da biomassa, vêm se caracterizando como as opções mais viáveis.

Como exemplo de utilização de outras formas de energia em motores pode-se mencionar a elétrica. Neste caso, além de ser necessário o envolvimento de outros tipos de energia na sua geração, verificam-se também dificuldades tecnológicas para seu armazenamento, resultando em restrições de potência e autonomia.

O uso de álcoois reduz significativamente os níveis de produção de poluentes regulamentados, típicos da utilização de derivados de petróleo em motores e resultantes da combustão incompleta ou da oxidação do nitrogênio do próprio ar: monóxido de carbono, hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio. Aumenta, entretanto, a emissão de outros poluentes relevantes tais como aldeídos, cetonas, etc.

Entre os gases combustíveis destaca-se o gás natural, de origem fóssil ou de biodigestão, que é composto principalmente por metano, o hidrocarboneto mais simples, cuja combustão, mesmo que incompleta, gera menores quantidades e variedades de poluentes. Comparado ao óleo diesel, por exemplo, produz menores quantidades de

poluentes em massa e sem a presença de óxidos de enxofre, particulados e hidrocarbonetos policíclicos aromáticos tidos como mutagênicos e cancerígenos.

A utilização de outros gases combustíveis ainda menos poluentes, tal como o hidrogênio, carece ainda de desenvolvimentos tecnológicos significativos para sua implementação, tornando-se uma solução esperada para um futuro mais distante.

Os álcoois, apesar de virem sendo, desde a primeira grande guerra, uma alternativa mundial de substituição de derivados de petróleo, tiveram suas aplicações irreversivelmente estabelecidas como combustíveis para motores de combustão interna a partir do início da década de 70 com a crise de fornecimento do petróleo imposta pelos países do Oriente Médio.

O Brasil, nesta ocasião, surgiu como um expoente desta utilização no cenário internacional. Possuía uma história de utilização de etanol anidro misturado à gasolina desde a década de 30 e, conseqüentemente já dispunha de alguma tecnologia na produção deste combustível incorporada às suas usinas de açúcar. Na dependência das mudanças de demanda no mercado internacional, estas usinas tinham seus processos de produção alterados para produzir mais açúcar ou mais álcool. Com a criação do Programa Nacional do Álcool (PRÓ-ALCOOL) em meados da década de 70, chegou-se a ter no Brasil cerca de 90% dos veículos de passeio e de cargas leves fabricados no final da década de 80, típicos consumidores de gasolina, movidos exclusivamente por etanol hidratado e, posteriormente, por misturas ternárias etanol anidro-metanol-gasolina (PAMPLONA, 1984).

Entretanto, com a redução gradativa dos preços praticados no mercado internacional para o petróleo a partir da década de 80 e considerando que a redução dos custos de

produção do álcool não aconteceu na mesma proporção, o uso do álcool como combustível vem se tornando economicamente pouco viável.

Simultaneamente, verificou-se um crescente aumento de interesse pela utilização do gás natural como combustível veicular em todo o mundo.

De forma similar ao álcool, suas aplicações imediatas se restringem aos motores de ignição por faísca (MIF) por possuir baixo número de cetano (parâmetro que indica a facilidade de auto-ignição por compressão), exigindo um agente externo para fornecer energia de ativação para sua reação de combustão com o ar. Os MIF correspondem aos chamados “motores Ciclo Otto”, que em geral consomem gasolina e têm suas aplicações típicas resumidas a motores de pequeno porte.

A outra classe possível para os motores de combustão interna, quanto às características de ignição do combustível utilizado, é a de motores de ignição por compressão (MIC), também comumente denominados “motores ciclo Diesel”. São em geral construídos com taxas de compressão elevadas e geometrias de câmara compatíveis com a combustão exclusivamente por compressão esperada para seu combustível típico: o óleo diesel. Neles, em geral, a combustão é mais lenta do que as observadas em MIF equivalentes e é desenvolvida, obrigatoriamente, com excesso de ar para reduzir o nível de poluentes emitidos em seus escapamentos. Além de serem concorrentes dos MIF em várias aplicações como motores de pequeno porte, são quase que insubstituíveis em aplicações de médio e grande porte.

Como mencionado anteriormente, as emissões provenientes da combustão do óleo diesel são diversificadas e quando comparadas com as dos MIF que, atualmente, utilizam catalisadores de três vias para gases de escape, são também elevadas. Os MIC tornam-se, portanto, aqueles em que maiores esforços vêm sendo despendidos para

ter seu enquadramento aos requisitos atuais legais para níveis de emissões em motores. Neste sentido, para satisfazer requisitos de curto e médio prazo, os fabricantes tradicionais de motores e sistemas de injeção diesel vêm incorporando, cada vez mais, componentes eletrônicos de controle de emissões. Vem sendo buscada, também, a melhoria da qualidade do óleo diesel pela redução do percentual de enxofre e outros elementos ou substâncias químicas indesejáveis.

É importante lembrar que tentativas de substituição do óleo diesel por outros combustíveis alternativos também vêm sendo realizadas.

O governo brasileiro, buscando reduzir a dependência do petróleo importado que o Programa do Álcool não resolveria, caso não fosse encontrada uma forma adequada de substituir o óleo diesel pelo álcool nos MIC, coordenou exaustivas experiências com combustíveis à base de óleos vegetais, aproveitando suas facilidades de auto-ignição por compressão. Modificações no processo de refino do petróleo bruto para mudar a relação das porcentagens dos derivados de petróleo obtidos (aumento da fração de óleo diesel que, no Brasil, já é das maiores do mundo), exigiriam altos investimentos, como por exemplo a introdução de hidrocraqueamento.

Entretanto, o uso do óleo vegetal "in natura", devido suas propriedades físico-químicas, provocava a formação de depósitos anormais no motor e a contaminação do óleo lubrificante.

Uma solução admitida como tecnicamente viável para substituir o óleo diesel nos MIC foi o uso de combustíveis obtidos a partir da esterificação dos ácidos graxos que compõem os óleos vegetais. Estes combustíveis possuem propriedades adequadas (número cetano elevado, tensão superficial e viscosidade mais convenientes) que, além de reduzir a contaminação do óleo lubrificante, promoviam uma combustão eficiente,

muitas vezes superando as obtidas com o uso do próprio óleo diesel. (NIGRO e TRIELLI, 1983; PISCHINGER, SIEKMANN e FALCON, 1982.; VILLANO e PENIDO FILHO, 1983).

Um programa do governo federal, nos moldes do PRÓ-ÁLCOOL, denominado Programa de Óleos Vegetais (OVEG I) foi montado no início da década de 80 com o objetivo de estudar as viabilidades técnica, econômica e política destes ésteres como combustíveis para MIC. Considerando o impacto na matriz de produção de insumos agrícola e industrial que este programa introduziria no país e a redução dos preços praticados para o petróleo no mercado internacional nesta mesma década, este combustível foi tido como antieconômico e descartado como alternativa em 1985 (Óleos Vegetais - Experiência de Uso Automotivo Desenvolvida pelo Programa OVEG I, Brasília, 1985- Ministério da Indústria e Comércio - Secretaria de Tecnologia Industrial).

Levando em conta os custos e o potencial poluidor das alternativas energéticas para a satisfatória utilização dos MIC, o Brasil e vários outros países, principalmente da América do Norte e da Europa, vêm criando leis e incentivos com o objetivo de substituir os combustíveis convencionais derivados de petróleo em aplicações nos centros urbanos (veículos de transporte coletivo, frotas cativas de empresas estatais e privadas, táxis e mesmo veículos particulares de passeio). Dentro desta orientação, várias formas de substituição do óleo diesel por gás natural têm sido testadas.

Estas iniciativas vêm acompanhadas da constatação que as reservas mundiais de gás natural, estimadas em $1,4 \times 10^{14}$ m³ no início de 1995, equivalem às de petróleo, estimadas em cerca de $1,0 \times 10^{12}$ barris. Acrescente-se a isto o fato do petróleo estar

sendo consumido em taxas anuais crescentes, correspondentes atualmente a 2,3 % destas reservas, enquanto o gás natural está sendo consumido em taxas de 1,5 % (Organización Latinoamericana de Energia & Comisión Europea, 1995).

No que diz respeito ao Brasil, além dos novos poços de gás que vêm sendo descobertos nas Bacias de Campos e no litoral paulista, que já lhe permitem uma produção de cerca de $7,0 \times 10^9 \text{ m}^3/\text{ano}$, considera-se também a possibilidade de aproveitar as reservas deste combustível existentes na Bolívia através da implementação do gasoduto previsto para atravessar os estados brasileiros de Mato Grosso, Mato Grosso do Sul, Minas Gerais e São Paulo. Estes dois últimos estados, também caracterizam-se por possuírem os trechos de maiores extensões da malha ferroviária brasileira.

O gás natural para uso veicular é usualmente armazenado em cilindros, na forma de gás comprimido ($\sim 200 \text{ bar}$), e introduz os inconvenientes de aumento de tara e redução do volume útil dos veículos.

O uso de gás liquefeito criogênico reduz significativamente estes inconvenientes, mas introduz custos elevados decorrentes, tanto das unidades de liquefação, quanto dos reservatórios (garrafas térmicas). Continentes que se utilizam de zeólitos, carvão ativado, fosfatos e outros materiais adsorventes de gases, vêm sendo estudados como alternativas futuras para redução de custos e de pressões de armazenamento.

Devido à semelhança das características de combustão do gás natural e dos álcoois, as aplicações deste gás em motores de combustão interna, no Brasil, vêm sendo realizadas tomando como referência as experiências acumuladas no uso dos álcoois.

Em MIF, o gás natural pode substituir integralmente a gasolina ou o álcool, ou pode aparecer ainda como um dos combustíveis de motores bi-combustíveis (álcool/gás ou gasolina/gás), devido à pouca autonomia propiciada pelo gás comprimido armazenado

nos cilindros. Nestes casos de aplicação em MIF, o gás é dosado via misturadores ou sistemas de injeção de baixa pressão, similares aos utilizados em injeção de combustíveis líquidos (NIGRO et al.,1997).

No caso de motores bi-combustíveis é conveniente ressaltar que o bom desempenho obtido pelo motor ao utilizar gás combustível não necessariamente é preservado quando se faz a mudança para o outro combustível. Este problema é mais crítico quando não são utilizados sistemas eletrônicos de injeção que permitam levar em conta o mapeamento das condições otimizadas de funcionamento para o uso de cada um destes combustíveis.

No caso de MIC, além da solução mais simples que é a de projetar novos MIF para os substituir de forma equivalente (RAINE et al., 1988), várias outras soluções tecnológicas estão sendo propostas com o objetivo da substituição do óleo diesel por gás natural (BACON e MONCRIEFF, 1982).

De forma sucinta, estas soluções seguem as seguintes linhas:

- fumigação ou carburação de gás natural no conduto de admissão;
- injeção de gás natural na câmara de combustão a altas ou baixas pressões com ignição iniciada por combustão piloto de óleo diesel injetado na câmara (dupla-injeção);
- substituição total do óleo diesel por gás natural, mantendo as características originais de funcionamento como MIC.

No caso dos MIC, o uso de gás natural fumigado ou carburado, analogamente ao uso de álcool pelo mesmo processo (ESTON et al.,1982), exige um controle bastante eficiente da dosagem do gás para, por um lado evitar a ocorrência de “detonação” decorrente das altas taxas de compressão, e por outro para proporcionar uma mistura acima do limite mínimo de inflamabilidade. Além disto, pode ocorrer uma eventual ignição da mistura

ar-gás no coletor de admissão (“back-fire”) devida ao contato desta mistura com o gás resultante da combustão ocorrida anteriormente no cilindro e que retorna pela válvula de admissão ao coletor. Este aspecto é relevante em motores com grande ângulo de cruzamento de válvulas como, em geral, é o caso de MIC sobrealimentados.

A experiência acumulada com o uso da técnica da fumigação nas tentativas de substituição de óleo diesel por álcoois permite ainda que as seguintes considerações sejam feitas:

- os inconvenientes mencionados acima são minorados com o uso de injetores instalados nas proximidades das válvulas de admissão ao invés de dosadores do tipo misturador instalados no coletor. Mesmo assim, o percentual de substituição de óleo diesel por gás esperado ainda é pequeno, limitado pela ocorrência de detonação, facilitada pela grande homogeneidade da mistura preparada com muita antecedência.
- as eficiências das substituições podem ser bastante baixas, uma vez que as misturas pobres decorrentes limitam a velocidade de propagação de chama, propiciando a emissão de combustível parcialmente queimado.

Lembrando das semelhanças do gás natural e dos álcoois quanto à ignição, é importante observar que, durante a década de 80, somente MIC utilizando álcool aditivado injetado no cilindro (SANTOS e VENANZI, 1983; COOKE e SELBY, 1984) ou sistemas de dupla-injeção (DIETRICH e SCHÖNBECK, 1982; NIGRO et al., 1984) se viabilizaram, chegando a serem produzidos em escala comercial por fabricantes brasileiros.

Por estes motivos, neste trabalho, foi escolhida a introdução do gás diretamente dentro do cilindro.

Estabelecido este vínculo, resta verificar a solução mais conveniente entre a substituição total e a dupla-injeção.

A utilização de gás natural substituindo totalmente o óleo diesel, mantendo as características de MIC, de forma semelhante às conseguidas com álcool aditivado (GOETZ e DUGALL, 1984) ou vela de aquecimento (BALASUBRAMANIAN et al., 1982; NANNI et al., 1982) em épocas passadas, vem se mostrando difícil; não foi encontrada ainda uma forma eficiente de promover a ignição deste combustível exclusivamente por compressão. Seriam necessárias, em princípio, injeções de gás a altas pressões no cilindro e temperaturas do comburente bastante elevadas, não compatíveis com as taxas de compressão usuais. Além disto, a combustão nos MIC é fortemente dependente da distribuição da mistura ar-combustível na câmara, da taxa e do instante de injeção, o que aumenta a dificuldade de adoção desta alternativa.

A dupla-injeção pode permitir, dependendo do instante e da forma como se processa a injeção do gás relativamente ao óleo diesel, utilizar-se de ciclos motores mais próximos daqueles característicos de MIF ou de MIC.

Caso a injeção de gás ocorra de forma a alimentar uma queima de óleo diesel já iniciada, o processo se aproxima de um MIC; caso esta injeção ocorra antecipadamente, formando uma mistura ar-gás que entra em ignição a partir do início da combustão do óleo diesel piloto, o ciclo motor se aproxima daquele característico de um MIF.

Com a injeção atrasada do gás em relação ao diesel, procura-se contornar o problema de auto-ignição do gás natural em decorrência de temperaturas elevadas na câmara de combustão com o inconveniente de ser necessário injetar o gás a pressões mais elevadas que a pressão máxima da combustão (WAKENELL et al., 1987). No outro caso, a intenção é reduzir a pressão de injeção do gás, desde que seja possível controlar a ocorrência de detonação.

O uso da injeção adiantada, portanto, requer sistemas de menores potências para sua realização e, conseqüentemente, envolve menores custos de implementação. O problema de detonação neste caso é contornado, em parte pela injeção do gás mais próxima possível daquela do diesel (o que reduz o tempo disponível para a homogeneização da mistura) e em parte pelo uso de misturas pobres ("lean-burn"), considerando a larga faixa de inflamabilidade do gás natural (TAKADA et al.,1993). A possível redução de potência, decorrente do uso de mistura pobre, pode ser compensada com a introdução de dispositivos para o aumento da massa específica do ar de admissão (sobrealimentação com pós-resfriamento por ar) ou pelo incremento de seus efeitos, caso já sejam previstos.

Em particular, os MIC de médio porte, objeto deste trabalho, utilizam um coeficiente de excesso de ar da ordem de 1,4 a 1,5, o que permite o trabalho com mistura pobre de gás, mantendo-se o mesmo nível de potência original. Isto possibilita, inclusive, uma eventual redução nos níveis de óxidos de nitrogênio (NOx) produzidos.

Nos sistemas projetados para injeção atrasada, é comum utilizar gás liquefeito via criogenia para reduzir as potências envolvidas para o necessário aumento de sua pressão, antes do combustível ser injetado. A injeção do gás comprimido a altas pressões exige o desenvolvimento adicional de compressores especiais.

Deve-se notar que alguns aspectos inerentes à aplicação em locomotivas, tais como trajeto bem definido, que facilita o reabastecimento, e relação satisfatória entre peso dos reservatórios de gás e capacidade de carga transportada, favorecem o uso do gás na forma comprimida.

A partir das considerações feitas acima, considerou-se um sistema de dupla-injeção, com gás armazenado na forma comprimida e fornecido a baixa pressão no cilindro como

sendo a alternativa mais conveniente para a adaptação de locomotivas diesel para utilização de gás natural.

Aplicações estacionárias de MIC de médio porte também se beneficiariam de uma solução como a sugerida, uma vez que o combustível poderia ser tomado diretamente do gasoduto.

Com o objetivo de contornar os inconvenientes e aproveitar as características favoráveis do MIC de médio porte num processo de conversão para o uso de dupla-injeção, está sendo proposto neste trabalho um sistema de injeção de gás a pressões moderadas (~40 bar) no cilindro do motor, que se inicia após o fechamento das válvulas de admissão e escape, durante parte do tempo de compressão do ciclo motor, em substituição parcial do óleo diesel. A injeção a baixa pressão é mais barata e de reconversão mais fácil que as alternativas disponíveis para sistemas de alta pressão (menor número de dispositivos e de menores potências intrínsecas são utilizados) e mais segura que no caso da fumigação (reduzem-se as possibilidades de ocorrência de "back-fire" no coletor de admissão).

É importante observar que esta alternativa permite a continuidade do funcionamento do motor com a interrupção do fornecimento de gás. O regulador do motor diesel automaticamente posiciona-se para maiores débitos de óleo diesel à medida que o fornecimento de gás é reduzido.

Quanto à forma de atuação dos injetores, os requisitos de flexibilidade e potência, exigem soluções óleo-hidráulicas. Estas, por sua vez, podem utilizar dispositivos eletrônicos de controle.

Neste aspecto, apesar de ser reconhecido o potencial de desenvolvimento de sistemas eletro-hidráulicos de atuação direta sobre os injetores, optou-se por uma atuação

hidráulica à distância, que se utiliza de um componente consagrado e disponível comercialmente (bomba injetora de elementos dosadores individuais). A desejável flexibilidade do controle eletrônico será automaticamente incorporada ao sistema, através das bombas injetoras tradicionais que vêm evoluindo neste sentido ou pelo uso de sistemas “common-rail” equipados com servo-válvulas comandadas eletronicamente. Estes sistemas mantêm, num reservatório comum (acumulador), óleo pressurizado por uma bomba volumétrica única (de engrenagens ou de pistão) que é liberado para atuação do injetor de acordo com a condição de funcionamento da servo-válvula. Com a calibração do sistema ao motor torna-se possível a gravação de informações em “chips” que servirão como referências para o sistema de controle.

Vale observar que a viabilidade prática e econômica de um sistema de injeção de gás para aplicação em motores de médio porte depende do máximo aproveitamento de elementos e sistemas disponíveis comercialmente.

Tendo sido escolhida como mais conveniente a opção pela dupla injeção com a introdução do gás diretamente dentro do cilindro através do uso de injetores atuados hidráulicamente e comandados mecanicamente, a incumbência de produzir um sistema de dosagem de gás com flexibilidade suficiente para satisfazer os requisitos das diversas condições de operação de um motor diesel de médio porte, passou a ser a principal meta a ser atingida.

Após a realização de um levantamento do estado da arte em injeção de gás em motores, foi concebido o sistema de injeção descrito no capítulo 3 deste trabalho. Este sistema foi então modelado matematicamente e implementado computacionalmente com o objetivo de ter-se uma ferramenta não só para auxiliar no desenvolvimento de seu projeto atual mas também capaz de evoluir e tratar outros sistemas hidráulicos de atuação que

venham a ser introduzidos comercialmente. O capítulo 4 deste trabalho apresenta todo o equacionamento realizado para reproduzir o funcionamento deste sistema.

Com a fabricação de um protótipo de injetor, o sistema proposto foi reproduzido fisicamente e ensaiado. Os resultados dos ensaios realizados foram utilizados para aperfeiçoamentos do protótipo e comparados com obtidos via simulação para aperfeiçoamentos do modelo. A descrição destas ações constitui o capítulo 5 deste trabalho.

Com a calibração do modelo resultante da etapa anterior, procedeu-se o ajuste do sistema para satisfação dos requisitos de dosagem de gás de um motor específico. Este processo de procura pela adequação do sistema ao motor é apresentado no capítulo 6.

Observa-se, portanto, que o escopo deste trabalho não inclui a calibração do sistema do sistema de injeção de gás ao motor, não abordando aspectos importantes de funcionamento tais como:

- quantidade mínima de óleo diesel a ser injetado para garantir o arrefecimento dos bicos injetores piloto;
- quantidade máxima de gás a ser injetado para evitar a ocorrência do fenômeno de detonação;
- quantidade mínima de gás a ser injetado para garantir a queima por propagação de chama, sem aumento exagerado do teor de hidrocarbonetos (HC).

Entretanto, o sistema proposto deverá ter flexibilidade para satisfazer estes requisitos, que serão tratados oportunamente para viabilizar a aplicação.

É importante ressaltar também que, mesmo sendo necessário lançar mão de componentes eletrônicos para aumentar a flexibilidade de controle do sistema hidráulico para aplicações específicas, a atuação hidráulica, quer num sistema comandado

mecanicamente, quer num comandado eletronicamente, envolve os mesmos fundamentos e a maioria dos componentes modelados dinamicamente neste trabalho são mantidos.

De qualquer forma, para o caso de aplicação em locomotivas, cujas condições de carga e rotação são simultaneamente fixadas pelos seus “notches”, a atuação exclusivamente hidráulica é considerada bastante satisfatória.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Apesar de não serem raros na literatura trabalhos que digam respeito à utilização de gás natural como combustível de motores de combustão interna, com datas anteriores a década de 80, é a partir daí que se observa um significativo investimento na pesquisa e desenvolvimento nesta área com o correspondente aumento de quantidade de publicações, motivado pela redução do petróleo disponível e pelas exigências crescentes das legislações que regulamentam emissões (WEIL et al., 1985).

Até então, os raros fabricantes de motores movidos à gás natural existentes baseavam suas construções em motores de ignição por faísca (MIF) ou por compressão (MIC) já disponíveis em suas linhas comerciais; tratavam-se basicamente de motores adaptados para o uso do gás com a inclusão de dispositivos misturadores deste combustível com o ar. Procuravam satisfazer, na maioria das vezes de forma precária, uma aplicação solicitada por um cliente isolado (Stewart&Stevenson Power, "Dual Fuel" and "Spark Ignited" Engines - Catálogo de Produtos- baseado em motor Detroit Diesel tipo "N").

Trabalhos pioneiros de investigação surgem no final da década de 80.

Entre eles está incluído o desenvolvido por RAINE et al. (1988) da Universidade de Auckland, Nova Zelândia, que transformaram motores originalmente de ignição por compressão e naturalmente aspirados para o uso exclusivo de gás natural dosado via carburador e estudaram a influência da taxa de compressão, do instante de ignição e do valor da relação ar-combustível em seus desempenhos.

Nesta mesma linha, ou seja, na de converter MIC transformando-os em MIF, surgem inúmeros trabalhos que diferenciam-se basicamente pelo uso de dispositivos misturadores ou injetores de gás cada vez mais sofisticados pela incorporação de

componentes eletrônicos de controle, buscando definir relações ar-combustível mais adequadas e reduzir emissões (BECK et al., 1991; TAKADA et al., 1993; WILLI e RICHARDS, 1994; MENDIS et al., 1993).

Outro destes trabalhos considerados pioneiros é o desenvolvido por WAKENELL et al. (1987) do Southwest Research Institute que propõem a modificação de um MIC original para dupla-injeção.

Por tratar-se de uma conversão, com as mesmas características da que é proposta neste trabalho de tese, torna-se interessante descrever com maiores detalhes as iniciativas e procedimentos adotados por estes pesquisadores.

Nela, o gás natural utilizado era armazenado na forma líquida, bombeado para a pressão de injeção e vaporizado utilizando um trocador de calor, antes de ser injetado. A injeção do gás vaporizado era feita diretamente na câmara de combustão em alta pressão, quando o cilindro do motor se encontrasse próximo ao ponto morto superior do tempo de compressão.

Com o objetivo de reduzir o número de modificações realizadas no motor, e facilitar a reconversão, foram utilizados os pistões e cabeçotes originais, mantendo, portanto, a taxa de compressão (16:1). O bombeamento do gás liquefeito era realizado por bomba volumétrica de pistão dimensionada para pressões de trabalho de aproximadamente 400 bar.

A vaporização do gás liquefeito, realizada antes da sua introdução na câmara, tinha por objetivos melhorar a homogeneização da mistura ar-combustível e evitar que o injetor de gás ficasse submetido a ciclos térmicos severos.

Esta adaptação foi realizada num motor de dois cilindros EMD 567B, representativo da série EMD de motores de 2 tempos da Detroit Diesel, tradicionalmente aplicados em

locomotivas. Os cabeçotes foram usinados para receber injetores-piloto do tipo Stanadyne de dois furos, comercialmente disponíveis. Os furos destes injetores-pilotos foram reusinados com ângulos apropriados, considerando sua nova posição em relação ao plano do cilindro.

Para conseguir fornecer gás com vazões compatíveis com a energia necessária ao funcionamento do motor em plena potência e no intervalo angular do ciclo desejado (início da injeção a 23° de eixo de manivelas antes do PMS no final da compressão), a pressão na linha de gás deveria atingir valores da ordem de 340 bar. Foi utilizada uma válvula solenóide hidráulicamente atuada por bomba injetora com este objetivo; as válvulas atuadas eletricamente não eram rápidas o suficiente para dosar o gás natural necessário no intervalo de tempo desejado. Os resultados de desempenho mostraram a possibilidade de substituição de óleo diesel por gás já na operação em marcha-lenta através do uso de instantes de injeção adequados para o óleo diesel piloto. Substituições de 98,8% de óleo diesel por gás natural com eficiência de substituição de quase 90% foram obtidas. Essas eficiências não foram maiores pela ocorrência de detonação. Exceto nas condições de funcionamento próximas às de plena carga, ocorreram reduções nos níveis de poluentes emitidos. Os problemas encontrados foram atribuídos à impossibilidade de se conseguir relações ar-combustível convenientes com o conjunto de injetores utilizados.

Nesta mesma linha HONG et al. (1993) propõem um injetor de dimensões semelhantes aos comumente utilizados na injeção diesel, operado por um solenóide de pequeno porte e alta potência, ainda não disponível comercialmente, para dosar gás natural sob alta pressão diretamente na câmara de combustão de motores diesel. Para reduzir o esforço necessário à operação do injetor, utiliza o gás sob pressão também na parte superior do

injetor, de tal forma que as forças de pressão que atuam sob sua agulha estão balanceadas quando a válvula dosadora está aberta; ao fechar, uma força de pressão não equilibrada empurra a agulha contra sua sede. HONG reconhecia, entretanto, que esta alternativa de solução era ainda pretensiosa e que o controle hidráulico de injetores de gás por bombas de injeção de combustível de alta pressão utilizadas na injeção diesel seria dominante ainda por algum tempo.

HODGINS et al. (1992), empregam o conceito de injetor eletronicamente controlado, injeção direta de gás natural em alta pressão no final do curso de compressão, com combustão iniciada por uma quantidade piloto de óleo diesel em um motor de 2 tempos. Uma mistura de gás natural em alta pressão e óleo diesel piloto entram na câmara de combustão através de um único injetor.

Praticamente, entretanto, poucas são as soluções que vêm demonstrando potencialidade de aplicação a curto prazo.

Uma delas corresponde à proposta pela Energy Conversions, Inc.-ECI (STOLZ, 1992; JENSEN, 1994) que converteu um motor de 2 tempos sobrealimentado da General Motors, modelo EMD SD 40-2, utilizado amplamente em locomotivas, para um motor de dupla injeção com o óleo diesel injetado servindo de iniciador da ignição de gás metano que é considerado o combustível principal. A injeção de metano líquido vaporizado é realizada no cilindro, no início do tempo de compressão, após o fechamento das válvulas de escape e as janelas de admissão terem sido cobertas pelo pistão, de forma similar a proposta neste trabalho de tese para um motor de 4 tempos. Utiliza entretanto um dispositivo eletronicamente controlado e pneumaticamente atuado para dosagem de gás que corresponde a uma válvula de retenção com retorno por mola com sede e guias apropriadas para dirigir o gás para a câmara de combustão quando

aberta. O instante e a duração da abertura da válvula são controlados eletronicamente. Os tempos envolvidos nas injeções são maiores pois o motor possui rotação máxima de 900 rpm e taxa de compressão equivalente ao da aplicação pretendida para o injetor projetado nesta tese.

Outro trabalho prático que vem sendo conduzido com certo sucesso é o desenvolvido por uma associação de empresas particulares de tecnologia, pesquisa e manufatura (Ortech International, Gas Research Institute e Stewart&Stevenson) que tem prestado serviço junto à Divisão Detroit Diesel da GM para transformar os motores de 2 tempos da série 6V-92TA, muito utilizados na aplicação de transporte coletivo urbano, para o uso de gás com injeção piloto de óleo diesel (GREEN et al., 1992)

Utilizam um dispositivo injetor de gás em alta velocidade, projetado pela Universidade de Toronto, atuado eletronicamente por um solenóide de tecnologia e fabricação da Lucas Diesel Systems, montado no cilindro imediatamente acima das janelas de admissão. A injeção do gás se inicia na metade final do processo de fechamento das janelas e termina logo após o pistão ter recoberto as janelas de admissão para minimizar perdas deste combustível durante o processo de lavagem do cilindro. A estratégia de controle aplicada define os instantes de injeção de gás e óleo diesel bem como a quantidade de óleo diesel e a relação ar-combustível mais adequada para um bom desempenho do motor, principalmente levando em conta produção de poluentes.

Em contrapartida Nippondenso (MIYAKI et al., 1991) e General Motors (RICHESON e AMANN, 1993), tradicionais fornecedores de componentes de injeção diesel vêm se esforçando no sentido de introduzir no mercado o conceito de MIC de baixo nível de emissões. Para isto têm experimentado usar sistemas eletrônicos de injeção diesel bastante sofisticados, como descritos abaixo, para satisfazer as exigências legais.

A Nippondenso propõe um sistema para reduzir as emissões diesel baseado numa unidade de injeção eletronicamente controlada por uma válvula de três vias operada eletricamente que coloca em contato a entrada do injetor com uma galeria comum de acumulação de óleo diesel em altas pressões (common-rail). Através de sinais provenientes de sensores de posição de pedal de acelerador, posição angular da árvore de manivelas, rotação do motor, pressão no acumulador, temperatura e pressão de ar de admissão e temperatura de água de arrefecimento define, via processador, a quantidade e o instante de injeção por meio das características do pulso enviado para a abertura desta válvula de três vias.

A GM vem usando um sistema de controle aplicado a uma bomba injetora rotativa que equipa o motor diesel 6.5 L de sua fabricação. Substituiu a válvula dosadora de combustível original por um orifício de abertura controlada eletronicamente por ação de uma válvula solenóide. Esta válvula é energizada e desenergizada em função de uma dosagem seqüencial otimizada para os cilindros durante o funcionamento do motor. Quando o elemento dosador está preenchido com óleo diesel, o solenóide é energizado permitindo a pressurização do óleo com o deslocamento do pistão, o levantamento da agulha do injetor e o conseqüente início da injeção; quando o solenóide é desenergizado, a pressão se reduz, a agulha do injetor volta à sua sede e interrompe o processo de injeção. Para determinar a quantidade de combustível adequada, o processador utiliza os sinais provenientes dos sensores de posição angular da árvore de manivelas, de posição do pedal do acelerador ou cremalheira, de temperatura da água de arrefecimento, de temperatura do combustível, de pressão barométrica e de velocidade do veículo. O processador-controlador é ainda realimentado por sinais de sensores de pressão de sobrealimentação e de quantidade de gás de escapamento em recirculação

montados respectivamente após o turbo-compressor e na válvula EGR (Exhaust Gas Recirculation). O período de abertura do solenóide é proporcional à quantidade de combustível dosado. O instante da injeção é definido por um sinal proveniente de um sensor óptico montado na bomba que corrige a posição relativa do anel excêntrico, tomando por referência o sinal gerado pelo sensor de posição angular da árvore de manivelas. Esta correção é providenciada pela ação de um motor de passo que atua diretamente sobre este anel.

No que diz respeito à modelagem matemática de sistemas de injeção, aspecto que ganhou importância durante o desenvolvimento da tese e ao qual este trabalho traz contribuições significativas, pode-se afirmar que muito pouco foi feito antes de 1960, devido ao grande número de cálculos necessários na determinação das grandezas de interesse. Procedimentos experimentais não muito científicos, com forte apelo ao empirismo, dominavam as atividades de projeto e desenvolvimento de novos sistemas. Os resultados eram normalmente apresentados na forma de ábacos para aplicação imediata em projetos (BURMAN & DeLUCA, 1962).

Apesar das dificuldades enfrentadas, alguns pesquisadores conseguiram fazer contribuições relevantes ao procurar avaliar qualitativamente as influências das variáveis envolvidas no processo de injeção. Geraram estudos analíticos complexos que, na maioria das vezes, eram válidos apenas para modelos linearizados de sistemas bastante simplificados.

Um dos trabalhos mais relevantes da era pré-computador talvez tenha sido o publicado por GIFFEN e ROW (1939). Desenvolveram um modelo composto por equações algébricas representativas de um sistema de injeção, obtidas de equações diferenciais

desenvolvidas na forma de diferenças finitas, numa tentativa de análise quantitativa do fenômeno.

Várias publicações feitas nas décadas posteriores se dedicaram a apontar causas de imprecisões nestes modelos. Entre estas causas eram salientadas a dificuldade na obtenção de uma pressão residual na linha de alta pressão coincidente com a observada experimentalmente e da dependência dos coeficientes de descarga com número de Reynolds típicos dos escoamentos, com a relação comprimento-diâmetro das singularidades e com a configuração dos reservatórios a montante dos orifícios de passagem (os valores obtidos teoricamente veiculados na literatura da época eram questionados).

Definir estas dependências, ainda hoje, é uma tarefa árdua. Exige, via de regra, a montagem de complicados e onerosos arranjos experimentais e cujos resultados são de difícil generalização, considerando a grande variedade de escoamentos transientes comumente observados num processo de injeção. O trabalho realizado por NOTZ (1986) demonstra parcialmente essas dificuldades.

Com o início da era da computação eletrônica, KNIGHT (1960) procurou reunir todo o conhecimento anterior na forma de um programa processável digitalmente. Contribuiu ainda com a introdução de modelos de vaporização e atrito viscoso com o intuito de obter uma forma de prever a ocorrência de injeção secundária.

BECCHI (1962) elaborou um modelo que fazia uma representação detalhada dos escoamentos de óleo no injetor e na bomba tomando por base balanços de massa e energia nos elementos de volume que os caracterizavam. Não considerava, entretanto, a possibilidade de ocorrência de cavitação e o efeito da viscosidade no escoamento na

linha de alta pressão. BROWN e McCALLION (1968) incluíram estes fenômenos no modelo de BECCHI.

Em 1971, o mesmo BECCHI acrescentou ao seu antigo modelo considerações sobre a elasticidade da linha e aspectos ligados à pressão de alimentação da bomba injetora, procurando resolver o problema de definição da pressão residual na linha de alta pressão.

Os procedimentos de validação da simulação computacional destes modelos iniciam-se efetivamente no final da década de 60. WALWIJK et al.(1969), por exemplo, montaram um arranjo experimental para comprovar resultados sobre o movimento da válvula de agulha de um injetor diesel e de valores de pressões em vários outros pontos do sistema de injeção, obtidos a partir da simulação da dinâmica do movimento da válvula de descarga de uma bomba injetora.

Outro trabalho considerado bastante importante foi o desenvolvido por HENEIN, SINGH e EI-ERIAN (1974) que desenvolveram um modelo de um sistema distribuidor comercial que utilizava uma bomba de pistão única e avaliaram os efeitos de variações de parâmetros tais como rotação, posição de cremalheira, rigidez da mola do injetor e comprimento da linha de injeção no seu desempenho via simulação. Os resultados obtidos forneceram subsídios para modificações que foram posteriormente implementadas no sistema existente.

O fenômeno de vaporização do óleo nos componentes dos sistemas de injeção tem sido modelado como um elemento de volume que cresce ou entra em colapso sempre que são observadas variações significativas de massa e de energia elástica em trechos discretos. YAMAOKA e SAITO (1973), por exemplo, definem uma variável que assume valores positivos ou negativos de acordo com a taxa de variação da porcentagem de vapor em

elementos de volume característicos. Outros como MARCIC & KOVACIC (1985) tomaram a pressão de vapor para uma temperatura média de trabalho do sistema como referência; toda vez que a pressão atingia valores abaixo desta referência admitiam a ocorrência de cavitação e reduziam as massas associadas aos volumes correspondentes.

A maioria dos autores, entretanto, assume simplesmente pressões absolutas nulas nestes casos (PISCHINGER et al., 1983). Isto é aceitável considerando que, apesar de ser praticamente impossível eliminar completamente a vaporização, ao prevê-la, um bom modelo deve incorporar alternativas para que o projeto do sistema de injeção seja conduzido de forma a minimizar sua ocorrência.

De qualquer forma costuma-se observar que numa mistura bifásica, promovida por cavitação ou por mistura do ar ao óleo, o módulo de elasticidade volumétrica do fluido se reduz consideravelmente, mesmo para pequenas porcentagens em volume de vapor ou ar, enquanto que a massa específica não se altera na mesma proporção. Em consequência disto, a velocidade de propagação de ondas de pressão no fluido se altera e influi nos tempos envolvidos no processo de injeção.

Nos modelos recentes, pela disponibilidade de recursos computacionais bastante poderosos, têm-se dado ênfase aos aspectos de estabilidade e convergência da solução numérica do problema.

Na bibliografia revisada observa-se uma freqüente preferência pela utilização de um dos métodos de solução do sistema de equações representativas mencionados abaixo.

WYLIE et al.(1971) utilizaram um método preditor-corretor para resolver os sistemas de equações diferenciais ordinárias que fazem parte dos modelos da bomba injetora e do bico injetor. Utilizaram também o método das características para obter a vazão e a magnitude das ondas de pressão, instantaneamente, em cada trecho da linha de injeção.

MARCIC e KOVACIC (1985) utilizam o método de expansão de Runge-Kutta para resolver todo o conjunto de equações de seus modelos. Tratam o fenômeno hidrodinâmico na linha de injeção através da composição das ondas de pressão geradas pelo movimento do pistão da bomba injetora e refletidas, total ou parcialmente a nível do injetor, em função do movimento da válvula de agulha do injetor, como já haviam feito OBERT (1968) e BURMAN (1962).

MATSUOKA et al.(1976) resolve o problema da pressão residual através da convergência conseguida com várias varreduras completas e sucessivas do programa computacional; considera que esta convergência é conseguida com no máximo quatro destas varreduras.

É usual, em todos esses casos, aplicar-se métodos numéricos que se caracterizem pela redução automática de incremento de tempo, sempre que um erro de aproximação, definido pelo próprio método, for superior a um valor pré-estabelecido (RALSTON,1960).

Alguns resultados, comuns aos vários trabalhos revisados, fornecem subsídios para a análise de sensibilidade e robustez de um modelo de sistema de injeção.

O autor deste trabalho de tese também desenvolveu sua dissertação de mestrado e publicou trabalhos sobre modelagem e simulação de sistemas de injeção diesel (TRIELLI 1989;1991). Nestes trabalhos modelava o sistema de injeção utilizando abordagem de parâmetros distribuídos para o escoamento na linha de alta pressão e utilizava o método das características para obter a solução numérica do fenômeno de propagação de ondas, descrito por equações diferenciais de natureza hiperbólica. Nos contornos desta linha, utilizando abordagem de parâmetros concentrados nos volumes característicos das câmaras da bomba injetora e do bico injetor, gerava um conjunto de

equações diferenciais ordinárias e algébricas resolvidas simultaneamente pelo método de Runge-Kutta. Dependendo da etapa do processo de injeção, este conjunto de equações era alterado para economizar tempo de computação. Não lançava mão de métodos preditores-corretores sofisticados; a cada pequeno passo resolvia tanto as equações ordinárias e algébricas, correspondentes aos parâmetros concentrados, quanto as equações a derivadas parciais, correspondentes à linha.

Em ambas as abordagens considerava as variações das propriedades do óleo diesel com a pressão. As características geométricas dos componentes do sistema eram consideradas, de forma detalhada, nos modelos. Utilizando curvas experimentais disponíveis na literatura, conseguia calibrar seu modelo para o sistema correspondente e, então, reproduzi-las, qualitativa e quantitativamente, de forma bastante satisfatória. Não incluía o fenômeno de cavitação por julgar que era facilmente previsto com um bom modelo e que um bom sistema de injeção deveria apresentá-lo apenas em condições de utilização bastante distantes daquela para as quais foi desenvolvido. Utilizava a sugestão de MATSUOKA para obtenção da pressão residual na linha de alta pressão.

3 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE INJEÇÃO PROPOSTO

3.1 Considerações iniciais

O sistema foi concebido tomando como referências a experiência anterior acumulada pelo Agrupamento de Motores da Divisão de Mecânica e Eletricidade do IPT, desde o final da década de 70, em pesquisas com combustíveis alternativos para motores de combustão interna e o levantamento das diversas técnicas que vêm sendo utilizadas no exterior para substituir os derivados de petróleo por gás natural.

A capacitação adquirida no IPT em aplicações anteriores de álcoois combustíveis em substituição ao óleo diesel em motores de médio porte, orientou a escolha por um sistema de dupla-injeção (NIGRO et al., 1984); as dificuldades inerentes ao uso de sistemas de injeção de alta pressão expostas na literatura revisada restringiu esta escolha a um sistema de injeção de gás a pressões moderadas.

As características geométricas e dinâmicas de bicos injetores de sistemas de injeção diesel típicos de aplicações em motores veiculares foram utilizadas como orientação para o dimensionamento dos componentes de atuação do injetor de gás. No dimensionamento dos componentes responsáveis pela dosagem de gás, levou-se em conta considerações a respeito do escoamento compressível do gás natural no conduto do injetor e na tubulação que liga o injetor à válvula reguladora de pressão do gás.

A Oficina do Laboratório de Tecnologia de Fabricação do IPT foi a responsável pela fabricação do protótipo.

O sistema de dupla-injeção resultante é, portanto, composto basicamente pelo sistema original de fornecimento de óleo diesel do motor convertido associado ao sistema de

dosagem e de injeção de gás proposto.

3.2 O sistema de dosagem e injeção de gás

O sistema de dosagem e injeção de gás concebido, mostrado esquematicamente na Figura 3.1, compõe-se basicamente de:

- bomba injetora volumétrica de pistões (escolhida entre os vários modelos e tamanhos disponíveis comercialmente para dosagem de óleo diesel em MIC);
- linha de injeção (também disponível comercialmente para equipar sistemas de injeção diesel);
- cilindro de armazenamento de gás comprimido (200 bar) equipados com válvula redutora de pressão disponível comercialmente;
- linha de gás a ser dimensionada conforme a aplicação;
- injetor de gás a ser projetado e construído conforme a aplicação.

O gás proveniente do cilindro, após ter sua pressão reduzida por ação da válvula redutora, preenche o conduto de gás do injetor que define, através do tempo que a válvula dosadora permanece aberta, a massa de gás fornecida para cada ciclo do motor.

A válvula redutora de pressão é aquecida pela água de arrefecimento do motor permitindo que a temperatura do gás, na seção da linha de gás imediatamente a jusante dela, seja mantida constante.

O mecanismo de abertura e fechamento da válvula dosadora é composto por um pistão atuador e um conjunto de molas similares àquelas utilizadas em sistemas de injeção diesel, que atuam diretamente sobre esta válvula e ficam sujeitos à pressão do óleo hidráulico definida pelo sistema bomba injetora-linha de alta pressão e por restrições

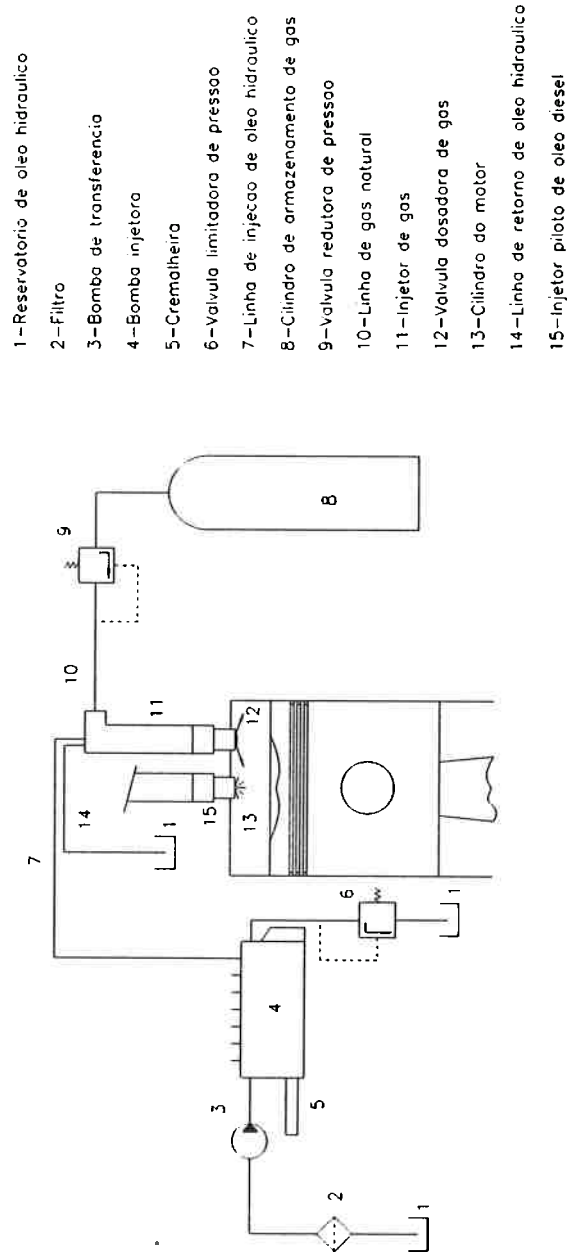


Figura 3.1 Desenho esquemático do sistema proposto.

fixas e variáveis.

No injetor, o fluxo de óleo hidráulico é regulado por uma restrição existente no conduto de retorno e que tem ação semelhante às dos orifícios de injeção de um bico injetor diesel.

A menos de alguns aspectos geométricos de disposição dos componentes, a concepção do injetor é semelhante à proposta por FURUHAMA (1988) para injeção de hidrogênio líquido na câmara de combustão de MIF.

O tempo em que a válvula dosadora permanece aberta e o sincronismo de sua abertura com a posição ocupada pelo pistão no cilindro correspondente do motor é dada pela bomba injetora que é acoplada mecanicamente ao eixo de manivelas do motor.

Quando a pressão do óleo na câmara do pistão atuador é suficientemente elevada para retirá-lo de sua sede, vencendo as forças de pré-carga estabelecida pela mola de retorno da válvula dosadora e as de pressão devida à compressão do ar no cilindro do motor, uma abertura lateral surge com o deslocamento desta válvula, permitindo o escoamento do óleo da câmara do pistão atuador para o orifício calibrado do retorno.

Enquanto a composição das ondas de pressão que se propagam no óleo, provenientes das várias fontes de perturbações (movimento do pistão dosador da bomba injetora, válvula de descarga, pistão atuador, orifícios de passagem, etc.), promovem amplitudes suficientemente elevadas na interface com a pistão atuador, a válvula de dosagem de gás permanece aberta.

O escoamento do gás proveniente do cilindro na linha correspondente e no conduto do injetor é considerado isoentrópico e com pressão de estagnação tal que o escoamento na seção de saída da válvula seja sempre bloqueado, garantindo o fluxo de massa esperado, mesmo quando estas pressões são reduzidas por uma composição destrutiva de ondas de

pressão resultantes da abertura da válvula dosadora de gás e que se propagam pela tubulação em questão. Para que a perda de carga na tubulação não seja muito elevada, uma relação conveniente entre as áreas dos condutos e a de passagem pela válvula dosadora foi prevista, de forma a garantir o escoamento em baixas velocidades no conduto. O comprimento deste conjunto linha-conduto foi escolhido como o menor possível compatível com a geometria da aplicação considerando que os valores de comprimento e de área influenciam na definição da massa do gás dosado.

3.3 Pré-dimensionamento dos componentes do sistema

Embora o sistema concebido tenha potencialidade para ser aplicado a vários tipos e modelos de motores diesel de médio porte, neste trabalho o dimensionamento do sistema construído tomou por base a aplicação de gás natural em um motor MGO, modelo MG-V12-BSHR que fornece 780 CV a 1500 rpm utilizado numa locomotiva LEW.

Neste caso, fixou-se uma quantidade máxima de gás natural ($PCI \cong 46 \text{ MJ/kg}$) a ser injetado por ciclo como sendo 80% daquela que supriria totalmente suas necessidades energéticas ao funcionar em plena potência, tomando por base o consumo específico de óleo diesel ($PCI \cong 42 \text{ MJ/kg}$) nestas condições (154 g/CV.h) e admitindo 100% de eficiência de substituição (mantida a eficiência global).

Com estas hipóteses são necessários, portanto, 162 mg de gás natural por injeção.

Este motor possui um eixo de comando de válvulas que estabelece, com o uso de sua especificação original, o fechamento das válvulas de admissão a 36° após o ponto morto inferior durante o curso de compressão; a injeção de óleo diesel é prevista para se iniciar

a 25° APMS (antes do ponto morto superior) neste mesmo curso do ciclo motor.

Desta forma dispõe-se de cerca de 120° de ângulo de manivelas do motor (60° de eixo de comando da bomba injetora) para efetuar a injeção do gás.

A pressão de alimentação para a linha de gás foi escolhida como sendo 40 bar. Este valor resulta de um compromisso entre o aproveitamento da carga dos cilindros de armazenamento de gás (com pressão inicial de 200 bar) e a possibilidade de fazer a injeção mais próxima do PMS do motor.

Apesar do motor ser sobrealimentado, atingindo uma pressão de ar de admissão máxima com 0,5 bar efetivo em plena potência, não se deve observar pressões absolutas dentro do cilindro superiores à 20 bar para ângulos de manivela do motor entre 36° e 155° durante o curso de compressão, o que garante escoamento bloqueado e, portanto, precisão de dosagem neste intervalo angular. Para um intervalo de tempo de abertura e fechamento da válvula dosadora considerado satisfatório (entre 1 e 2 graus de eixo de comando de válvulas) têm-se, em princípio, cerca de 13ms disponíveis para a realização da injeção a 1500 rpm de funcionamento do motor. Para possibilitar alguma flexibilidade de ajuste ao ponto de injeção do gás (a ser determinado experimentalmente após a instalação do sistema no motor), decidiu-se utilizar, no máximo, metade desse intervalo de tempo para realizar a injeção.

Nesta aplicação podem ser aproveitadas as tomadas de força disponíveis no próprio bloco do motor para acionar duas bombas injetoras de seis pistões dosadores em linha, dispostas simetricamente em relação ao eixo do manivelas, com o objetivo de suprir cada uma das bancadas deste motor em V de 12 cilindros.

Um reservatório para armazenamento e coleta de óleo hidráulico de retorno deve ser previsto e dimensionado.

A instalação dos injetores de gás nos cilindros foi prevista para ser feita no orifício já existente em cada cabeçote individual do motor, originalmente utilizado como espia em manutenções.

Para definir os percentuais de substituição de óleo diesel por gás nas diversas condições de operação do motor, pode-se modificar a posição da cremalheira (“acelerador”) da bomba injetora de óleo hidráulico. Esta flexibilidade é fundamental para se obter uma substituição otimizada de óleo diesel por gás em cada ponto de operação do motor da locomotiva (“notch”), levando em conta a eficiência real desta substituição, emissão de poluentes e prevenção de ocorrência de superaquecimento do bico injetor original (utilizado como injetor piloto).

3.3.1 Bombas injetoras

O critério de escolha das bombas injetoras para acionamento hidráulico dos injetores de gás considerava que o projeto destes injetores seria orientado no sentido de manter uma dinâmica próxima àquela comum aos sistemas de injeção diesel existentes. Uma vez que o objetivo da aplicação não era o de promover a nebulização de combustível líquido mas sim atuar sobre uma válvula de dosagem de gás, a duração do processo de bombeamento poderia ser maior, mesmo que as velocidades de abertura e fechamento desta válvula fossem menores que as usualmente observadas em sistemas de injeção diesel.

Para se ter uma certa flexibilidade no ajuste da duração do bombeamento, as bombas injetoras devem possuir um perfil de camo que permita variar a razão de injeção.

Considerando os tempos de dosagem de gás sugeridos anteriormente e os níveis de

pressão de óleo necessários para a atuação da válvula dosadora entre 1 e 2 graus de eixo de comando de válvulas, escolheu-se uma bomba injetora de fabricação Bosch, modelo PES6A90D410RS2293 (de seis pistões dosadores em linha), comum em aplicações veiculares. Esta bomba pode operar com pressões máximas nominais de 500 bar, é bastante comum e, portanto, de custo relativamente baixo. Dependendo do valor regulado para o pré-curso de seu elemento dosador, poderia fornecer bombeamento efetivo por até 30° de eixo de manivelas do motor.

3.3.2 Linhas de alta pressão

As linhas de alta pressão consideradas adequadas são as mesmas utilizadas em sistemas de injeção diesel comerciais que se caracterizam por serem de aço com 3 mm de espessura de parede e possuírem diâmetros internos entre 1,6 e 2,2 mm. A espessura de parede é considerada satisfatória para a aplicação levando em conta suas pequenas deformações em condições de trabalho. O diâmetro escolhido deve ser o maior disponível, considerando a viscosidade mais elevada do óleo hidráulico em relação à do diesel. Os comprimentos utilizados devem ser compatíveis com as distâncias das bombas aos cabeçotes e com as curvaturas propositadamente realizadas com o objetivo de assegurar mesmas dinâmicas para o processo de injeção em todos os cilindros (cerca de 550 mm).

3.3.3 Linhas de gás

Uma linha de gás adequada deve possuir uma seção transversal pelo menos três vezes

maior que a seção de dosagem, de forma a poder garantir que a variação de pressão decorrente do escoamento transitório interfira pouco na massa dosada. O diâmetro escolhido foi, portanto, de 6mm.

Cada linha deve possuir comprimento total (tubulação e trecho no corpo do bico injetor) de aproximadamente 600 mm entre a válvula redutora e a câmara de gás do bico injetor, suficientes para a instalação da válvula redutora próxima à região central do motor.

3.3.4 Cilindros de gás e válvula redutora de pressão

Os cilindros para o armazenamento de gás natural devem ser similares aos utilizados na maioria das aplicações de gás comprimido a 200 bar, devendo formar um feixe com número suficiente para ser transportado por um vagão em “tandem” e garantir uma autonomia compatível com o percurso típico da locomotiva. Em plena potência esta locomotiva, levando em conta as considerações feitas anteriormente, consome cerca de 1,4kg/min de gás natural.

O redutor de pressão será único e instalado a montante de um reservatório distribuidor, do qual partirão linhas individuais para cada cilindro.

3.3.5 Injetores

O injetor original de óleo diesel deve ser mantido sem alterações para a função de injetor piloto de óleo diesel.

O injetor de gás foi concebido tomando por base as grandezas de um injetor típico de óleo diesel, aproveitando assim a tecnologia já aplicada no projeto e fabricação de

componentes de sistemas de injeção tradicionais.

Nesta concepção, a agulha do injetor tradicional foi substituída por um pistão que atua sobre uma válvula de dosagem de gás com geometria semelhante a de uma válvula utilizada para troca de gases em motores. Pela falta de espaço físico nesta aplicação específica, não foi possível utilizar agulhas de injetores comerciais como elemento de acionamento da válvula. Procurou-se, então, definir a massa do pistão atuador e conseqüentemente sua geometria de forma a se ter, somadas às massas da válvula dosadora, de seu prato e de sua mola de retorno, uma massa total também próxima daquela característica das partes móveis de um bico injetor tradicional, tomado como referência.

A mola usada para o retorno da válvula dosadora à sua sede possuía as mesmas especificações da mola de retorno da agulha- referência para o projeto do injetor.

O dimensionamento da válvula dosadora (área de passagem A) foi feito, entretanto, considerando que a injeção deveria se realizar em apenas 25° de eixo de manivelas do motor, garantindo a compatibilização da ação do pistão dosador da bomba com os perfis comuns aos camos das bombas injetoras comerciais.

Desta forma, a vazão em massa de gás necessária durante a injeção \dot{m} foi avaliada como sendo de cerca de 64 g/s.

Utilizando a celeridade c de 450 m/s do metano a 27° C (~90% da composição volumétrica o gás natural), sua massa específica ρ de 25,7 kg/m³ a 40 bar, $k = 1,31$ e coeficiente médio de escoamento $Cd = 0,9$, obtém-se:

$$\phi = \left(\frac{2}{k + 1} \right)^{\frac{k+1}{2k-2}} = 0,584$$

$$\text{onde } \phi = \frac{\dot{m}}{C_d \rho A c}$$

Portanto, a área A deve ser de aproximadamente $10,5 \text{ mm}^2$.

Como A pode ser dada por $A = \pi d h \cos(\alpha)$, onde h é o levantamento da válvula dosadora e d e α , respectivamente, seu diâmetro e ângulo de assentamento, obtém-se $h = 0,63 \text{ mm}$ para $d = 7,5 \text{ mm}$ e $\alpha = 45^\circ$.

As dimensões externas do corpo do injetor foram definidas em função das dimensões do cabeçote do motor MG V12-BSHR e da sua provável projeção dentro do cilindro. Desta forma, incorporava, também, trechos das linhas de alta pressão e de retorno de óleo bem como a de alimentação de gás. O porta-válvula era externamente rebaixado para encaixe no orifício de espia do cabeçote.

O curso de atuação da válvula é limitado por um disco perfurado que serve de batente para o movimento do pistão atuador. Este disco foi previsto para ser instalado entre o corpo do injetor e o porta-válvula nele rosqueado, e possui, portanto, também a função de espaçador para ajuste das dimensões do conjunto de dosagem (pistão atuador-válvula dosadora) para garantir a estanqueidade do gás em sua câmara quando a válvula dosadora estiver fechada e simultaneamente minimizar o vazamento de óleo hidráulico da linha de alta pressão para o conduto de retorno do bico.

A Figura 3.2 mostra o desenho de conjunto do protótipo deste injetor em escala reduzida. Os desenhos de conjunto e de detalhe em escalas naturais e ampliadas constituem o Anexo B deste trabalho.

O tucho hidráulico mostrado nesta figura, montado entre o pistão atuador e a válvula dosadora, foi eliminado durante a fase de pré-testes do protótipo. O pino protuberante montado na superfície externa do injetor, cuja finalidade é permitir a troca da restrição

de retorno (pino calibrador) durante a fase experimental, será eliminado na aplicação.

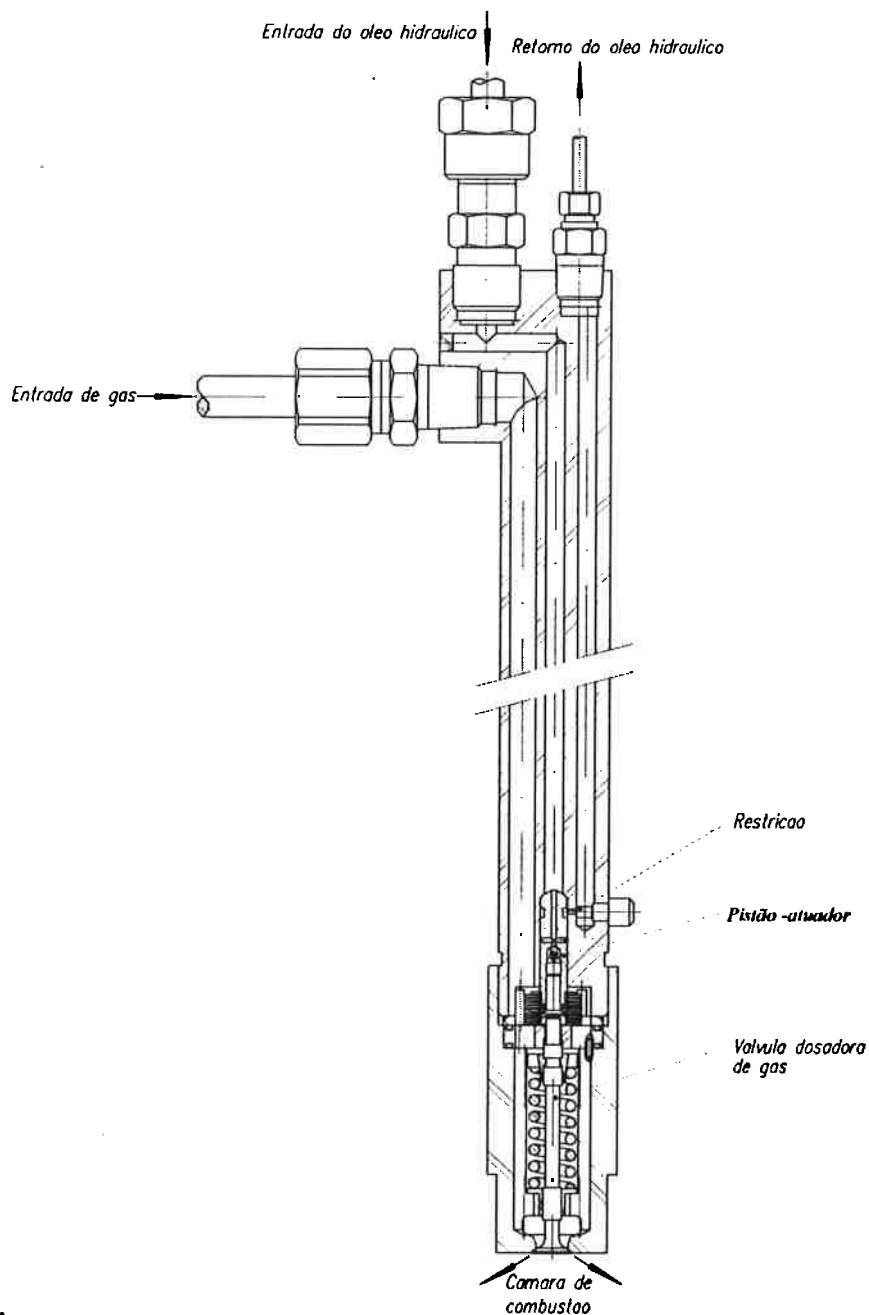


Figura 3.2: Desenho de conjunto do injetor construído

As Figuras 3.3, 3.4 e 3.5 a seguir mostram respectivamente o bico injetor montado, com seus componentes principais dispostos de acordo com a seqüência de montagem e a válvula dosadora de gás montada em seu habitáculo.



Figura 3.3: Bico injetor montado.

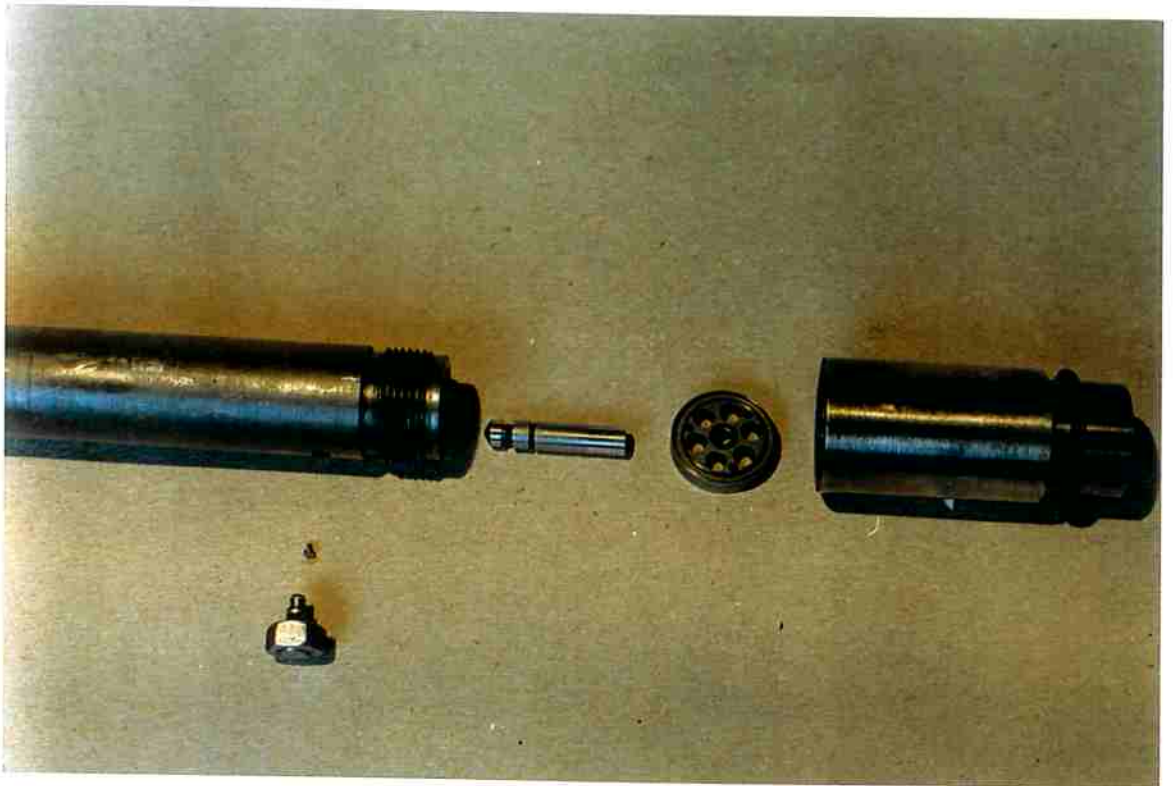


Figura 3.4: Componentes do bico injetor em seqüência de montagem.



Figura 3.5: Detalhe da válvula dosadora de gás montada.

4 MODELO MATEMÁTICO

4.1 Considerações iniciais

Para ser possível compreender, em detalhes, os aspectos físicos dos fenômenos envolvidos no processo de injeção no sistema proposto, dando efetivamente um caráter de pesquisa e desenvolvimento ao trabalho, é fundamental a elaboração de um modelo matemático.

Com a implementação deste modelo num programa computacional e realizando calibrações e aperfeiçoamentos a partir da comparação dos resultados simulados com experimentais torna-se possível gerar uma ferramenta para auxiliar o aperfeiçoamento de futuras versões do sistema proposto, tanto no que diz respeito ao redimensionamento de seus componentes, quanto na verificação do uso de um sistema específico em novas aplicações.

Com esta consciência, inicialmente, foram elaborados modelos para cada um dos componentes típicos. Implementados computacionalmente, foram testados em separado e de forma exaustiva, simulando situações para as quais já eram conhecidos resultados práticos e buscando verificar seus comportamentos em condições extremas de utilização.

É importante salientar que, no trabalho de mestrado deste autor, as equações que descreviam as dinâmicas dos escoamentos e dos componentes móveis do sistema de injeção diesel eram modificadas para etapas diferentes do processo de injeção para reduzir o trabalho computacional (os recursos disponíveis na ocasião eram limitados). Nele, eram utilizadas equações vinculares algébricas para modificar as variáveis de

o estado de acordo com a etapa do processo de injeção, o que diminui a robustez do programa computacional. Neste trabalho atual, utilizou-se um único conjunto de equações diferenciais descritivas para o ciclo completo com os vínculos incorporados às equações. Para que isto fosse conseguido, foram elaborados modelos que representam o assentamento de elementos móveis do sistema.

Estas medidas, apesar de exigirem maior esforço computacional por reunirem fenômenos com escalas de tempo muito diferentes, eliminam as falhas de processamento que ocorriam anteriormente quando da mudança de um conjunto de equações para outro. Esta escala de tempo mínima não precisou ser aplicada ao método das características, que possui escala de tempo e requisitos de convergência próprios, definidos pela celeridade e geometria.

Juntou-se posteriormente os módulos mencionados anteriormente, gerados em linguagem FORTRAN, para constituir uma primeira versão do programa simulador do sistema de injeção de gás. A forma modular utilizada no seu desenvolvimento, facilita a substituição, a eliminação ou a inclusão de componentes para novas propostas de sistema. A listagem de uma das versões deste programa, ajustado para o sistema de injeção proposto, constitui o Anexo A deste trabalho.

4.2 Sistema hidráulico de atuação do injetor

As equações básicas utilizadas na descrição dos fenômenos observados no escoamento do óleo no sistema hidráulico de atuação são as equações da continuidade, da energia e da quantidade de movimento. Esta última é aplicada tanto no escoamento do óleo

quanto na dinâmica das peças móveis (elemento dosador da bomba injetora e pistão atuador da válvula de dosagem do injetor de gás).

As principais simplificações feitas nestas equações, no sentido de torná-las mais convenientes computacional e fenomenologicamente, foram:

- desprezar a influência das deformações elásticas nos componentes sólidos do sistema, exceto da tubulação que a tem incluída no módulo de elasticidade volumétrica utilizado para o fluido (módulo equivalente);
- desprezar vazamentos de óleo onde se caracterizam escoamentos forçados de natureza laminar;
- utilizar os valores dos coeficientes de descarga em orifícios iguais àqueles obtidos em escoamentos em regime permanente de mesmas velocidades.

No modelo do escoamento do óleo hidráulico na linha de alta pressão, o fenômeno de propagação de ondas é estudado utilizando parâmetros distribuídos considerando propriedades do óleo tais como viscosidade cinemática e módulo de elasticidade volumétrica. Por outro lado, nas câmaras da bomba injetora e no injetor, onde volumes significativos são observados em trechos relativamente pequenos e uma pressão com valor uniforme pode ser considerada ali atuando no intervalo de tempo típico do problema analisado, utilizou-se a abordagem de parâmetros concentrados.

Modelos semelhantes foram utilizados por BECCHI (1971), WYLIE(1971), MARCIC e KOVACIC (1985) e NOTZ (1986).

4.2.1 Linha de injeção

A equação da continuidade na forma diferencial foi aplicada a um volume de controle infinitesimal dV , em escoamento unidirecional num conduto indeformável no modelo do escoamento na linha de injeção, conforme representado na Figura 4.1.

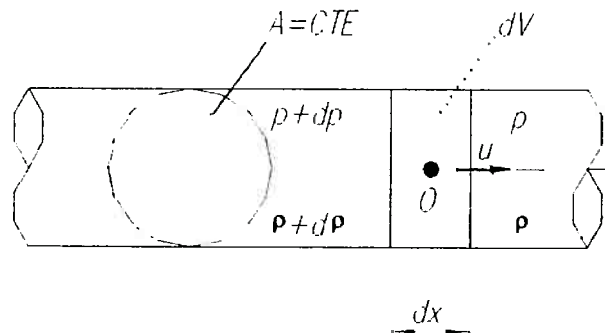


Figura 4.1: Volume de controle elementar da linha de injeção.

Dai resulta

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (4.1)$$

onde ρ é a massa específica do óleo hidráulico e u é a velocidade média do escoamento.

O fenômeno de propagação das ondas de pressão no óleo hidráulico que preenche a linha de injeção pode ser admitido isentrópico, com variações de temperatura pouco significativas.

Com esta hipótese, a velocidade c de propagação de ondas de pressão no meio fluido é definida como

$$c = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \Big|_{s=cte} \right)^{1/2} \quad (4.2)$$

que, para o caso do óleo hidráulico, pode assumir a forma

$$c = \left(\frac{K}{\rho}\right)^{1/2} \quad (4.3)$$

onde K é o módulo de elasticidade volumétrica deste líquido.

Daí pode-se escrever:

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (4.4)$$

e

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (4.5)$$

Para o óleo hidráulico utilizado, o módulo de elasticidade volumétrica K assume valores médios próximos de $1,5 \text{ GN/m}^2$ e, nas condições consideradas, varia quase que exclusivamente com a pressão; a massa específica ρ mantém-se praticamente constante com valores próximos de 850 kg/m^3 . Os valores médios observados para c na linha de injeção seriam, portanto, próximos de 1.300 m/s . Considerando a deformação da tubulação que constitui a linha, extremamente rígida, este valor praticamente se mantém. O valor utilizado foi de exatamente 1.328 m/s .

As velocidades médias comumente observadas para o óleo hidráulico nas seções da linha de injeção da bomba injetora são inferiores a 30 m/s .

Estas observações mostram a natureza incompressível deste escoamento e, portanto, as escalas de comprimento utilizadas na solução do problema de propagação de onda nesta linha de injeção podem ser até maiores que c vezes as escalas de tempo, sem perda de informação.

Portanto, considerando para fins de análise que a escala de comprimento seja igual a c vezes a escala de tempo, ou seja $dx = c \cdot dt$, pode-se notar que o termo correspondente a

$\frac{\partial \rho}{\partial x}$ é desprezível face ao termo $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ na equação (4.1).

Neste caso, a equação da continuidade pode assumir forma mais conveniente indicada abaixo:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4.6)$$

Na determinação da segunda relação entre as grandezas pressão e velocidade, obtida com a aplicação da equação da quantidade de movimento, foi utilizada a Figura 4.2 mostrada a seguir.

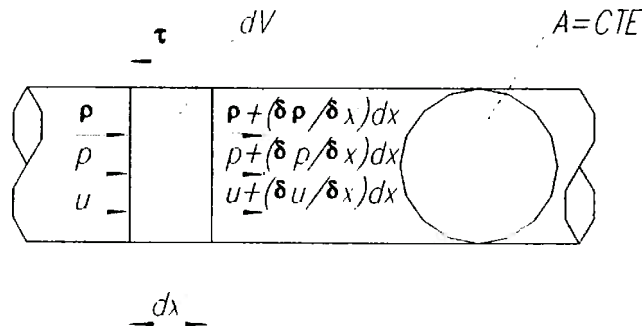


Figura 4.2: Volume infinitesimal da linha de injeção utilizado para o desenvolvimento da equação do movimento.

Como mencionado anteriormente, é levada em conta a ação da tensão de cisalhamento de origem viscosa presente no escoamento.

Mantidas as hipóteses anteriores e lembrando que a força elementar retardante de origem viscosa pode ser expressa por $\tau \cdot S \cdot dx$, onde S é o perímetro da seção interna do tubo, obtém-se:

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\tau S}{A} + \rho \frac{\partial u}{\partial t} = 0 \quad (4.7)$$

onde A é a área da seção transversal interna do conduto, que deve ser considerado indeformável.

Na avaliação da tensão de cisalhamento, fez-se a hipótese que as perdas de carga no escoamento não permanente eram iguais àquelas observadas em regime permanente para as mesmas velocidade médias e propriedades do fluido. Para o comprimento infinitesimal característico do volume de controle utilizado é razoável admitir que o perfil de velocidades não se modifique substancialmente. Essa simplificação permite a utilização de expressões como a de Darcy-Weisbach em substituição à árdua tarefa de determinar experimentalmente estes coeficientes de perda de carga em regime transitório.

As equações (4.6) e (4.7) constituem um conjunto de equações diferenciais parciais de natureza hiperbólica e podem ser resolvidas numericamente com o emprego do método das características.

Na implementação deste método numérico foi incluída uma perda de carga singular existente no trecho do conduto dentro do injetor, introduzida por furações realizadas em seu corpo durante a usinagem. Isto alterou o equacionamento nos elementos de linha respectivos.

4.2.2 Bomba Injetora

No equipamento utilizado para atuação hidráulica do injetor de gás, a bomba injetora é a principal fonte de perturbações no escoamento do óleo. As ondas de pressão que surgem

com o movimento de seus componentes propagam-se por todo o equipamento e são refletidas total ou parcialmente no injetor, superpondo-se a outras produzidas posteriormente. Estas perturbações interferem no equilíbrio dinâmico de vários pontos característicos do equipamento, tornando-os fontes secundárias de perturbações (válvula de descarga, orifícios de passagem, pistão atuador do injetor, pontos do sistema de atuação com presença de vapor de combustível, etc.).

As equações que descrevem a ação da bomba injetora sobre o escoamento do óleo hidráulico consideram:

- a compressibilidade do fluido através da variação dos valores do seu módulo de elasticidade volumétrica K ;
- a continuidade do fluido em cada um dos volumes de controle de interesse (galeria de alimentação, câmaras de pressão e de descarga);
- a dinâmica do movimento vibratório do sistema constituído pela válvula de descarga e sua mola no ambiente viscoso em que se encontram;
- as áreas efetivas de escoamento (produto dos coeficientes de descarga pelas áreas nominais) nas singularidades fixas e variáveis.

Os elementos que constituem a bomba modelada são esquematicamente mostrados na Figura 4.3.

A pressão da galeria da bomba injetora que alimenta os elementos dosadores é avaliada para cada rotação de funcionamento do motor. Esta pressão é obtida considerando o volume deslocado pela bomba de transferência do óleo do reservatório para a galeria da bomba e a recirculação do combustível no circuito composto pela válvula reguladora, filtros e reservatórios.

Uma análise do comportamento dinâmico da válvula reguladora de pressão do circuito de alimentação da bomba injetora, mostrou movimentos de alta frequência e de pequena amplitude para o seu elemento regulador. Considerando ainda o significativo volume da galeria de alimentação em relação ao volume total do circuito de alimentação, pode-se admitir que a pressão de alimentação é fixa para cada rotação (TRIELLI, 1989).

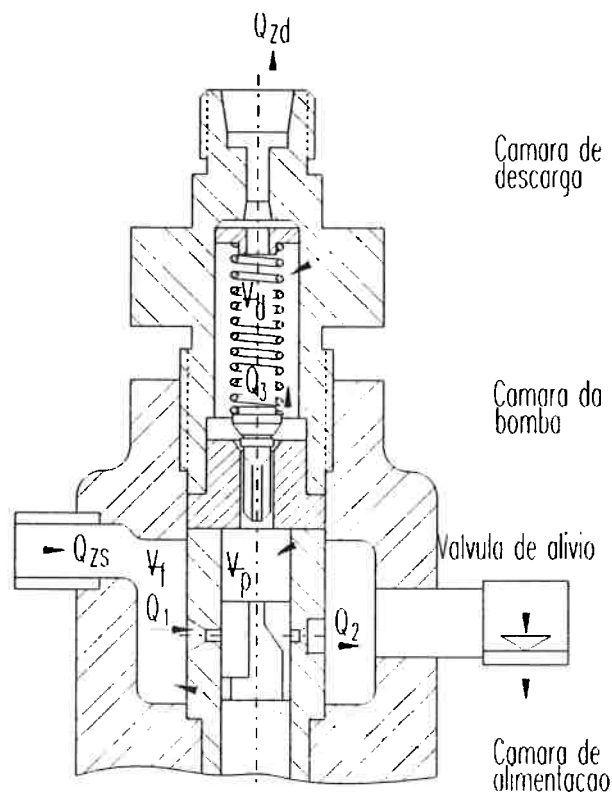


Figura 4.3: Desenho esquemático da bomba injetora modelada.

Adotando uma pressão de alimentação fixa P_f para cada condição de rotação do motor, obtida da solução iterativa das equações desenvolvidas para a compatibilização da vazão da bomba volumétrica de transferência que alimenta a bomba injetora e aquela passível de se verificar no orifício de entrada da bomba (janela de admissão), aplica-se a equação da continuidade no volume de controle deformável correspondente à câmara da bomba, utilizando o módulo de elasticidade volumétrica K_p do óleo hidráulico nesta câmara.

Para um modelo de parâmetros concentrados obtém-se:

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{K_p}{(V_p - A_p \times S_p + A_v \times S_v)} (A_p \times v_p + Q_1 - Q_2 - Q_3) \quad (4.8)$$

onde:

P_p é a pressão instantânea na câmara da bomba;

V_p é o volume máximo na câmara da bomba;

A_p é a área da seção transversal do pistão dosador;

S_p é o deslocamento do pistão dosador promovido pela ação do camo;

v_p é a velocidade do pistão dosador;

A_v é a área projetada do colarinho da válvula de descarga no plano perpendicular à direção do escoamento;

S_v é o deslocamento da válvula de descarga em relação a sua sede;

v_v é a velocidade correspondente da válvula de descarga;

Q_1 é a vazão volumétrica de óleo hidráulico que entra na câmara da bomba pela janela de admissão;

Q_2 é a vazão volumétrica de óleo hidráulico que sai da câmara da bomba pela janela de descarga;

Q_3 é a vazão volumétrica de óleo hidráulico que escoar através da válvula de descarga.

Analogamente obtém-se a taxa de variação da pressão na câmara de descarga

$$\frac{dP_d}{dt} = \frac{K_d}{(V_d - A_v \times S_v)} (A_v \times v_v + Q_3 - Q_{2d}) \quad (4.9)$$

onde:

P_d é a pressão instantânea na câmara de descarga;

V_d é o volume máximo da câmara de descarga;

Kd é o módulo de elasticidade volumétrica do óleo hidráulico na câmara de descarga;

Qzd é a vazão definida pela ação da bomba injetora na entrada da linha de injeção.

A equação do movimento da válvula de descarga pode ser escrita como:

$$M_v \times \frac{dV_v}{dt} = A_v \times (Pp - Pd) - Fv - kv \times Sv - Cv \times vv - Fsq \quad (4.10)$$

com,

$$vv = \frac{dS_v}{dt} \quad (4.11)$$

onde:

Mv é a massa equivalente do conjunto massa-mola da válvula de descarga;

Fv é a força de pré-carga da mola da válvula;

kv é a rigidez da mola;

Cv é o coeficiente de amortecimento viscoso equivalente do sistema formado pela válvula de descarga e por sua mola, e

Fsq é a resultante da força de esmagamento do óleo nas superfícies em contato.

As equações que levam em consideração o escoamento através dos orifícios de passagem mencionados anteriormente são do tipo:

$$Q_1 = Cd_1 \times A_1 \times \left(\sqrt{\frac{2 \times |Pf - Pp|}{\rho}} \right) \times \text{sgn}(Pf - Pp) \quad (4.12)$$

$$Q_2 = Cd_2 \times A_2 \times \left(\sqrt{\frac{2 \times |Pp - Pf|}{\rho}} \right) \times \text{sgn}(Pp - Pf) \quad (4.13)$$

$$Q_3 = Cd_3 \times A_3 \times \left(\sqrt{\frac{2 \times |Pp - Pd|}{\rho}} \right) \times \text{sgn}(Pp - Pd) \quad (4.14)$$

onde $\text{sgn}(Px-Py)$ é o sinal da diferença $(Px-Py)$.

Deve-se lembrar que nestas equações admitiu-se massa específica constante. Esta simplificação, que é razoável para o escoamento quase-isotérmico do óleo hidráulico, é mantida em todo o processo computacional.

Os coeficientes de descarga C_d , apesar de serem dependentes de um fator de forma geométrico, do sentido do escoamento e do número de Reynolds, são, por conveniência, mantidos constantes. As áreas A_1 e A_2 são geometricamente determinadas em função do deslocamento S_p do pistão dosador. A Figura 4.4 a seguir fornece a variação da área A_1 em função da posição angular do eixo de comando da bomba injetora para posição de cremalheira igual a 2,8 mm.

A área A_3 é determinada em função do deslocamento S_v da válvula de descarga em relação a sua sede.

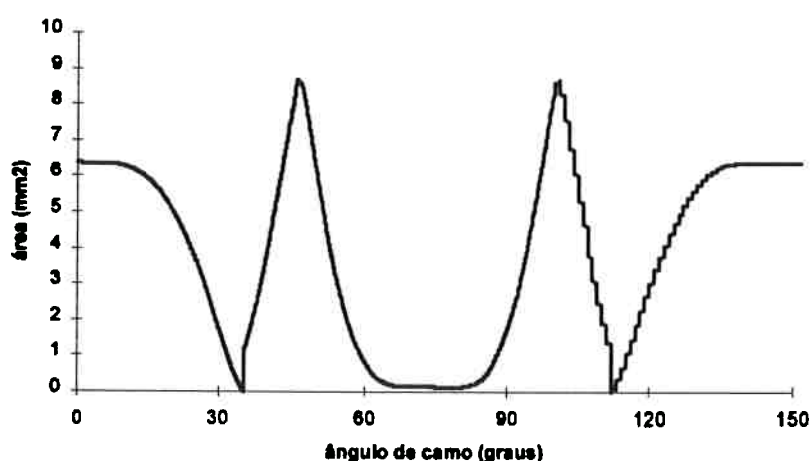


Figura 4.4: Área de passagem pela janela de admissão em função da posição angular do eixo de comando da bomba injetora.

O perfil do camo da bomba injetora, por exercer uma importante influência no funcionamento deste conjunto, foi levantado com bastante rigor e é mostrado na Figura 4.5 a seguir, numa comparação entre os valores medidos para o deslocamento e o ajuste feito por polinômios para representá-lo.

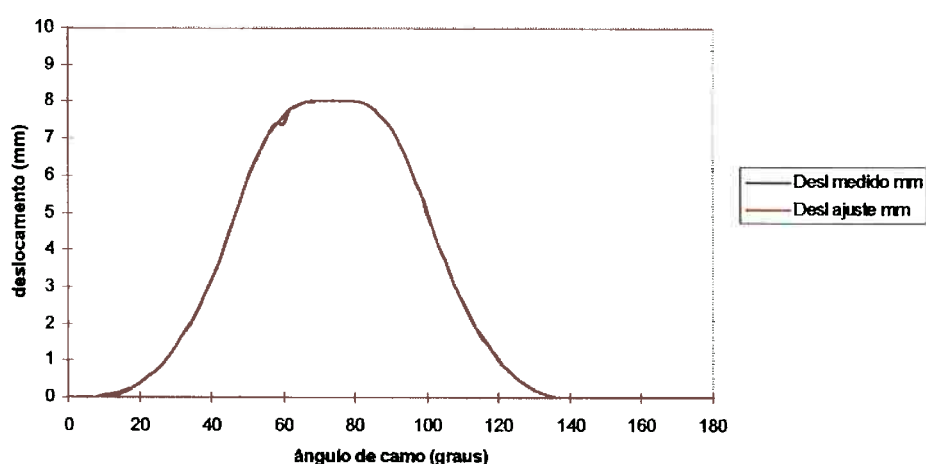


Figura 4.5: Perfil do camo da bomba injetora.

4.2.3 Bico Injetor

As equações utilizadas na análise do escoamento do óleo hidráulico no injetor são obtidas, também, a partir de uma abordagem que utiliza parâmetros concentrados e resultam da aplicação das equações básicas ao volume de controle de interesse indicado na Figura 4.6.

O trecho do conduto de entrada de óleo hidráulico no injetor, entre seu acoplamento com a linha de alta pressão que sai da bomba injetora e o topo do pistão atuador, é considerado como uma continuação desta mesma linha. A câmara de óleo formada entra a extremidade desta linha e o topo do pistão atuador tem o valor de pressão P_t calculado

no instante imediatamente anterior transferido à rotina do método das características como um de seus contornos; o outro é a pressão observada na saída da bomba. O método das características fornece então a vazão de óleo de entrada no bico injetor Q_{zu} . Na obtenção de P_t é considerada a compressibilidade do óleo hidráulico neste volume de controle.

Aplicando a equação da continuidade no volume de controle deformável correspondente à câmara do pistão atuador, mostrado na Figura 4.6, obtém-se:

$$\frac{dP_t}{dt} = \frac{K_t}{(V_o - A_t \times S_t)} (Q_{zu} - Q_4 - A_t \times v_t) \quad (4.15)$$

onde:

K_t é o módulo de elasticidade volumétrica do óleo hidráulico na câmara do pistão atuador;

Q_{zu} é a vazão no topo do pistão atuador, coincidente com a vazão na extremidade da linha de injeção;

Q_4 é a vazão que sai da câmara do pistão atuador;

A_t é a área do círculo definido pela circunferência de contato entre o pistão atuador e sua sede, de diâmetro d_c ;

V_o é o volume mínimo da câmara do pistão atuador e,

v_t é a velocidade de abertura da válvula de dosagem de gás, dada por

$$v_t = \frac{dS_t}{dt} \quad (4.16)$$

onde S_t é o deslocamento da válvula de dosagem de gás.

A vazão Q_4 é dada por:

$$Q_4 = C d_t \times A_t \times \sqrt{\frac{2 \times |P_t - P_{rel}|}{\rho}} \times \text{sgn}(P_t - P_{rel}) \quad (4.17)$$

onde

Cd_l é o coeficiente de descarga da passagem formada pela folga entre a sede e o pistão atuador;

P_{ret} é a pressão imediatamente a montante do orifício calibrado instalado no retorno, e

A_l é a área de passagem nesta singularidade, calculada pela expressão

$$A_l = \pi \times dc \times S_l \times \text{sen}\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (4.18)$$

onde α é o ângulo do cone da sede do pistão atuador.

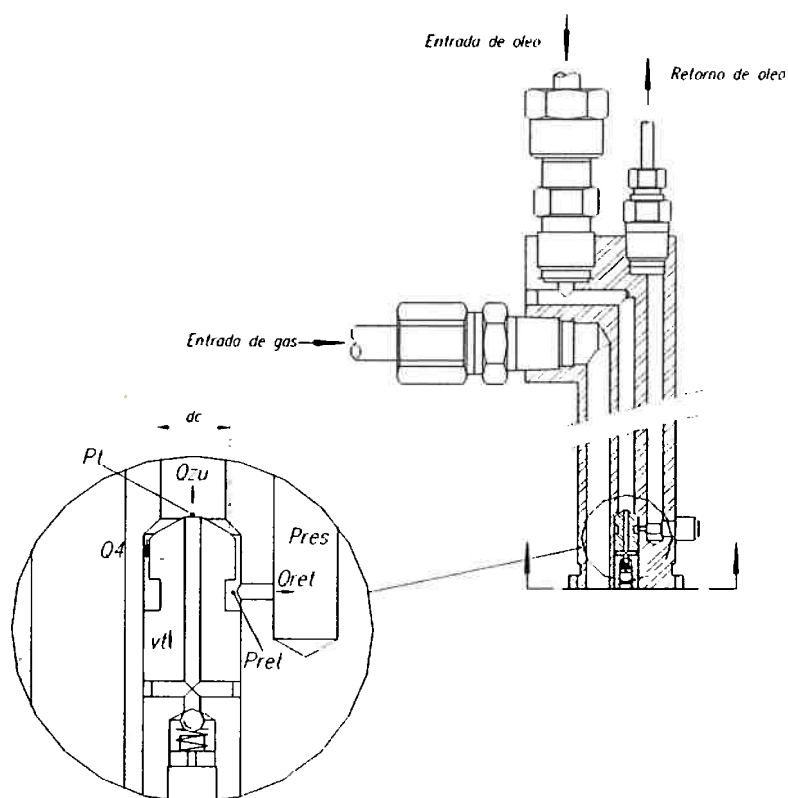


Figura 4.6: Detalhe do escoamento do óleo hidráulico na região do pistão atuador.

A equação que leva em conta o escoamento através do orifício calibrado do conduto de retorno de óleo hidráulico, aberto para a linha de retorno, mantida numa pressão residual pré-estabelecida P_{res} , é

$$Q_{ret} = C d_{ret} \times A_{ret} \times \left(\sqrt{\frac{2 \times |P_{ret} - P_{res}|}{\rho}} \right) \times \text{sgn}(P_{ret} - P_{res}) \quad (4.19)$$

onde

$C d_{ret}$ é o coeficiente de descarga do orifício calibrado do conduto de retorno de óleo hidráulico, por onde escoar a vazão Q_{ret} de retorno;

A_{ret} é a área de passagem do orifício calibrado do retorno, e

Q_{ret} pode se relacionar com Q_4 através da expressão

$$Q_{ret} = Q_4 - A_f \times v_t \quad (4.20)$$

desprezando a compressibilidade do óleo na pequena câmara onde reina a pressão P_{ret} , com A_f sendo a área do pistão atuador subtraída de A_t .

Entretanto, na implementação do modelo, o termo $A_f v_t$ foi desprezado quando comparado com os valores de Q_{ret} , sendo feito, portanto, Q_{ret} igual a Q_4 .

Desta forma, P_{ret} pode ser calculada através da expressão

$$P_{ret} = \frac{P_{res} + \left(\frac{C d_t A_t}{C d_{ret} A_{ret}} \right)^2 P_t}{1 + \left(\frac{C d_t A_t}{C d_{ret} A_{ret}} \right)^2} \quad (4.21)$$

sabendo que a pressão P_{res} coincide com a pressão atmosférica ou pode ser mantida com um valor pré-estabelecido por uma válvula limitadora de pressão instalada no final da linha de retorno.

Inicialmente, um tucho hidráulico, como mostrado na Figura 4.6, foi concebido para compor o pistão atuador com o objetivo de compensar desgastes na sede e assento da válvula de dosagem do gás. Entretanto, devido a falhas cometidas durante sua fabricação, com a esfera utilizada para evitar o escoamento bidirecional não tendo podido ser perfeitamente guiada em seu movimento, este componente não funcionou adequadamente. Foi construído, então, um novo pistão atuador como mostrado nos desenhos de fabricação do Anexo B. De qualquer forma, no equacionamento e nas simulações o pistão atuador é considerado como um corpo rígido.

A equação utilizada para descrever o movimento da válvula, portanto, é

$$M_v \cdot \frac{dv}{dt} = P_t \cdot A_t + p_{ra} \cdot A_f - F_{sqz} - F_v - k_{ve} \cdot S_t - C_{ve} \cdot v + p_g (A_{sv} - A_t - A_f) - p_c \cdot A_{pv} \quad (4.22)$$

onde:

M_v é a massa equivalente do conjunto válvula dosadora-mola-pistão atuador;

F_{sqz} é a resultante produzida pelo esmagamento do óleo na sede e no batente do pistão atuador;

F_v é a força de pré-carga da mola helicoidal;

k_{ve} é a rigidez da mola helicoidal;

C_{ve} é o coeficiente de amortecimento viscoso equivalente do sistema de massa M_v ;

p_g é a pressão do gás dentro do injetor na região do pé da válvula;

A_{sv} é a área da sede da válvula;

p_c é a pressão no cilindro do motor.

A pressão p_c no cilindro do motor é introduzida na simulação considerando a geometria do motor de referência e um comportamento de gás perfeito para a mistura ar-gás natural.

Para a obtenção da curva de abertura da válvula de dosagem de gás no tempo, o conjunto de equações constituído por (4.6) até (4.22) (exceto 4.20) deve ser resolvido simultaneamente, considerando como contornos o perfil do camo, a pressão de alimentação da bomba injetora e a curva de elevação de pressão do ar no cilindro do motor.

A expressão utilizada na avaliação do efeito do esmagamento do filme de óleo (squeeze film effect) nos movimentos da válvula de descarga e do pistão atuador, foi obtida a partir da Equação de Reynolds (HAMROCK, 1994) que fornece a distribuição de pressões p entre duas superfícies de comprimento b na direção y (escoamento plano) com movimento relativo de aproximação com velocidade $-u_x$.

Tomando por base o arranjo esquematizado na Figura 4.7 abaixo,

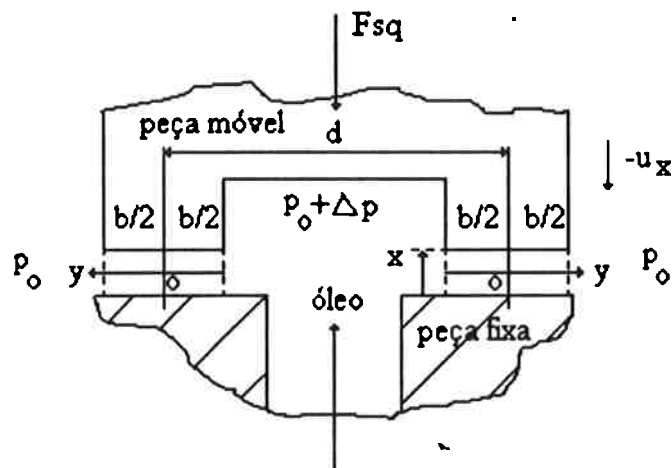


Figura 4.7: Esquema para cálculo da força resultante do esmagamento do óleo.

a equação de Reynolds assume a forma:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{x'}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{1}{2} u_x \frac{\partial x}{\partial y} + \frac{\partial x}{\partial t} \quad (4.23)$$

Nesta equação (4.23), x corresponde a distância entre as superfícies e u_x à velocidade de afastamento de uma superfície em relação à outra; μ é a viscosidade dinâmica do óleo.

Desta forma, fazendo $\frac{\partial x}{\partial t} = u_x = \dot{x}$ e verificando que $\frac{\partial x}{\partial y} = 0$, vem:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = \frac{12 \mu \dot{x}}{x^3} \quad (4.24)$$

Integrando a equação (4.24) acima, obtém-se:

$$p = \frac{6 \mu \dot{x}}{x^3} y^2 + C_1 y + C_2 \quad (4.25)$$

que, para p adotada nula na extremidade do mancal ($y = b/2$), resulta em

$$p(y) = \frac{6 \mu \dot{x}}{x^3} \left(y^2 - \left(\frac{b}{2} \right)^2 \right) \quad (4.26)$$

que fornece valores positivos para $\dot{x} < 0$.

Daí, a força resultante do esmagamento do óleo F_{sq}

$$F_{sq} = 2 \int_0^{b/2} p(y) \ell dy \quad (4.27)$$

sendo $\ell = \pi d \gg b$, o perímetro característico do contato das peças,

$$F_{sq} = - \frac{\mu \dot{x} \ell b^3}{x^3} \quad (4.28)$$

que mostra-se sempre contrária ao sentido do movimento, compatível com sua natureza dissipativa, e admitida como simétrica nos movimentos de aproximação e afastamento da sede. Esta simetria é possível sempre que a pressão no contorno for significativamente maior que a pressão de vapor do óleo.

Se a diferença de pressões é aquela sugerida na Figura 4.7, a distribuição de pressões assume a forma

$$p = \frac{12 \mu \dot{x}}{x^3} \left(\frac{y^2}{2} - \frac{by}{2} \right) - \frac{\Delta p}{b} y + p_0 + \Delta p \quad (4.29)$$

que, integrada ao longo da superfície, fornece a força total de pressões

$$F = \int_0^b p \ell dy = \left(\left(\frac{2p_0 + \Delta p}{2} \right) b - \frac{\mu x \dot{b}^3}{x^3} \right) \ell \quad (4.30)$$

Esta equação (4.30) contém, além da parcela referente à ação do esmagamento, uma segunda que pode ser decomposta em $\left((p_0 + \Delta p) \frac{b}{2} + p_0 \frac{b}{2} \right) \ell$, mostrando ser possível imaginar que metade da superfície de esmagamento fica sob a ação da pressão estática de montante e a outra metade sob a ação da pressão estática de jusante. Este resultado foi usado no modelo pois, nos volumes de controle deformáveis a montante e a jusante das superfícies submetidas ao efeito de esmagamento do óleo, faz-se a hipótese de parâmetros concentrados e, portanto, as pressões são instantaneamente uniformes.

Para simultaneamente eliminar a singularidade em $x = 0$ nas equações (4.28) e (4.30) e considerar ainda a rugosidade superficial das partes móveis e de suas sedes que, quando em contato mantém uma pequena película de óleo confinada de espessura ξ , a equação (4.28) foi modificada para:

$$F_{1,q} = - \frac{\mu \dot{x} \ell b^3}{(x + \xi)^3} \quad (4.31)$$

Na hipótese de se ter $x < 0$, situação em que se observa o contato dos materiais das peças, acrescenta-se nas equações do movimento da válvula de descarga e do pistão atuador implementadas no programa computacional duas forças adicionais; $k_{bar} \cdot x$ que leva em

conta a rigidez equivalente de contato dos materiais das peças e $C_{vn_{crit}} \cdot \dot{x}$ que procura representar a energia dissipada na deformação permanente deste contato.

4.3 Escoamento do gás natural

As equações que governam a propagação de ondas de pressão num meio compressível foram obtidas admitindo um comportamento de gás perfeito para o gás natural em escoamento isoentrópico (SHAPIRO, 1953).

Para um escoamento unidimensional e em conduto de seção constante com as características mencionadas acima pode-se escrever, utilizando o volume de controle elementar mostrado na Figura 4.8.

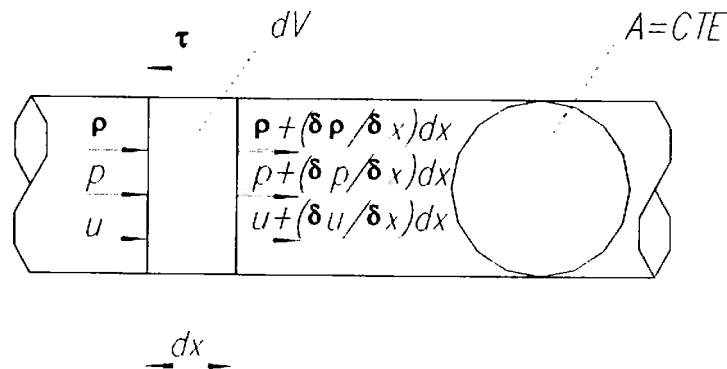


Figura 4.8: Volume de controle elementar utilizado na dedução das equações relativas ao escoamento do gás na linha de gás e conduto do injetor.

- Equação da Continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \times \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \times \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4.32)$$

- Equação da Quantidade de Movimento:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \times \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \times \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (4.33)$$

- Equação de estado

$$P = \rho \times R \times T \quad (4.34)$$

Uma combinação adequada destas equações, considerando as hipóteses utilizadas na solução do problema fornece:

$$c^2 = \left. \frac{\partial P}{\partial \rho} \right|_{s=cte} = \frac{dP}{d\rho} = \frac{kP}{\rho} = kRT \quad (4.35)$$

Desta forma, as propriedades de um estado qualquer de um escoamento isoentrópico podem ser relacionadas com aquelas típicas de um estado de referência (estagnação) caracterizado por P_{ref} e ρ_{ref} , através da expressão

$$\frac{P}{P_{ref}} = \left(\frac{\rho}{\rho_{ref}} \right)^k = \left(\frac{c}{c_{ref}} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \quad (4.36)$$

que pode ser reescrita na forma diferencial

$$\frac{dP}{P} = k \times \frac{d\rho}{\rho} = \frac{2k}{k-1} \times \frac{dc}{c} \quad (4.37)$$

e que, em termos de derivadas parciais em relação ao tempo t e ao espaço x , gera

$$\frac{1}{P} \times \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{2k}{k-1} \times \frac{1}{c} \times \frac{\partial c}{\partial x} \quad (4.38)$$

$$\frac{1}{\rho} \times \frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{2}{k-1} \times \frac{1}{c} \times \frac{\partial c}{\partial t} \quad (4.39)$$

e

$$\frac{1}{\rho} \times \frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{2}{k-1} \times \frac{1}{c} \times \frac{\partial c}{\partial x} \quad (4.40)$$

Substituindo (4.38), (4.39) e (4.40) em (4.32) e (4.33), obtém-se as equações da continuidade e quantidade de movimento em função apenas de c e u , tornando possível determiná-las para cada posição x e instante t , ou seja:

$$\frac{\partial c}{\partial t} + u \times \frac{\partial c}{\partial x} + \frac{k-1}{2} \times c \times \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4.41)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{2}{k-1} \times c \times \frac{\partial c}{\partial x} + u \times \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4.42)$$

Portanto, de forma análoga ao do escoamento do óleo hidráulico na linha de injeção, pode-se resolver numericamente este conjunto de equações utilizando-se do método das características.

A Figura 4.9 mostra a trajetória do gás no injetor, nas proximidades da válvula dosadora.

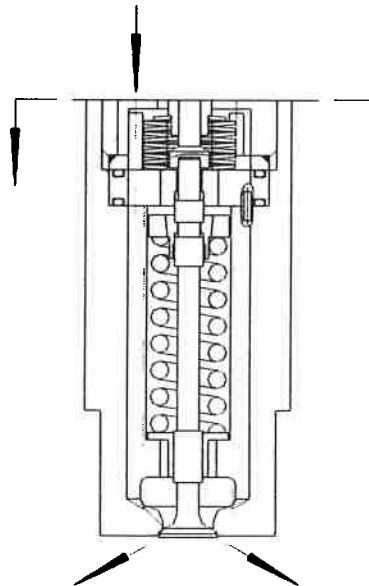


Figura 4.9: Trajetória do gás no injetor.

Uma vez que a pressão a jusante da válvula redutora é mantida fixa, com valor suficientemente alto para garantir um escoamento bloqueado na saída da válvula dosadora

cuja abertura, neste modelo, é considerada definida em cada instante, tem-se condições de contorno simples para este problema.

A vazão em massa de gás \dot{m}_g é dada por

$$\dot{m}_g = \phi C d_g A_g P_{ref} \sqrt{\frac{k}{RT_{ref}}} \quad (4.43)$$

onde

Cd_g é o coeficiente de descarga na válvula dosadora de gás ;

A_g é a área de passagem pela válvula, dada por

$$A_g = \pi d_g S_g \text{sen}(\gamma / 2) \quad (4.44)$$

com .

d_g igual ao diâmetro característico do assento da válvula dosadora em sua sede,

S_g seu levantamento, e

γ o ângulo do assentamento.

P_{ref} , T_{ref} e R são, respectivamente, a pressão e a temperatura de estagnação do gás e a sua constante de gás perfeito.

ϕ é o fator de correção de vazão para escoamento bloqueado, dado por

$$\phi = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[(aux)^{\frac{2}{k}} - (aux)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.45)$$

com

$$aux = \left(\frac{2}{1+k} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.46)$$

4.4 Considerações sobre a solução numérica do modelo

No modelo desenvolvido para o sistema de injeção proposto existem várias equações diferenciais que devem ser integradas numericamente.

Estas equações diferenciais podem ser agrupadas em três grandes categorias:

- equações diferenciais parciais hiperbólicas correspondentes às equações da continuidade e quantidade de movimento aplicadas aos escoamentos do óleo hidráulico na linha de injeção da bomba injetora e do gás natural no conduto do injetor e na linha entre a válvula redutora e a entrada do injetor;
- equações diferenciais ordinárias relativas à aplicação das equações da continuidade ao escoamento de óleo hidráulico em volumes de interesse correspondentes a câmaras existentes na bomba injetora e no injetor, e
- equações diferenciais ordinárias relativas à dinâmica dos componentes móveis do sistema.

As equações diferenciais parciais hiperbólicas só podem ser integradas conhecendo-se as condições de contorno nas extremidades da linha de injeção (vazões e pressões na saída da bomba injetora e entrada no injetor) e do conduto de gás do injetor (pressões, temperaturas e velocidades de escoamento na saída do regulador de pressão de gás e na seção de saída da válvula dosadora de gás). Para a linha de injeção, estas condições são obtidas com a solução simultânea do conjunto de equações que descrevem o funcionamento da bomba injetora e do injetor. Para o conduto de gás do injetor, estas condições são consideradas conhecidas, uma vez que os critérios de projeto utilizados na concepção deste injetor estabelecem uma pressão definida de funcionamento para o regulador e um escoamento bloqueado na seção de saída da válvula dosadora.

Para transformar as equações diferenciais parciais quasi-lineares de natureza hiperbólica que descrevem os fenômenos de propagação de ondas de pressão nestes componentes do sistema em equações passíveis de soluções numéricas, utiliza-se o método das características (RALSTON, 1960; LISTER, 1960) que utiliza a técnica de diferenças finitas para a integração e dispõe de várias formas alternativas de aplicação.

As equações diferenciais ordinárias que garantem a continuidade do escoamento na bomba injetora e no injetor e as que descrevem o comportamento dinâmico de seus componentes móveis são integradas através do método de Runge-Kutta (ROMANEHF, 1960), utilizando um submúltiplo do passo de integração da solução numérica das equações diferenciais parciais. Têm, por sua vez, as curvas do camo da bomba e a pressão regulada de saída do orifício de retorno do óleo hidráulico do injetor como condições de contorno.

Para o caso da hipótese de escoamento de fluido pouco compressível com atrito utilizado para modelar a linha de injeção, o método das características assume a forma descrita abaixo.

Substituindo nas equações (4.6) e (4.7) a variável independente u pela vazão volumétrica Q numa tubulação indeformável de seção transversal constante A e perímetro S , obtém-se as formas alternativas das equações da continuidade e quantidade de movimento:

$$\frac{\rho c^2}{A} \times \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (4.47)$$

e

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\tau S}{A} + \frac{\rho}{A} \times \frac{\partial Q}{\partial t} = 0 \quad (4.48)$$

com

$$\tau \times S \times dx = A \times \rho \times f \times \frac{dx}{D} \times \frac{u \times |u|}{2} \quad (4.49)$$

ou,

$$\frac{\tau \times S}{A} = \frac{\rho \times f \times u \times |u|}{2 \times D} = \frac{\rho \times f \times Q \times |Q|}{2 \times D \times A^2} \quad (4.50)$$

Denominando (4.47) e (4.48) respectivamente por $L1$ e $L2$, pode-se escrever

$$L = L_1 + \lambda \times L_2 = 0 \quad (4.51)$$

Verificando que

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{\lambda} = \pm c \quad (4.52)$$

é uma solução conveniente e apropriada, (4.51) assume a forma

$$L = \lambda \times \left[\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} \times \left(\frac{1}{\lambda} \right) \right] + \frac{\rho}{A} \times \left[\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} \times (\lambda \times c^2) \right] + \rho \times f \times \frac{Q \times |Q|}{2 \times D \times A^2} \quad (4.53)$$

que pode ser reescrita simplificada como

$$L = \pm \frac{1}{c} \times \left[\frac{dp}{dt} \right] + \frac{\rho}{A} \times \left[\frac{dQ}{dt} \right] + \rho \times f \times \frac{Q \times |Q|}{2 \times D \times A^2} = 0 \quad (4.54)$$

onde $\frac{dQ}{dt}$ e $\frac{dp}{dt}$ são as derivadas totais

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial x} \times \frac{dx}{dt} + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (4.55)$$

e

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial x} \times \frac{dx}{dt} + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (4.56)$$

Estas derivadas totais permitem formar o sistema de equações diferenciais ordinárias, integráveis numericamente adotando-se a técnica de diferenças finitas numa aproximação de primeira ordem, descrito abaixo:

$$Q_{i,j} - Q_{i-1,j-1} + \frac{A}{(\rho \times c)_{i-1,j-1}} \times [P_{i,j} - P_{i-1,j-1}] + \frac{(f \times Q \times |Q|)_{i-1,j-1}}{2 \times D \times A} \times (t_j - t_{j-1}) = 0 \quad (4.57)$$

para $\Delta x = (x_i - x_{i-1}) = c_{i-1} \times (t_j - t_{j-1}) = +c \times \Delta t$

$$e \quad Q_{i,j} - Q_{i+1,j-1} - \frac{A}{(\rho \times c)_{i+1,j-1}} \times [P_{i,j} - P_{i+1,j-1}] + \frac{(f \times Q \times |Q|)_{i+1,j-1}}{2 \times D \times A} \times (t_j - t_{j-1}) = 0 \quad (4.58)$$

para $\Delta x = (x_i - x_{i+1}) = c_{i+1} \times (t_j - t_{j-1}) = -c \times \Delta t$.

Os índices i e j se referem, respectivamente às variáveis independentes x e t do problema.

A vinculação proposta pelas equações (4.57) e (4.58) para estas variáveis independentes definem as chamadas curvas características do método numérico adotado, identificadas por C^+ e C^- , que permitem a visualização da solução numérica como mostrada na Figura 4.10.

É importante mencionar que o procedimento de integração se inicia num instante em que os valores das variáveis dependentes são conhecidas em toda a extensão do conduto e que nos passos subsequentes estes valores se modificam pela influência das alterações observadas para estas variáveis nas extremidades deste conduto (condições de contorno).

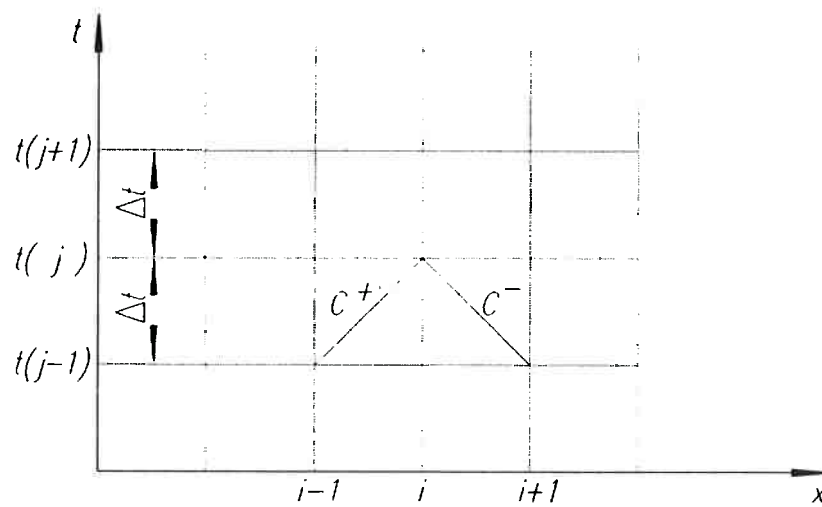


Figura 4.10: Visualização da solução numérica com o uso do método das características.

Com o intuito de elaborar um programa computacional de caráter mais geral, que pudesse ser aplicado para outras formas de apresentação de problemas que utilizam o método das características para a solução, como por exemplo para a solução do conjunto de equações do escoamento compressível do gás no conduto do injetor, pode ser levada em conta a variação do módulo de elasticidade volumétrica com a pressão nesta etapa da modelagem. Isto se torna possível com o ajuste de um polinômio à curva mostrada na Figura 4.11, obtendo c através da expressão (4.3)

$$c = \left(\frac{K}{\rho} \right)^{1/2}$$

No caso do escoamento compressível faz-se a vinculação de c com a pressão através da expressão (4.36) modificada

$$c = c_{ref} \times \left(\frac{P}{P_{ref}} \right)^{\frac{k-1}{2 \times k}} \quad (4.59)$$

onde c_{ref} e P_{ref} são conhecidos. Correspondem aos valores destas grandezas nas condições de estagnação do gás natural.

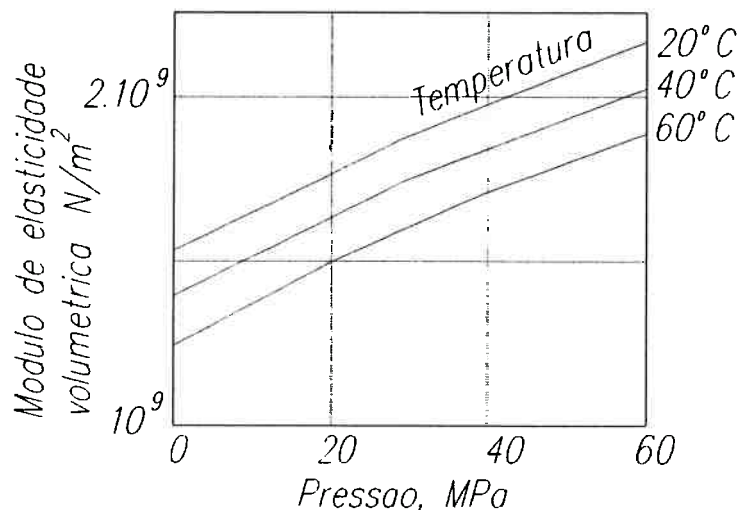


Figura 4.11: Módulo de elasticidade volumétrica do óleo hidráulico x pressão, segundo O'CONNOR et al. (1968).

Em decorrência de variações ao longo do tempo de propriedades do fluido em pontos definidos do conduto, a velocidade c de propagação de ondas de pressão se altera e consequentemente novos valores de coeficientes angulares para as curvas características devem ser utilizados em malhas de espaçamento geométrico Δx constante.

Para utilizar um incremento de tempo também constante e compatível com as escalas de tempo típicas do problema, de acordo com o critério de estabilidade de Courant, foi escolhido Δx igual ao maior valor esperado para o produto $c \times \Delta t$.

Nestes casos, o método das características prevê a utilização de uma interpolação linear como ferramenta.

A visualização geométrica da solução numérica com o uso desta ferramenta corresponde ao esquema apresentado na Figura 4.12 abaixo.

A interpolação linear em questão

$$\frac{Q_C - Q_R}{Q_C - Q_A} = \frac{x_C - x_R}{x_C - x_A} = \frac{(u_R + c_R) \times \Delta t}{\Delta x} = (u_R + c_R) \times \theta = \frac{Q_R}{A} \times \theta + \varepsilon_R \quad (4.60)$$

permite o estabelecimento das seguintes relações para a determinação dos valores numéricos das variáveis dependentes

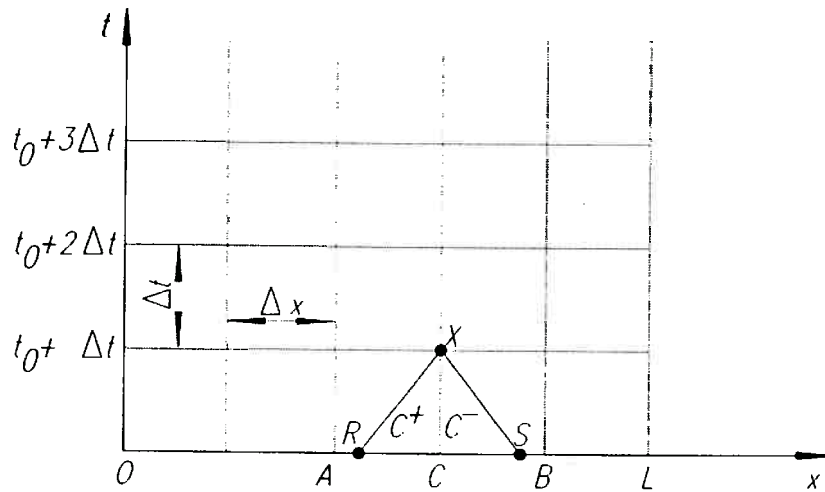


Figura 4.12: Visualização geométrica da solução numérica usando interpolação linear.

$$Q_R = \frac{Q_C - \varepsilon_R \times (Q_C - Q_A)}{1 + \frac{\theta}{A} \times (Q_C - Q_A)} \quad (4.61)$$

$$Q_S = \frac{Q_C - \varepsilon_S \times (Q_C - Q_B)}{1 - \frac{\theta}{A} \times (Q_C - Q_B)} \quad (4.62)$$

$$P_R = P_C - \left(\frac{Q_R \times \theta}{A} + \varepsilon_R \right) \times (P_C - P_A) \quad (4.63)$$

$$P_S = P_C + \left(\frac{Q_S \times \theta}{A} + \varepsilon_S \right) \times (P_C - P_B) \quad (4.64)$$

onde $\theta = \frac{\Delta t}{\Delta x}$, $\varepsilon_R = \theta \times c_R$ e $\varepsilon_S = \theta \times c_S$

No caso específico do escoamento do óleo hidráulico na linha de injeção, como mencionado anteriormente, u atinge valores máximos próximos de 30 m/s e c máximo se aproxima de 1300 m/s, donde se conclui que

$$(u+c) \times \theta \cong c \times \theta = \varepsilon \quad (4.65)$$

Dai é possível simplificar as equações (4.60), (4.61), (4.62) e (4.63), gerando as equações a seguir:

$$Q_R = Q_C - \varepsilon_R \times (Q_C - Q_A) \quad (4.66)$$

$$Q_S = Q_C - \varepsilon_S \times (Q_C - Q_B) \quad (4.67)$$

$$P_R = P_C - \varepsilon_R \times (P_C - P_A) \quad (4.68)$$

$$P_S = P_C - \varepsilon_S \times (P_C - P_B) \quad (4.69)$$

podendo-se interpretar ε_R e ε_S , sempre menores que a unidade, como medidas da quantidade de interpolação. É importante salientar que essa interpolação introduz um “amortecimento numérico” artificial na solução que é tanto maior quanto mais distante da unidade for o valor definido para ε . Por este motivo, na implementação do programa computacional, tomou-se o cuidado de introduzir um corretor automático para o número de trechos analisados da linha de injeção em função da rotação do motor.

Até este ponto, o desenvolvimento do método fornece 4 equações para as 6 incógnitas Q_R , P_R , Q_S , P_S , Q_X e P_X .

As duas outras equações necessárias são obtidas de (4.57) e (4.58) com a atribuição adequada às grandezas nelas envolvidas

$$(Q_X - Q_R) + \frac{A}{(\rho \times c_R)} \times (P_X - P_R) + \frac{(f \times Q_R \times |Q_R|)}{2 \times D \times A} \times (t_j - t_{j-1}) = 0 \quad (4.70)$$

para $(x_X - x_R) = c_R \times (t_j - t_{j-1}) = \left(\frac{Q_C - Q_R}{Q_C - Q_A} \right) \times (x_C - x_A) = \varepsilon_R \times \Delta x$

e $\frac{A}{(\rho \times c_S)} \times (P_X - P_S) - (Q_X - Q_S) - \frac{(f \times Q_S \times |Q_S|)}{2 \times D \times A} \times (t_j - t_{j-1}) = 0 \quad (4.71)$

para $(x_P - x_S) = -c_S \times (t_j - t_{j-1}) = \left(\frac{Q_C - Q_S}{Q_C - Q_B} \right) \times (x_C - x_B) = \varepsilon_S \times \Delta x$.

Impondo Pd observada na câmara de descarga como uma variável dependente conhecida na extremidade da linha de injeção próxima à bomba injetora tem-se:

$$Q_{x_{i,j}} = \frac{A}{(\rho \times c_S)} \times [Pd_{i,j-1} - P_{s_{i,j-1}}] + Q_{s_{i,j-1}} - \frac{(f \times c_S \times Q_s \times |Q_s|)_{i-1,j-1}}{2 \times D \times A} \times (t_j - t_{j-1}) \quad (4.72)$$

Na extremidade da linha próxima ao injetor, a variável dependente adotada como conhecida foi a vazão volumétrica Q_{zu} . O conjunto injetor pode ser considerado como uma válvula cuja dinâmica de funcionamento e características geométricas permitem estabelecer equações de compatibilidade que vinculam as várias expressões de vazões obtidas via continuidade e conservação de energia no orifício. Com a relação obtida para a variável Q é possível escrever

$$P_{X_{n_j}} = P_{R_{n_{j-1}}} - \frac{(\rho \times c_R)}{A} \times [Q_{X_{n_{j-1}}} - Q_{R_{n_{j-1}}}] - \frac{(f \times c_R \times Q_R \times |Q_R|)_{n_{j-1}}}{2 \times D \times A} \times (t_j - t_{j-1}) \quad (4.73)$$

que define a relação entre as pressões de interesse.

Entretanto, o método das características foi implementado computacionalmente na forma de subrotinas independentes para cada um dos fluidos e que são acionadas a cada

cinquenta varreduras do programa. Este procedimento foi adotado com o objetivo de reduzir o tempo de processamento considerando que, para se ter a adequada convergência das soluções dos sistemas de equações diferenciais utilizadas na descrição dos fenômenos dinâmicos observados nas câmaras da bomba injetora e do bico injetor de gás, modelados para parâmetros concentrados, havia necessidade de passos de integração correspondentes a intervalos de tempo da ordem de $0,1 \mu\text{s}$ (décimo de microsegundo). Desta forma, as grandezas de contorno de interesse para estas subrotinas lhe eram transferidas com seus valores médios. A escala de tempo da ordem de μs está relacionada ao intervalo de tempo de contato de componentes como a válvula de pressão e pistão atuador com suas sedes (os quocientes da rigidez de contato pela massa do elemento e da variação da força de esmagamento do filme de óleo com a distância pela mesma massa são da ordem de 10^{12} s^{-2}).

As condições iniciais de referência para as pressões ao longo da linha de injeção (pressão residual) é diferente para cada condição de funcionamento do motor. Para se obter a solução numérica adequada do conjunto de equações do modelo é necessário utilizar-se de um procedimento iterativo para obtenção dessa pressão residual. Partindo de um valor fixo pré-estabelecido para todas as condições de funcionamento, esta pressão de referência se altera no final de cada uma das varreduras realizadas neste procedimento. No trabalho de dissertação de mestrado deste autor (TRIELLI, 1989), o número de varreduras consideradas suficientes e introduzidas no modelo foi quatro (MATSUOKA, 1976).

É importante mencionar que, apesar da modelagem admitir a adoção de valores de módulo de elasticidade volumétrica e de celeridade variáveis em cada trecho da linha,

esses valores foram mantidos constantes no programa computacional cuja listagem é mostrada no anexo A deste trabalho.

5 CALIBRAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO ATRAVÉS DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 Descrição do aparato experimental utilizado

O protótipo do sistema de injeção de gás foi montado na bancada de dosagem de sistemas de injeção diesel Fera-Torino, disponível no Laboratório de Motores do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP, para acionamento de sua bomba injetora e medições de rotação e débito de óleo.

O óleo diesel padrão recomendado para esta máquina foi substituído por óleo hidráulico de "média" viscosidade (32 cSt à 27°C). Esta substituição foi feita considerando menores riscos de ignição, oxidação e contaminação do óleo hidráulico, além de possibilitar a redução de eventuais vazamentos nos elementos do sistema. Observar que este óleo trabalha em circuito fechado no sistema proposto.

Conforme já mencionado, a bomba injetora utilizada era do tipo de pistões em linha para pressões nominais máximas de trabalho (500 bar).

A linha de alta pressão de óleo de 2mm de diâmetro interno, 3mm de espessura de parede e 570 mm de comprimento foi instrumentada com um transdutor piezelétrico para levantamento da curva de pressão na saída da bomba, instalado conforme mostra a Figura 5.1 a seguir.

Ar comprimido foi utilizado no lugar do gás combustível pela disponibilidade de um ponto de tomada de ar no local, facilidade de manuseio e segurança; o recinto de trabalho não satisfaz os requisitos de ventilação e exaustão necessários para o uso de combustível gasoso.

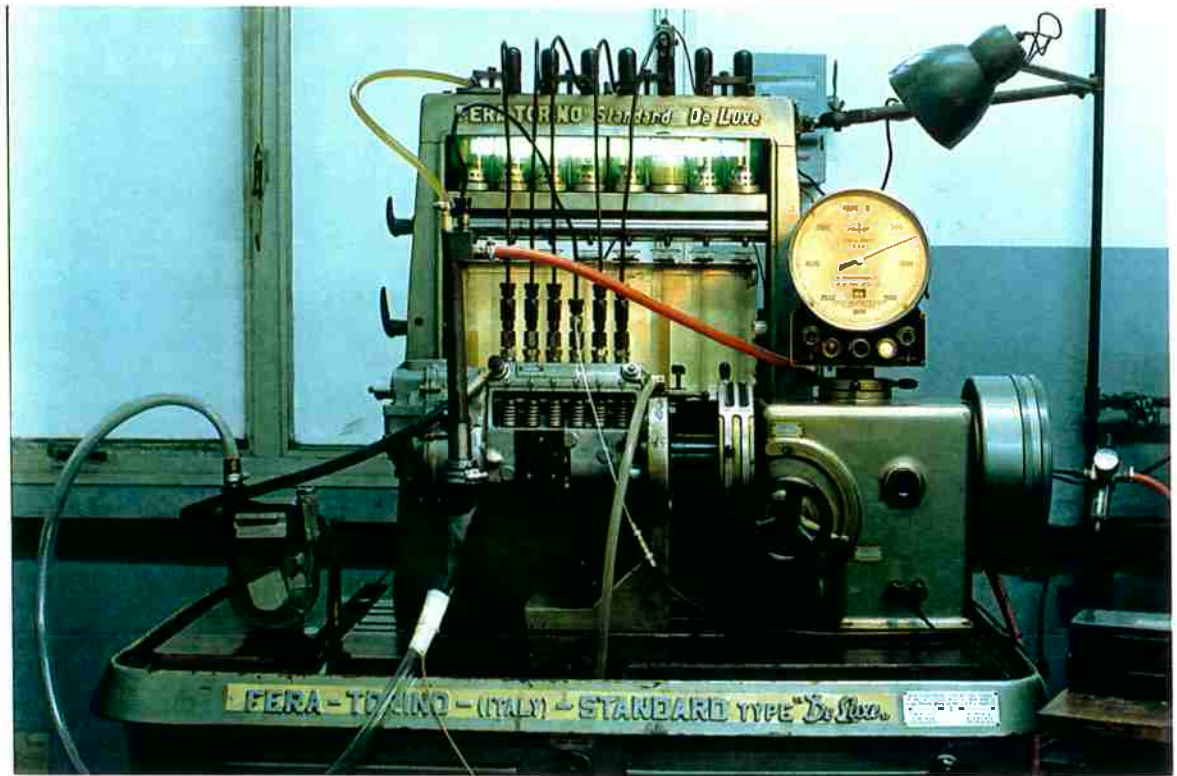


Figura 5.1: Detalhe parcial do arranjo experimental.

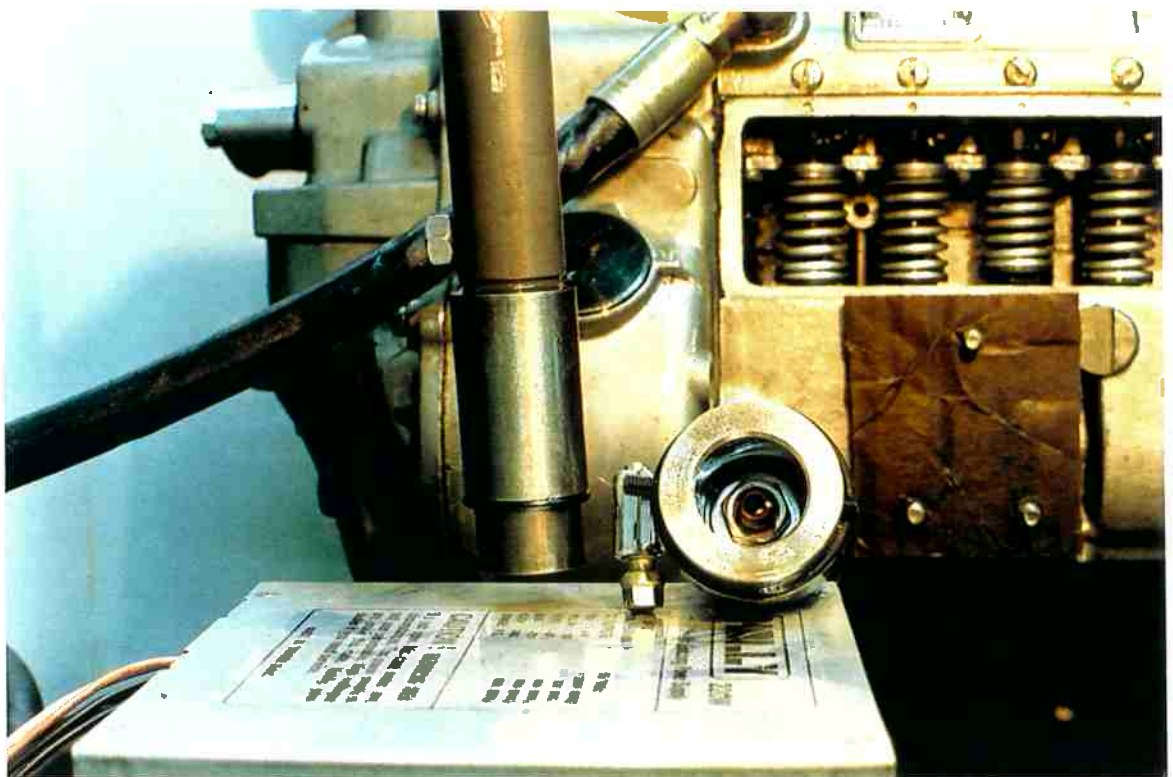


Figura 5.2: Detalhe da fixação do proxímetro ao bico injetor.

A pressão de alimentação da bomba injetora foi definida com o uso da válvula limitadora de pressão regulável da bomba de transferência da máquina de dosagem em torno de 4 bar.

O injetor foi instrumentado com um sensor de aproximação (proxímetro), montado na sua extremidade, para medir o levantamento da válvula dosadora de gás. A vazão de ar dosada foi orientada para um medidor de vazão do tipo diafragma instalado numa tubulação montada a jusante desta mesma válvula, através de um conduto de plástico transparente. Um detalhe do dispositivo utilizado para fixação do proxímetro ao bico injetor é mostrado na Figura 5.2.

Uma vista geral do arranjo é mostrada na Figura 5.3 a seguir.

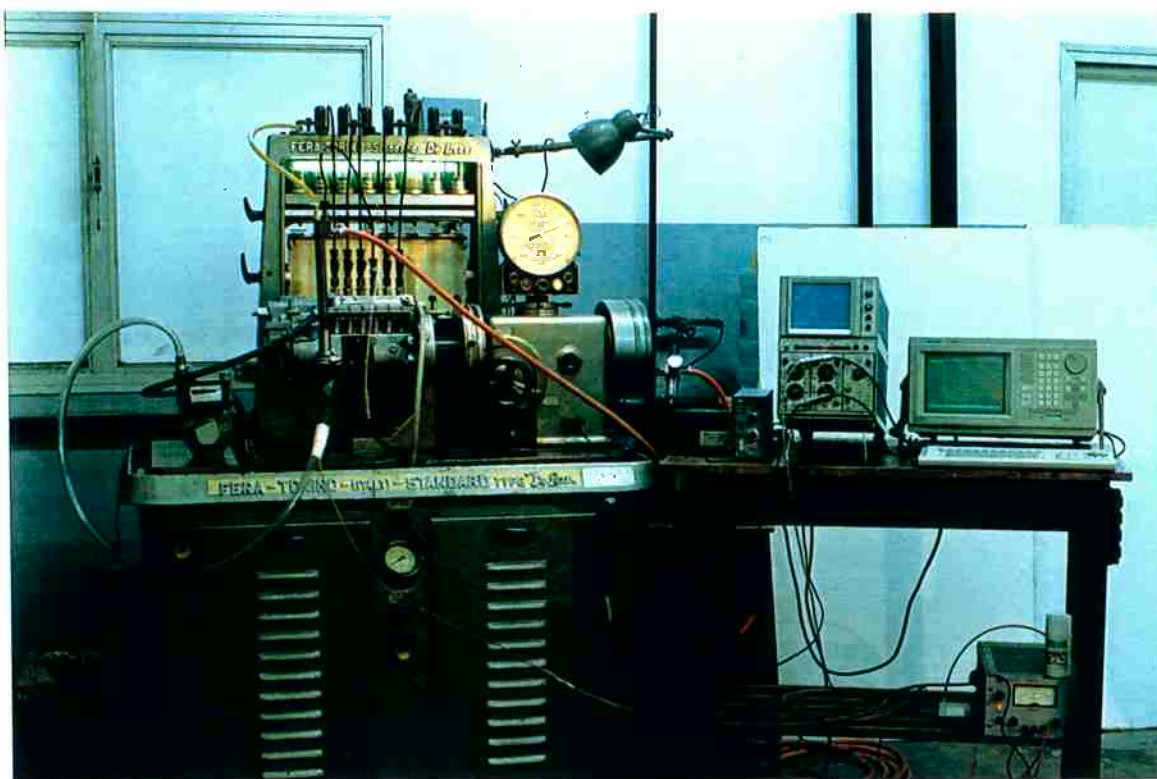


Figura 5.3: Vista geral do arranjo experimental.

As especificações dos equipamentos e instrumentos utilizados, ainda não mencionadas, se encontram relacionadas abaixo:

- Amplificador de carga Kistler, modelo 5007, utilizado em conjunto com o transdutor piezelétrico AVL modelo 8QP3000;
- Dispositivo AVL para adaptação de transdutor piezelétrico, modelo 8ZP 55;
- Sensor de aproximação IRD, modelo 17661, alimentado por fonte de tensão HP, modelo HARRISON 6290 A;
- Osciloscópio digital Tektronix, modelo 5223;
- Sistema de aquisição de dados Tektronix, modelo 2505;
- Medidor de vazão de diafragma LAO;
- Compressor Atlas-Copco; e
- Válvula reguladora de pressão Johnson.

Todos os instrumentos foram devidamente aferidos antes de suas utilizações nos ensaios.

A incerteza na medida do levantamento da válvula era de 0,01 mm na faixa utilizada.

O medidor de vazão, confrontado com instrumento padrão de medição do Laboratório de Vazão do IPT, forneceu desvios inferiores a 1,0% em toda a sua faixa de medição.

A incerteza da medida fornecida pelo manômetro incorporado à válvula redutora de pressão do ar era de 0,2 bar.

A incerteza na medida do débito de óleo hidráulico, realizada pela máquina de dosagem, que utiliza provetas e contador mecânico de número de injeções, é menor que 1,0 %; a da medida de rotação, realizada pelo tacômetro da mesma máquina, é de cerca de 10 rpm.

A posição da cremalheira era determinada por uma escala montada em sua extremidade com incerteza de 0,2 mm.

As medições de variação de pressão na linha incorporam uma incerteza máxima de cerca de 10 bar na faixa em que foram realizadas.

É importante lembrar que o valor da pressão obtida incorpora o efeito da variação do nível de tensão correspondente à pressão de referência no amplificador de carga (“drift”).

Para minimizar este efeito, antes de efetuar cada medição, adotava-se o seguinte procedimento:

- mantendo a rotação de funcionamento, levava-se a cremalheira para posição nula (interrupção do processo de bombeamento);
- aguardava-se a estabilização da pressão na linha, que devido aos vazamentos, era considerada como sendo a pressão do ar observada na câmara de dosagem do bico (pressão na linha de ar comprimido);
- definía-se o nível de tensão de saída do amplificador de carga como zero (“ground”).

Mesmo assim, considerando o tempo necessário para estabilização na nova condição de funcionamento, estima-se um erro no nível da pressão de base, devido ao “drift”, de até 15 bar.

5.2 Ensaios preliminares e aperfeiçoamento do injetor

Estes ensaios tinham por finalidade verificar as curvas de resposta do injetor à atuação hidráulica e a compatibilidade dos valores obtidos de vazão de gás para condições típicas de funcionamento de motores de médio porte. Em função dos resultados obtidos,

seriam realizados alguns aperfeiçoamentos no protótipo e reavaliações das hipóteses feitas no modelo com conseqüentes introduções e alterações de rotinas do programa computacional. Surgiriam, também, subsídios para modificações nas futuras versões do injetor.

Nos primeiros ensaios realizados com o bico injetor foram observados vazamentos de ar e de óleo hidráulico na válvula dosadora. Estes vazamentos eram gerados pelo mal assentamento do pistão dosador em sua sede e pela incompatibilidade de comprimentos do pistão e da válvula com a espessura do disco-batente do pistão atuador. Este disco, montado entre o corpo do injetor e o conjunto de fixação da válvula nele rosqueado, servia também como um espaçador.

Após exaustivos trabalhos de metrologia e de usinagem, o vazamento de ar, mais importante para o bom funcionamento do injetor, foi eliminado. Apesar da deformação elástica da haste da válvula ser da ordem de centésimo de milímetro, não se conseguiu vedação eficiente nas duas sedes por imprecisão de forma. Isto aconteceu com o comprometimento de uma eficiente vedação entre o pistão atuador e sua sede

Outro trabalho que despendeu certo esforço foi o de definição da área da restrição imposta ao escoamento do óleo para a linha de retorno. Isto foi realizado com o uso de peças de pequenas dimensões, como a mostrada na Figura 5.4 onde D e d são diâmetros de cerca de 2mm e 0,9 mm respectivamente e h um comprimento próximo de 2,5 mm.

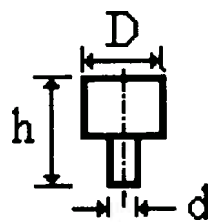


Figura 5.4: Desenho esquemático do pino calibrador.

Estas peças, alojadas na linha de retorno com a extremidade de diâmetro d introduzida no orifício de retorno pré-usinado com 1mm de diâmetro, deveriam ser substituídas até serem observadas aberturas de válvula dosadora e pressões residuais na linha de alta pressão satisfatórias.

Entretanto, à medida que os propósitos acima eram atingidos com as substituições do pino calibrador, eram observadas oscilações de pressão pouco amortecidas na linha de alta pressão mesmo quando as áreas de orifício de retorno eram bastante grandes. Isto demonstrava pequena dissipação da energia total acumulada no sistema.

A Figura 5.5 a seguir mostra um exemplo de curvas de pressão na linha de alta pressão e de abertura da válvula dosadora obtido nestas condições.

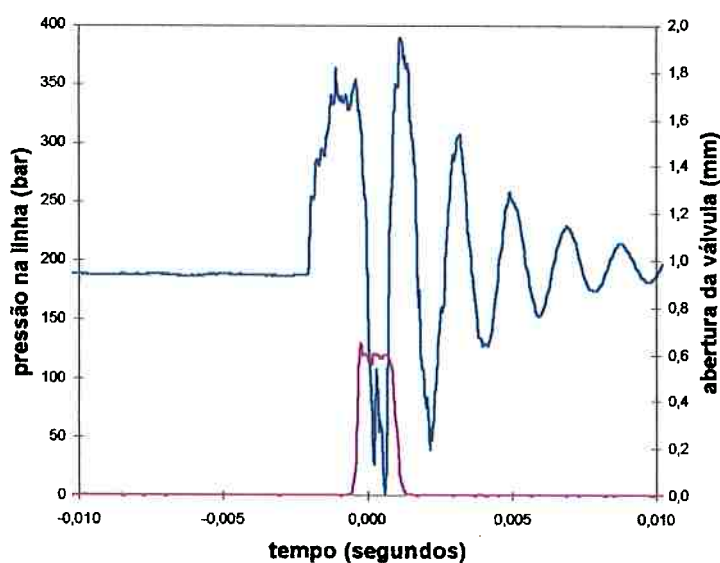


Figura 5.5: Curvas de evolução da pressão na linha de alta pressão e de abertura da válvula dosadora (protótipo sem modificação).

Analisando os volumes mortos existentes no injetor, optou-se pelo encamisamento do seu longo furo existente entre a conexão com o tubo de alta pressão e a câmara do pistão

atuador. O objetivo era reduzir o volume de óleo no sistema como um todo e, portanto, o acúmulo de energia potencial de pressão.

A área da seção transversal de escoamento do trecho encamisado foi feita igual àquela do tubo.

A Figura 5.6 mostra a forma das novas curvas mencionadas acima após a realização do encamisamento e para as mesmas condições de funcionamento da bomba injetora (750 rpm e 9,0 mm de cremalheira).

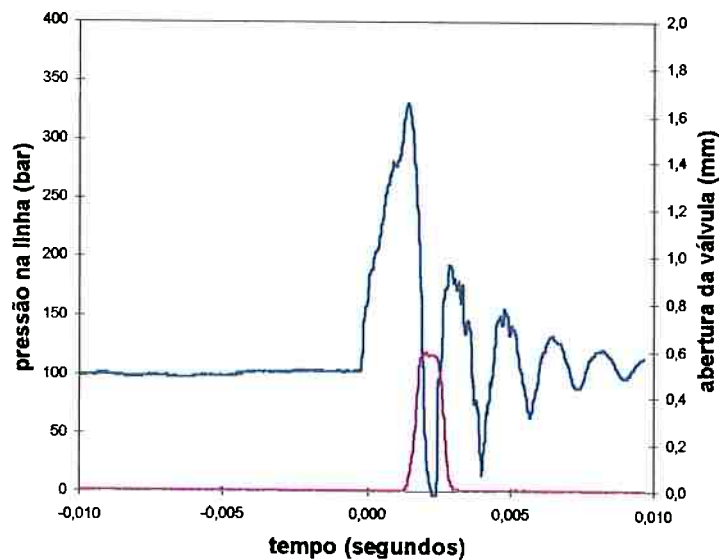


Figura 5.6: Curvas de evolução da pressão na linha de alta pressão e de abertura da válvula dosadora (protótipo modificado).

5.3 Ensaio de desempenho do injetor e aperfeiçoamentos do modelo

Tendo julgado que as condições de funcionamento do sistema eram satisfatórias após a realização da modificação no injetor, os experimentos foram realizados para três diferentes rotações de acionamento e quatro cursos de cremalheira. É importante

ressaltar que, tanto o pré-curso de 2,2 mm quanto os demais parâmetros de regulação da bomba injetora mantiveram-se iguais aos especificados pelo fabricante para sua aplicação original.

A Tabela 5.1 a seguir fornece um resumo dos dados direta e indiretamente obtidos nestes ensaios.

Rotação (rpm)	Cremalheira (mm)	vazão de óleo (ml/1000 injeções)	vazão de ar (mg/inj)	pressão do ar (bar)abs	pressão residual (bar)abs
750	14,0	95,0	25,11	7,5	120
750	10,2	56,5	14,67	7,4	120
750	9,0	42,0	12,02	7,7	100
750	8,0	32,0	9,21	7,9	90
550	14,0	96,0	25,23	7,6	135
550	10,2	51,5	13,45	7,8	80
575	9,0	37,0	10,18	8,2	80
575	8,0	29,5	6,69	8,2	85
350	14,0	97,5	33,54	7,2	130
350	10,2	50,0	12,22	7,4	65
350	9,0	32,0	6,08	7,5	80
350	8,0	24,5	1,33	7,8	90

Tabela 5.1 - Dados obtidos nos ensaios do bico injetor após modificação.

As curvas de desempenho correspondentes serão apresentadas posteriormente em comparações com curvas simuladas em condições semelhantes àquelas em que o sistema de injeção foi ensaiado.

Para efeito de simulação, antes de efetuar a modificação no bico injetor, a linha de alta pressão era considerada como um trecho reto de seção constante onde somente perdas de carga de natureza distribuída eram contabilizadas; o volume correspondente ao furo longo do corpo do injetor era tratado como concentrado. Posteriormente à modificação, este volume passou a ser tratado como um trecho da linha de comprimento total igual a 780 mm (soma dos comprimentos do trecho encamisado do injetor e do tubo de alta

pressão). O volume existente entre a conexão do tubo de alta pressão ao injetor e seu furo longo, decorrente das furações de ligação, foi introduzido no modelo como um trecho de tubo de seção transversal diferente. Este volume caracteriza-se por um trecho de 15 mm de comprimento e 4 mm de diâmetro, com uma de suas extremidades situada a 550 mm da saída da bomba injetora e outra a 215 mm da câmara do injetor.

A modificação implementada no método das características corresponde a um modelo simples que considera conexões em série de trechos retos de tubos (WYLIE e STREETER, 1978). Nele, as vazões e as pressões nas seções limítrofes de trechos com mudanças de diâmetro são avaliadas pelas expressões

$$Q_{1,2} = \frac{Cp_1 - Cm_2}{B_1 - B_2} \quad (5.1)$$

e

$$P_{1,2} = Cp_1 - B_1 Q_{1,2} \quad (5.2)$$

onde, no caso, os índices 1 e 2 correspondem às seções a montante e a jusante da seção do tubo em que ocorre a mudança de diâmetro D_1 para D_2 .

As variáveis auxiliares Cp_1 , Cp_2 , B_1 e B_2 são calculadas como mostrado abaixo

$$Cp_1 = P_1 + B_1 Q_1 - R_1 Q_1 |Q_1|, \quad (5.3)$$

$$Cm_2 = P_2 - B_2 Q_2 + R_2 Q_2 |Q_2|, \quad (5.4)$$

$$B_1 = \frac{4 \rho_1 c_1}{\pi D_1^2}, \quad (5.5)$$

$$B_2 = \frac{4 \rho_2 c_2}{\pi D_2^2}, \quad (5.6)$$

$$R_1 = \frac{8 \rho_1 f_1 \Delta x}{\pi^2 D_1^5} \quad (5.7)$$

$$R_2 = \frac{8 \rho_2 f_2 \Delta x}{\pi^2 D_2^5} \quad (5.8)$$

onde:

Δx é o comprimento do trecho da linha,

ρ_i é a massa específica do óleo na seção i ,

c_i é a celeridade das ondas de pressão na seção i e,

f_i é o coeficiente de perda de carga distribuída no trecho i .

Nos ensaios de desempenho do sistema de injeção, como mencionado anteriormente, foi utilizado ar comprimido em substituição ao gás natural e, portanto, no programa computacional todos os valores das grandezas físicas importantes associadas ao gás foram substituídas por correspondentes do ar.

Tendo sido observados, nos ensaios do protótipo do bico injetor, valores significativamente menores para o primeiro pico de pressão na linha e para o volume de ar dosado, relativamente aos obtidos via simulação e após uma verificação exaustiva do programa simulador, procurou-se identificar aspectos de funcionamento da bomba injetora que não tivessem sido considerados no modelo e pudessem ser motivos para este desvio.

Uma análise detalhada da curva experimental de variação de pressão na câmara de descarga da bomba, considerada coincidente com a da extremidade do tubo, indicou uma oscilação com frequência de cerca de 900 Hz, que não encontrava correspondência no modelo implementado. Esta frequência mostrou-se coincidente com a frequência natural do eixo de comando da bomba que, após um pré-cálculo das solicitações, passou a ter consideradas suas deformações provocadas pelos esforços decorrentes da pressão do óleo na câmara da bomba. A bomba utilizada possui apenas mancais nas extremidades deste eixo e, portanto, uma deformação considerável acontecia no seu trecho central, onde, exatamente, estava instalado o injetor.

Correspondentemente, a equação do modelo que fornece a taxa de variação de pressão na câmara da bomba foi modificada de acordo com o desenvolvimento feito abaixo.

O deslocamento real do pistão dosador foi determinado tomando por base o modelo físico representado na Figura 5.7.

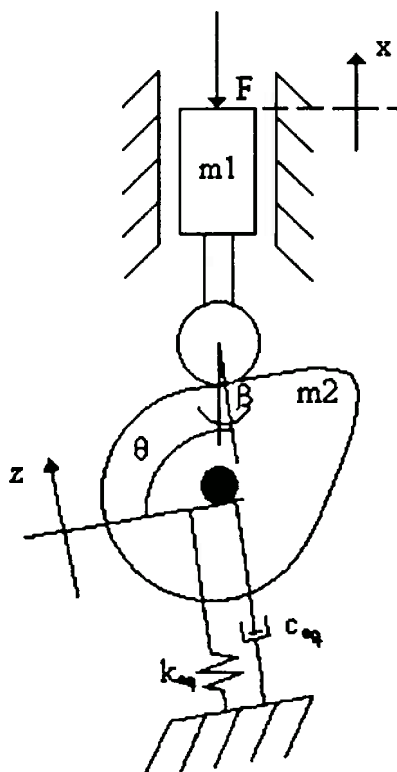


Figura 5.7:Esquema para determinação da equação do movimento do pistão dosador.

A partir da integração da nova equação (5.9) que considera o movimento relativo entre o eixo de camo e o pistão dosador

$$\left(m_2 + \frac{m_1}{\cos^2(\beta)}\right) \ddot{x} = c_{eq}(\dot{s} - \dot{x}) + k_{eq}(s - x) - \frac{F_p}{\cos^2(\beta)} + m_2 \ddot{s}, \quad (5.9)$$

obtida de

$$m_1 \ddot{x} + F_p = N \cos(\beta) \quad (5.10)$$

$$e \quad m_2 \ddot{z} = -N - k_{eq}z - c_{eq} \dot{z} \quad (5.11)$$

$$\text{com} \quad s = x - \frac{z}{\cos(\beta)} \quad (5.12)$$

onde:

m_1 é a massa do conjunto dosador,

m_2 é a massa equivalente do eixo de comando,

c_{eq} é a constante de amortecimento equivalente do eixo de comando,

k_{eq} é a rigidez equivalente do eixo de comando,

F_p é a força de pressão, e

N é a força normal na superfície de contato entre o pistão dosador e o eixo de comando.

Considerando que a parcela $m_2 \ddot{s}$ assume um valor máximo da ordem de 80 N, que é desprezível em relação às demais parcelas da equação (5.9), este sistema de segunda ordem pode ser modelado, sem introduzir erros significativos, como o sistema descrito pela equação (5.13) a seguir:

$$m_c \frac{dV_c}{dt} = 2m_c \zeta \omega (V_p - V_c) + m_c (S_p - S_c) \omega^2 - \frac{P_p A_p}{\cos^2(\beta)} \quad (5.13)$$

$$\text{com } \omega = 2\pi f \quad (5.14)$$

e onde

m_c é a massa equivalente do conjunto,

ζ é o fator de amortecimento do conjunto,

f é a frequência natural do conjunto,

ω é a frequência angular natural do conjunto,

V_c é a velocidade de subida do pistão dosador,

$(Sp-Sc)$ é o deslocamento do pistão dosador em relação ao camo na direção de interesse, $(Vp-Vc)$ é a velocidade do pistão atuador em relação ao camo na direção de interesse, β é o ângulo formado entre a direção do movimento do pistão dosador e a perpendicular ao camo no ponto de contato, e

$P_p A_p$ corresponde à força de pressão F_p .

As Figuras 5.8 e 5.9 a seguir confrontam as curvas de evolução da pressão na linha e de abertura da válvula dosadora de gás obtidas no ensaio do protótipo (cor-de-rosa) e via simulação (azul) para a condição de funcionamento da bomba injetora caracterizada por 550 rpm e 10,2 mm de cremalheira, antes e após a modificação do programa. A Figura 5.10 mostra as alterações obtidas nas curvas de consumo de óleo hidráulico (cor-de-rosa) e de dosagem de gás (azul).

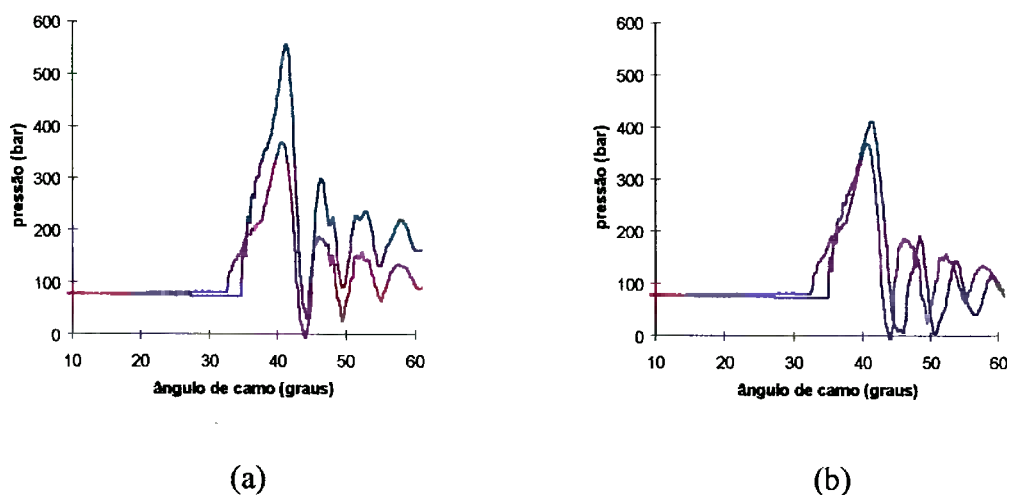


Figura 5.8: Confronto entre curvas de evolução de pressão na linha de alta pressão, antes (a) e após (b) a introdução da deformação do camo no modelo.

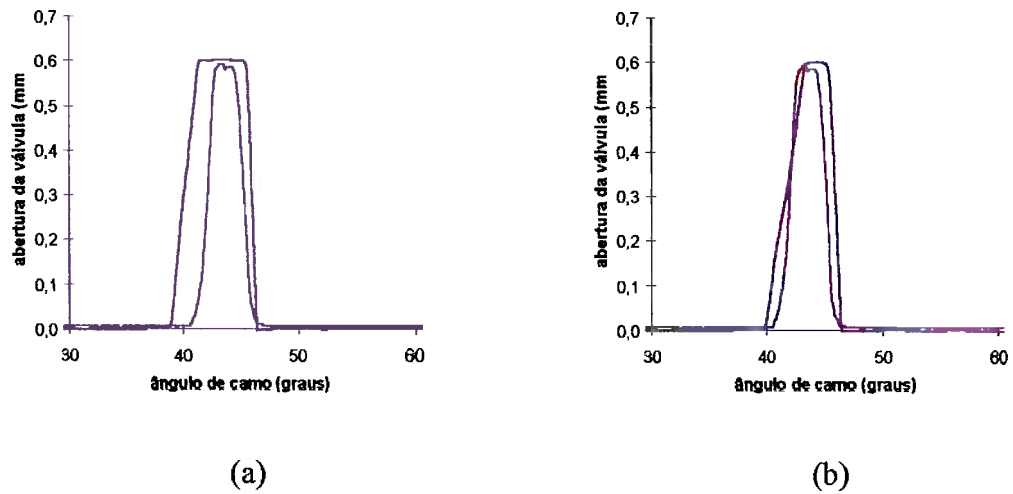


Figura 5.9: Confronto entre curvas de abertura da válvula dosadora de gás, antes (a) e após (b) a introdução da deformação do camo no modelo.

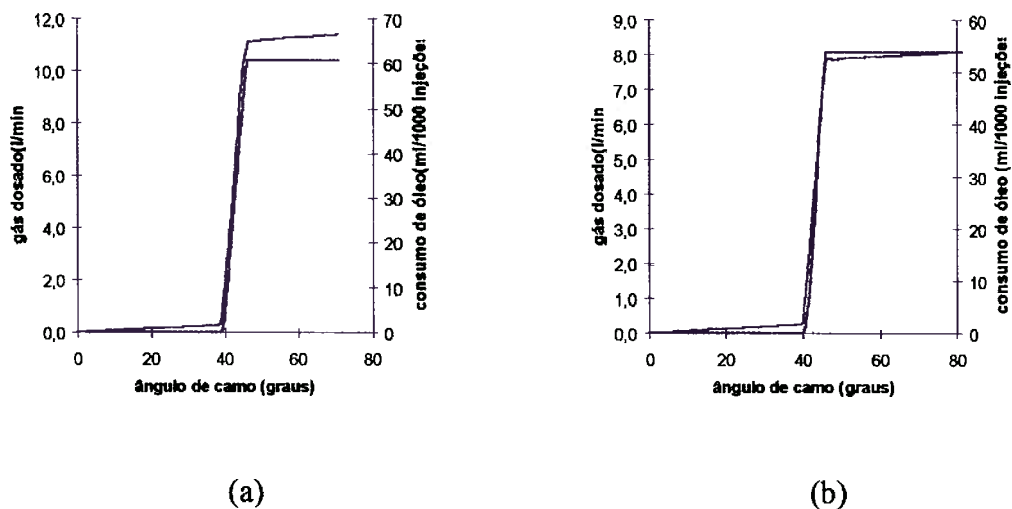


Figura 5.10: Confronto entre curvas de débito de óleo e de volume de gás dosado, antes (a) e após (b) a introdução da deformação do camo no modelo.

Apesar de existirem diferenças entre as curvas obtidas via simulação e as observadas, nota-se que a consideração do movimento relativo entre o camo e o pistão dosador da bomba introduz uma redução nos valores das pressões máximas e no tempo de abertura da válvula dosadora de gás, com conseqüentes reduções na pressão residual na linha e

nos valores do débito de óleo e de vazão de ar, aproximando-os dos medidos, relacionados na Tabela 5.1 (51,5 ml de óleo/1000 injeções e 13,45 mg de ar/min).

Outra modificação introduzida no modelo, em função dos resultados obtidos nos ensaios de desempenho do protótipo, foi a consideração da mistura de ar no óleo hidráulico promovida, provavelmente, pelo fato do reservatório de óleo da máquina de dosagem ter pequenas dimensões e não possuir separador de bolhas.

Este ar, apenas misturado ao óleo hidráulico na galeria da bomba, promove uma redução no valor do módulo de elasticidade volumétrica do óleo. Isto pode explicar as menores taxas de crescimento das pressões observadas durante o processo de injeção nos resultados experimentais em relação àquelas previstas com o uso do programa simulador.

Após a dissolução do ar no óleo com o aumento de pressão imposta à mistura, valores de celeridade compatíveis com aqueles da literatura ajustam as frequências de oscilação observadas no final do processo de injeção.

É importante ressaltar que, pelos mesmos motivos mencionados acima, as medidas de vazão de óleo relacionadas na Tabela 5.1 também tornam-se pouco representativas do débito real do sistema.

Esta modificação, aplicada ao volume da câmara da bomba, foi feita levando em conta o esquema mostrado na Figura 5.11.

Admitindo transformações isoentrópicas típicas de gases perfeitos para o ar, pode-se escrever

$$\frac{\Delta p_{oleo}}{K_{oleo}} V_{oleo} = - \Delta V_{oleo} , \quad (5.15)$$

$$\frac{\Delta p_{oleo}}{k p_{oleo}} V_{ar} = -\Delta V_{ar}, \quad (5.16)$$

e

$$\frac{\Delta p_{oleo}}{K_{equiv}} (V_{oleo} + V_{ar}) = -(\Delta V_{oleo} + \Delta V_{ar}) \quad (5.17)$$

onde:

K_{oleo} é o módulo de elasticidade volumétrica do ar,

k é a constante politrópica do ar,

K_{equiv} é o módulo de elasticidade equivalente da mistura bifásica,

p_{oleo} é a pressão estática do óleo,

V_{ar} é a parcela de ar no volume da mistura e ΔV_{ar} é a variação desta parcela para uma variação Δp_{ar} igual a Δp_{oleo} , e

V_{oleo} é a parcela de óleo no volume da mistura e ΔV_{oleo} é a variação desta parcela para uma variação Δp_{oleo} .

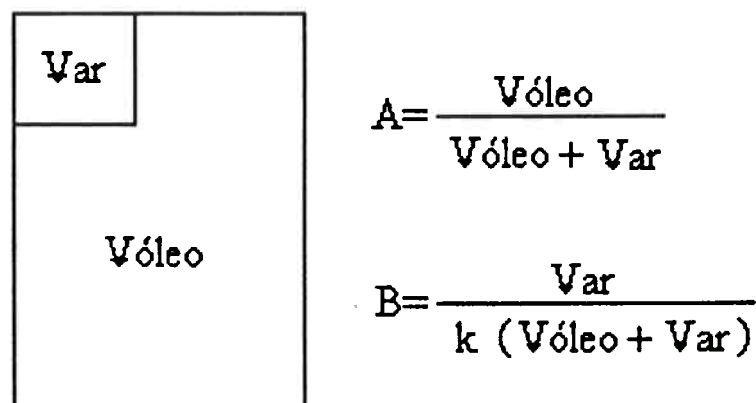


Figura 5.11: Esquema utilizado para cálculo da variação do módulo de elasticidade volumétrica com a mistura de ar no óleo hidráulico.

Substituindo (5.15) e (5.16) em (5.17) resulta:

$$\frac{I}{K_{equiv}} = \frac{I}{K_{oleo}} \left(\frac{V_{oleo}}{V_{oleo} + V_{ar}} \right) + \frac{I}{kP_{oleo}} \left(\frac{V_{ar}}{V_{oleo} + V_{ar}} \right) \quad (5.18)$$

Isto indica que, utilizando as constantes A e B indicadas na Figura 5.11, pode-se escrever

$$K_{equiv} = \frac{K_{oleo} P_{oleo}}{A P_{oleo} + B K_{oleo}} \quad (5.19)$$

observando que, para pequenas diluições do óleo com ar, A se aproxima da unidade e B

se aproxima de
$$B = \frac{V_{ar}}{kV_{oleo}} \quad (5.20)$$

A relação $\frac{V_{ar}}{V_{oleo}}$, denominada *armix* no programa computacional, foi definida em torno de 0,005 (0,5%) durante o processo de ajuste da frequência de oscilação da pressão na linha (e portanto da celeridade) observada no final do processo de injeção.

As Figuras 5.12 e 5.13 confrontam curvas medidas e simuladas, antes e depois da implementação do efeito da mistura de ar no óleo (*armix* = 0,005) para uma rotação de 350 rpm e 8,0 mm de cremalheira.

Observa-se que o valor de pressão residual após a injeção nas curvas medidas é significativamente maior que o valor correspondente no início da injeção. Tal fato decorre necessariamente de vazamentos que ocorrem a jusante da válvula de descarga da bomba injetora.

Esse vazamento, que não foi possível eliminar por ocasião da lapidação final das sedes da válvula e do pistão atuador, provoca uma queda da pressão residual na linha entre o final de um ciclo de injeção e o início do subsequente, efeito que é mais sensível em rotações menores.

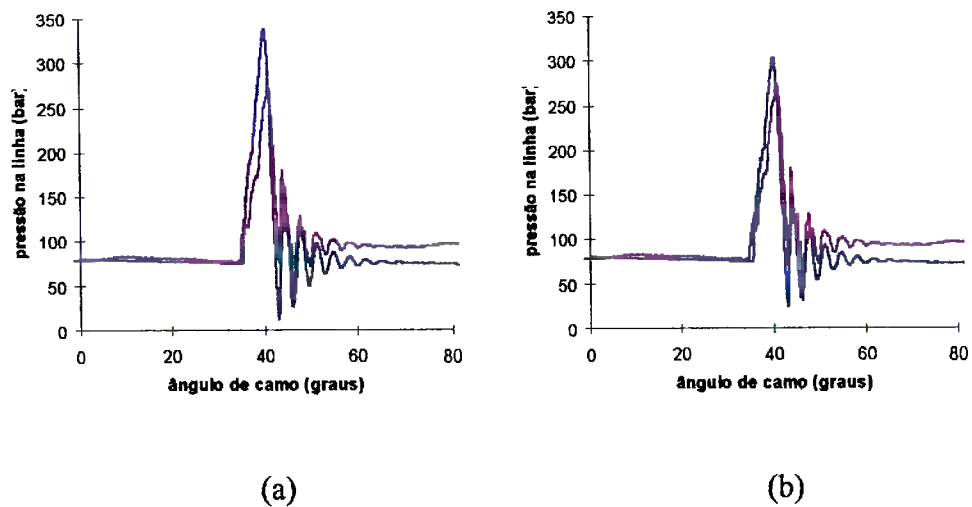


Figura 5.12: Confronto entre curvas de evolução de pressão na linha de pressão, medidas e simuladas, antes (a) e após (b) a introdução da mistura de ar no óleo.

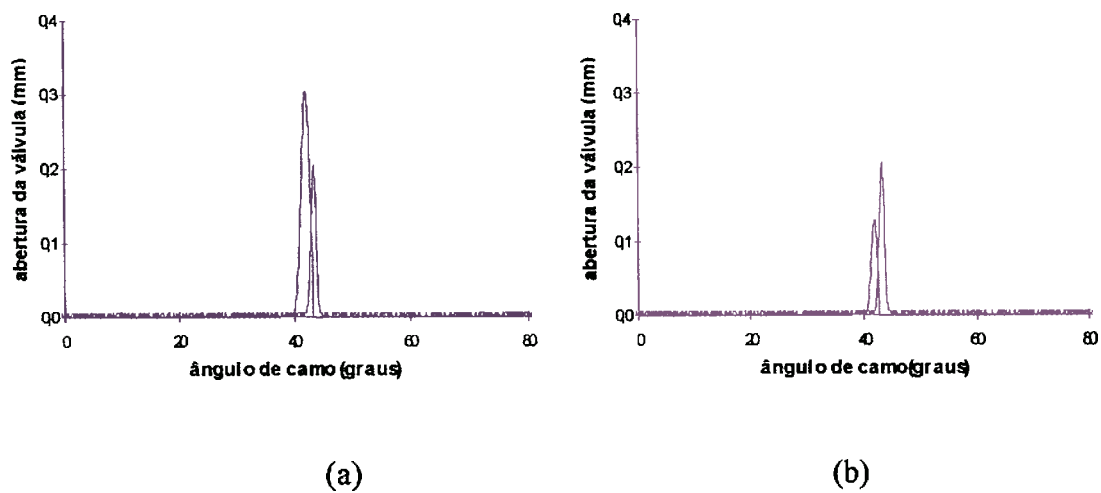


Figura 5.13: Confronto entre curvas de abertura da válvula dosadora de gás, medidas e simuladas, antes (a) e após (b) a introdução da mistura de ar no óleo.

Vale mencionar que durante o ensaio do protótipo foi observada a presença de óleo arrastado pelo ar no conduto de plástico transparente que ligava a válvula dosadora ao medidor de vazão de ar.

Para incorporar este aspecto no modelo, foi introduzido um vazamento entre o pistão atuador e sua sede no bico injetor, que fornece a mesma variação de pressão residual observada nos ciclos medidos.

As reaberturas da válvula de dosagem observadas durante as medições, para deslocamentos de cremalheira maiores que 14 mm, também são reproduzidas pelo modelo implementado, conforme mostram as Figuras 5.14 e 5.15.

A calibração final do programa simulador foi feita ajustando o produto $Cd_{ret} A_{ret}$ (área efetiva de escoamento pelo orifício que comunica a câmara de retorno com a linha de retorno do óleo hidráulico no bico injetor), para reproduzir um levantamento da válvula dosadora semelhante aos medidos. O valor deste produto, apesar de se esperar que não varie significativamente entre as diversas condições ensaiadas, interfere significativamente no desenvolvimento da curva de pressão na linha. Particularmente, a pressão residual diminui com o aumento deste produto.

Vale observar que a incerteza no valor da área geométrica de passagem utilizada no experimento era bastante grande, uma vez que no protótipo ela era definida pela diferença entre a área de um furo de cerca de 1mm de diâmetro e a de um pino de cerca de 0,9 mm de diâmetro.

As Figuras 5.16 e 5.17 mostram o efeito da variação dessa área efetiva para 750 rpm e 10,2 mm de cremalheira para $Cd_{ret} A_{ret}$ respectivamente iguais a 0,0585 e 0,0914 mm².

Os valores finais dos diversos parâmetros utilizados no modelo de simulação são aqueles apresentados na listagem do programa mostrado no anexo A.

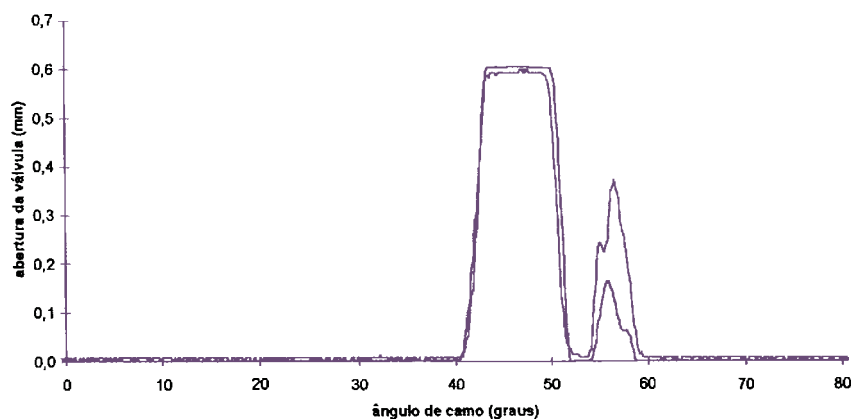


Figura 5.14: Confronto das curvas de abertura da válvula dosadora, medida (cor-de-rosa) e simulada (azul), mostrando reabertura para rotação de 750 rpm da bomba injetora e 14mm de cremalheira.

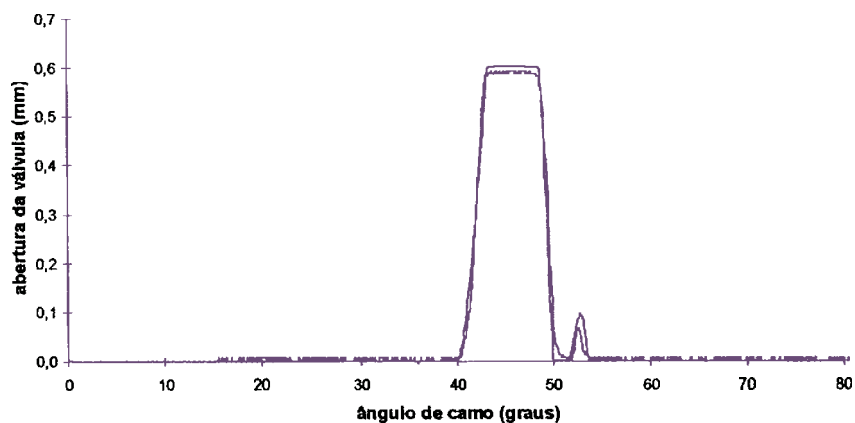
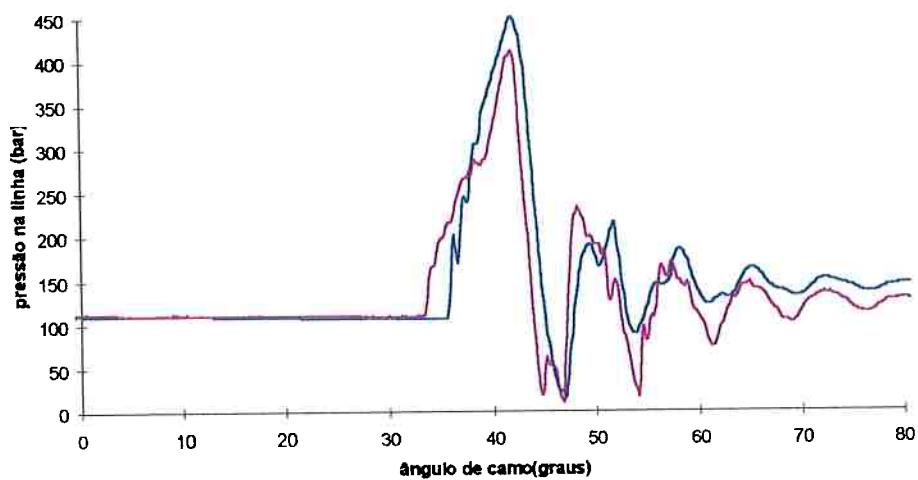
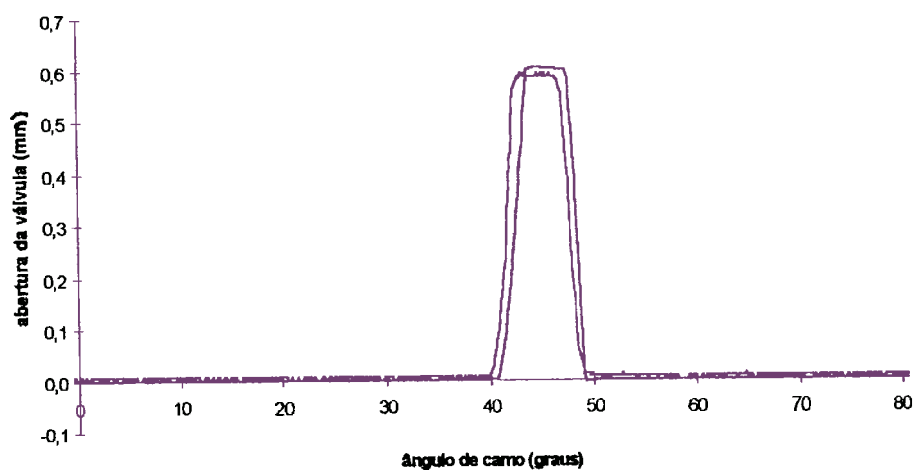


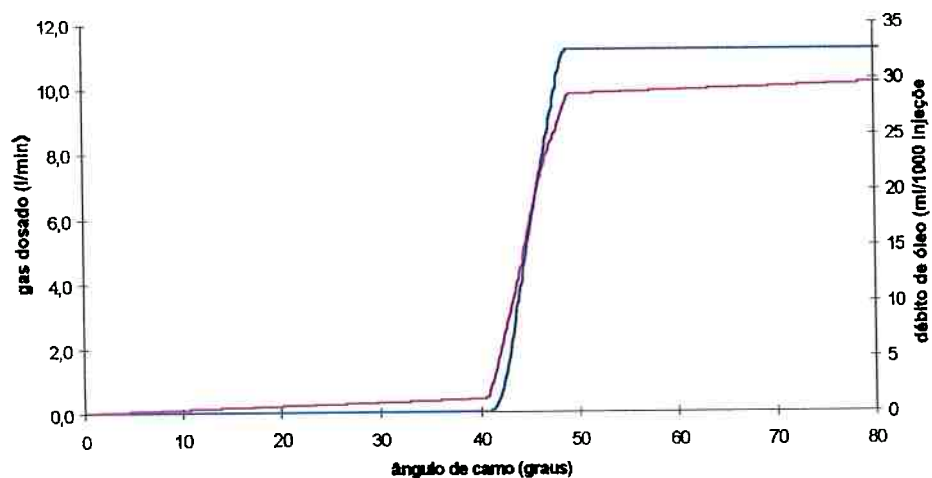
Figura 5.15: Confronto das curvas de abertura da válvula dosadora, medida (cor-de-rosa) e simulada (azul), mostrando injeção secundária para rotação de 550 rpm da bomba injetora e 14mm de cremalheira.



(a)



(b)



(c)

Figura 5.16: Comparação entre curvas medidas e simuladas para $Cd_{ret}A_{ret}$ igual a $0,0585 \text{ mm}^2$ para 10,2 mm de cremalheira e 750 rpm.

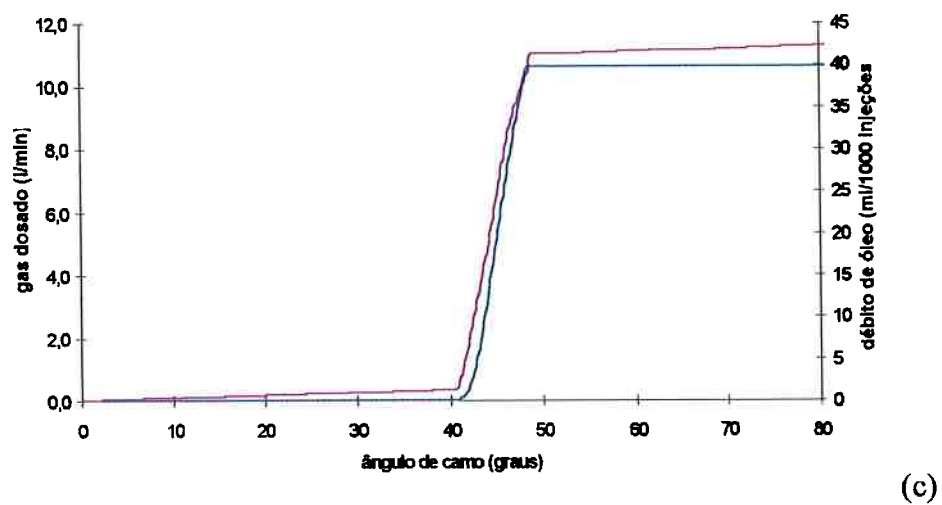
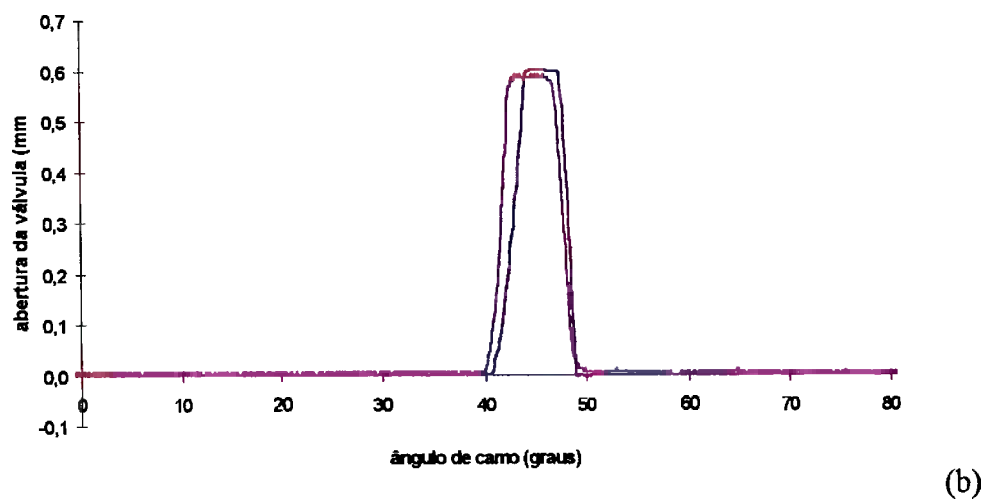
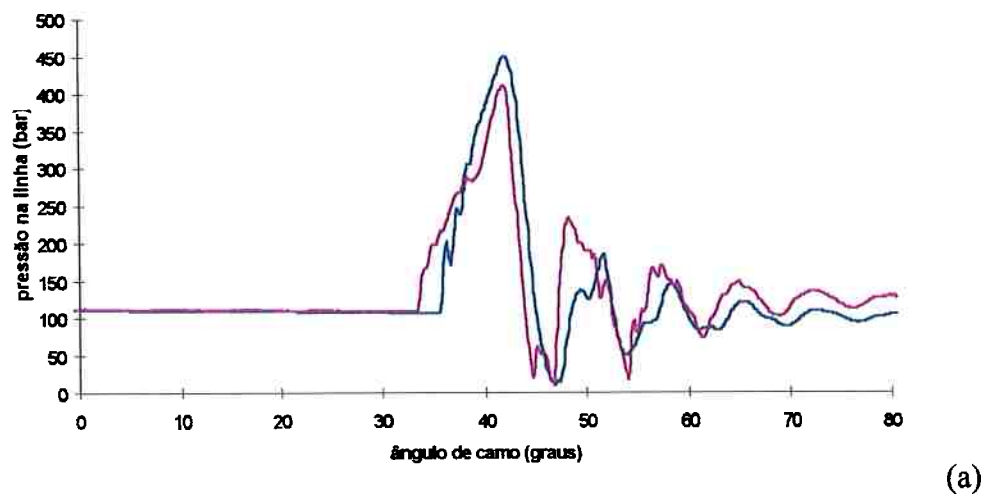


Figura 5.17: Comparação entre curvas medidas e simuladas para $Cd_{ret}A_{ret}$ igual a $0,0914\text{mm}^2$ para 10,2 mm de cremalheira e 750 rpm.

5.4 Comparação dos resultados experimentais e simulados

Após o aperfeiçoamento e calibração do modelo, foram realizadas as simulações correspondentes às condições ensaiadas.

As Figuras 5.18 até 5.29 apresentam conjuntamente as curvas medidas (cor-de-rosa) e simuladas (azul) de evolução de pressão na linha de injeção e de abertura da válvula.

Observa-se que, para curso de cremalheira de 14 mm, condição para a qual ocorre reabertura da válvula, os resultados simulados, apesar de prevê-la, são em geral, pouco satisfatórios em termos de reprodução da curva de pressão. É importante lembrar que a bomba utilizava a regulagem recomendada para sua aplicação original e que, na condição mencionada acima, fenômenos dinâmicos que não necessitavam ser considerados no seu dimensionamento passam a ser relevantes. O programa simulador, ao produzir esses resultados pouco aderentes, de certa forma, indica, através de uma avaliação de natureza hidráulica, a precária controlabilidade mecânica desta condição de funcionamento.

Nos ensaios em que a bomba trabalha próxima dos limites especificados (cremalheiras com cursos entre 6,0 e 9,5 mm) a aderência das curvas torna-se bastante satisfatória.

Em baixas rotações e para cremalheiras de valores menores, próximas da condição de corte de débito, o erro de medição do valor do curso da cremalheira passa a ter um maior significado; pequenas variações em seus valores podem definir resultados bastante diferentes quer no ensaio experimental, quer na simulação. Este comportamento pode ser verificado no programa simulador que, portanto, corrobora a conhecida dificuldade do conjunto mecânico se auto-regular nestas condições.

Em todas as simulações realizadas, incluindo algumas com grande variação de parâmetros, o programa simulador apresentou sempre resultados coerentes, o que demonstra robustez, conseguida com o uso de uma abordagem mais adequada do que a utilizada anteriormente no mestrado deste autor, fica demonstrada.

A Tabela 5.2 relaciona os resultados de vazão de óleo e de ar medidos e obtidos via simulação para comparações.

Rotação (rpm)	Cremalheira (mm)	vazão de óleo medida (mm ³ / injeção)	vazão de óleo simulada (mm ³ / injeção)	vazão de ar medida (mg/inj)	vazão de ar simulada (mg/inj)
750	14,0	95,0	58,6	25,11	26,90
750	10,2	56,5	31,0	17,07	16,68
750	9,0	42,0	26,6	12,02	13,71
750	8,0	32,0	19,4	9,21	9,73
550	14,0	96,0	59,5	25,23	21,49
550	10,2	51,5	31,7	13,45	11,27
575	9,0	37,0	26,6	10,18	8,96
575	8,0	29,5	20,2	6,69	4,62
350	14,0	97,5	67,6	33,54	36,67
350	10,2	50,0	34,5	12,22	16,98
350	9,0	32,0	26,8	6,08	7,46
350	8,0	24,5	18,6	1,33	2,36

Tabela 5.2 - Resultados obtidos nos ensaios do bico injetor após modificação.

Observa-se que as vazões de ar dosado obtidas por simulação oscilam em torno dos valores medidos. A variação observada pode ser explicada quando se consideram as diferenças entre as curvas simuladas e medidas de levantamento da válvula dosadora e as incertezas de medição de pressão de alimentação e vazão de ar.

As vazões de óleo obtidas via simulação são sempre menores que as obtidas nos ensaios. Vale a pena lembrar que, durante a realização dos ensaios de desempenho, estas medições ficavam prejudicadas pela quantidade excessiva de ar misturado no óleo, na

forma de microbolhas, que não era eliminada em tempo hábil para as medições. Estas medições foram realizadas exclusivamente para que as medidas fossem tomadas como valores indicativos. É importante observar ainda que, nas figuras onde a evolução de débito de óleo é mostrada, os valores indicados no eixo correspondente são parciais. Na totalização deste débito, relacionado na Tabela 5.2 para comparação com os dados medidos, foram considerados os vazamentos que ainda ocorrem no restante da volta completa do camo.

Pode-se concluir, apesar dos erros totais envolvidos nas medições das vazões de ar e óleo, que o modelo simulador, após a calibração dos parâmetros, representa satisfatoriamente o sistema de injeção proposto, na sua faixa normal de utilização.

Nesta etapa, outras alterações de parâmetros característicos do sistema de injeção, tais como diâmetro interno da linha de alta pressão, uso de válvula de descarga com colarinhos de comprimentos diferentes e, principalmente, uso de menor pré-curso de elemento dosador, não foram exploradas experimentalmente na expectativa de uma melhor definição de valores convenientes para estes parâmetros através do uso do programa simulador.

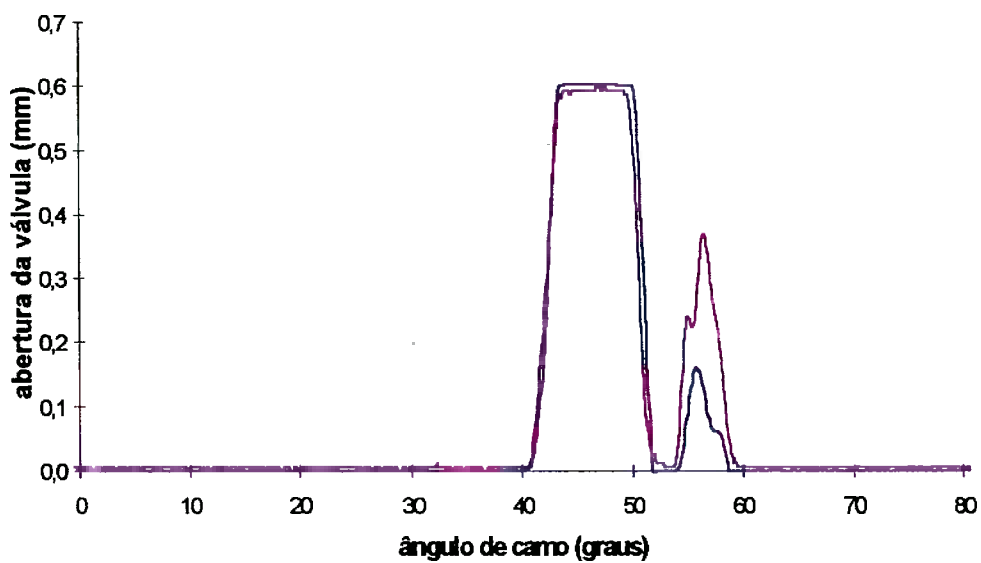
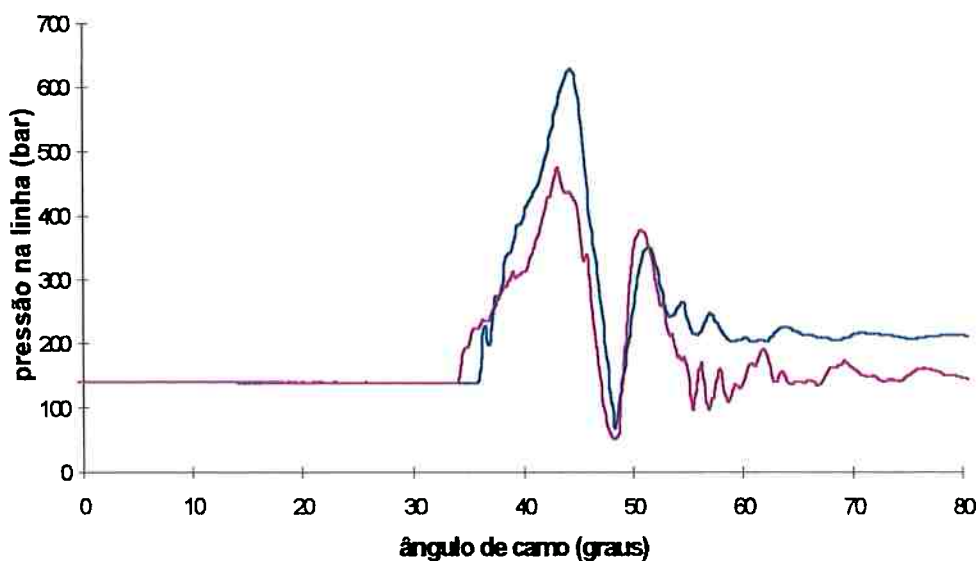


Figura 5.18: Curvas medidas e simuladas para 750 rpm e 14 mm de cremalheira.

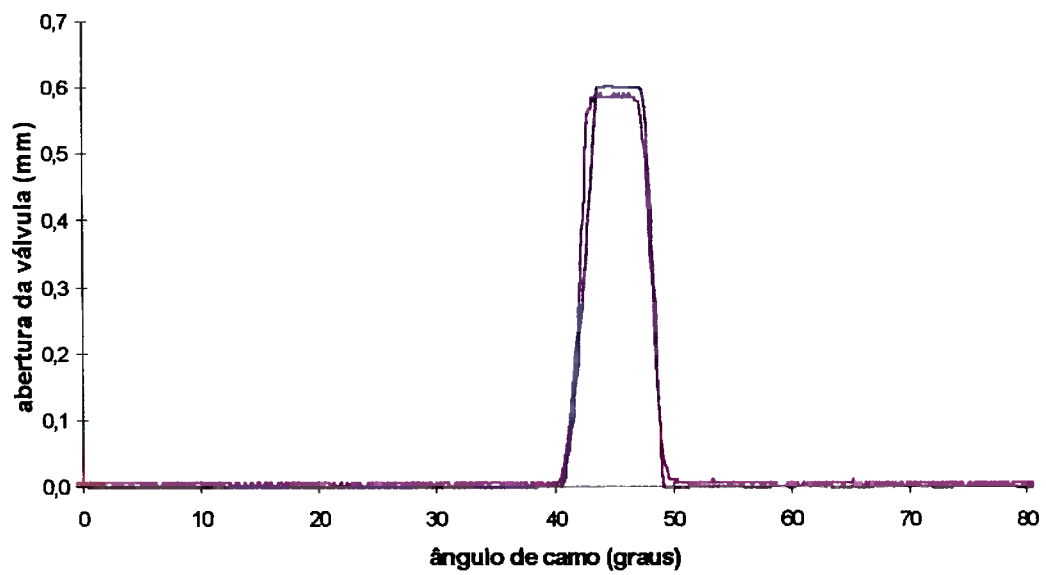
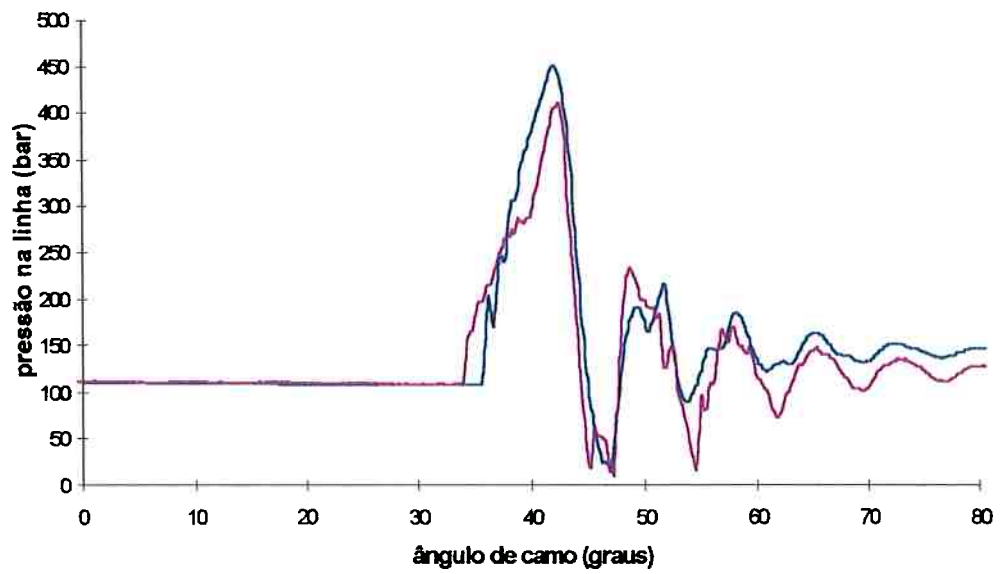


Figura 5.19: Curvas medidas e simuladas para 750 rpm e 10,2 mm de cremalheira.

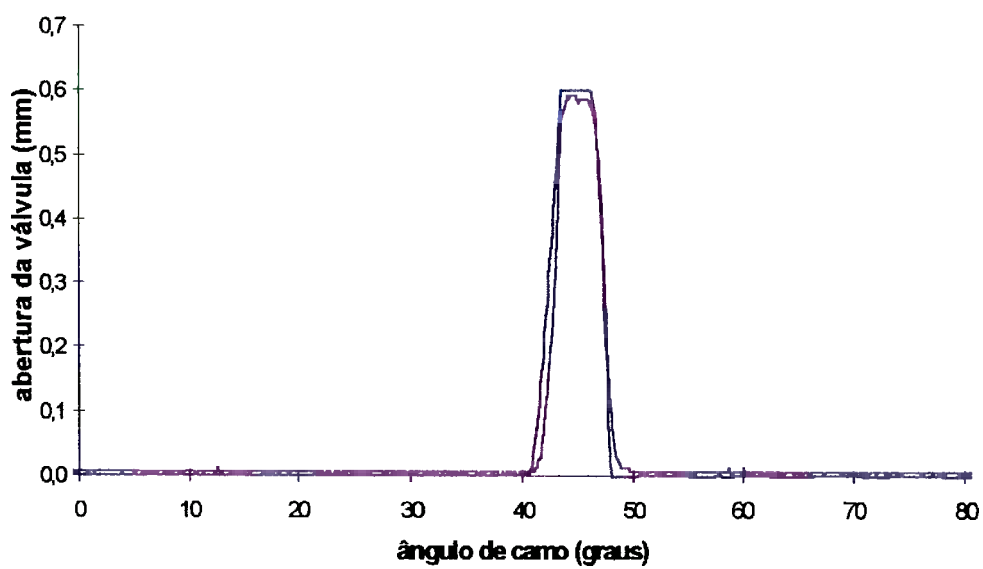
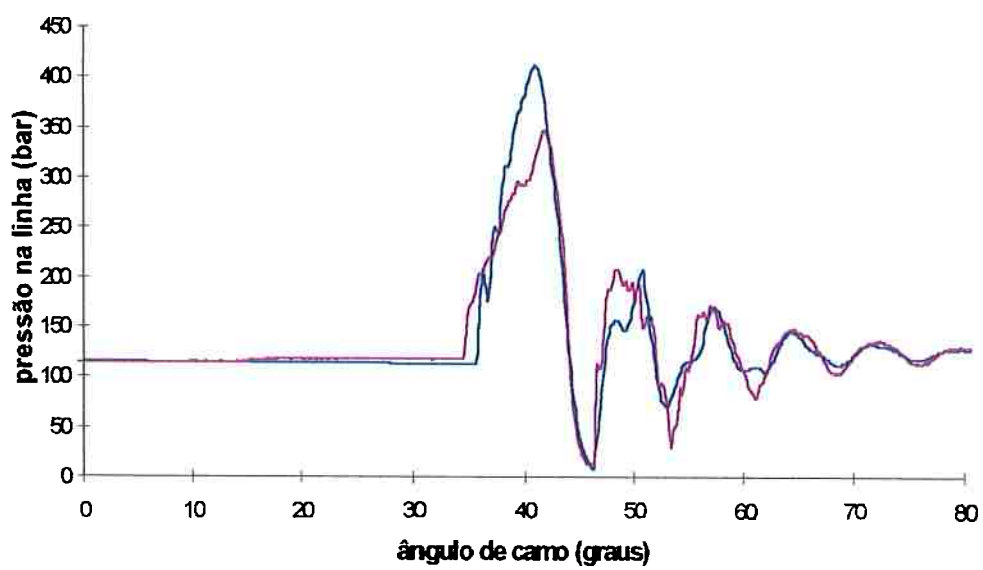


Figura 5.20: Curvas medidas e simuladas para 750 rpm e 9 mm de cremalheira.

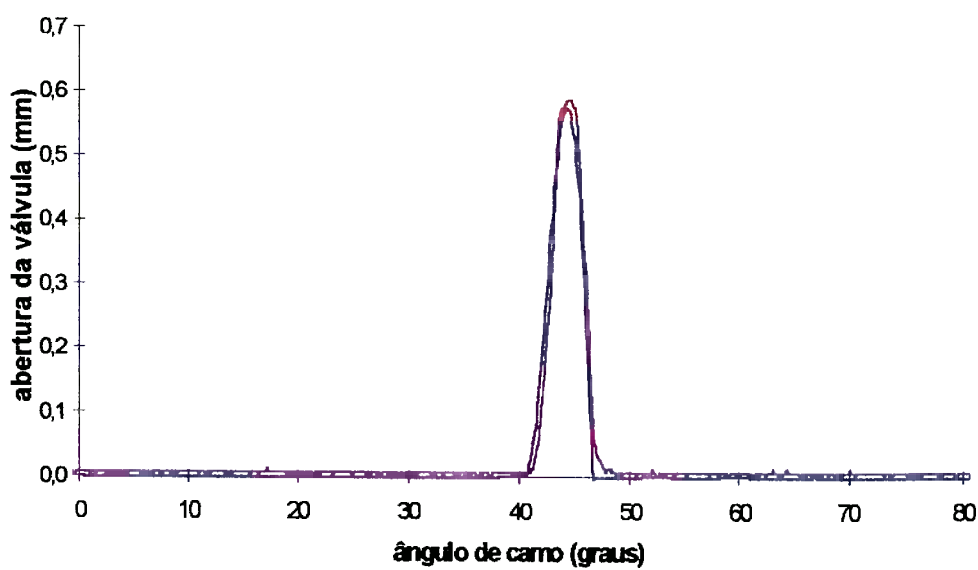
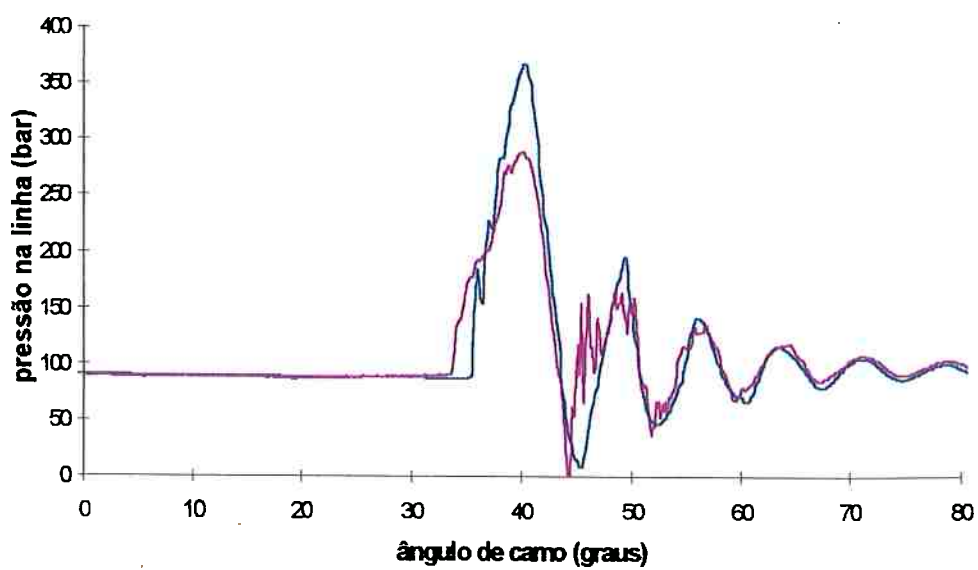


Figura 5.21: Curvas medidas e simuladas para 750 rpm e 8 mm de cremalheira.



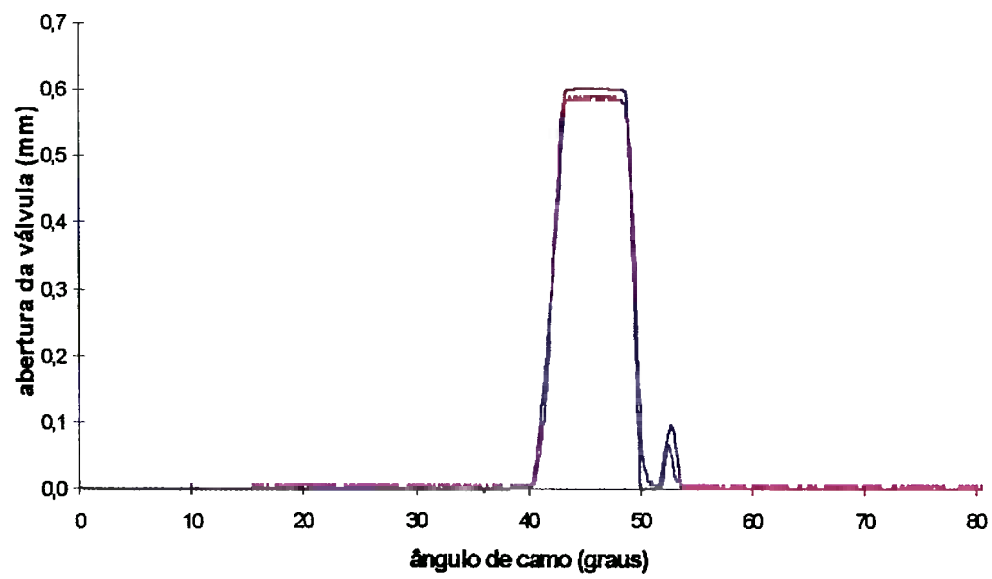
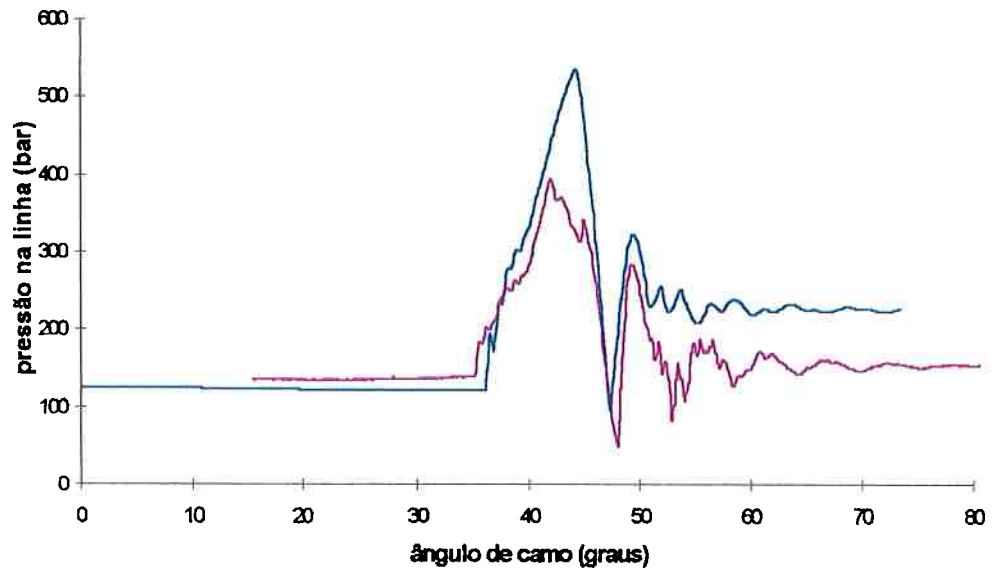


Figura 5.22: Curvas medidas e simuladas para 550 rpm e 14 mm de cremalheira.

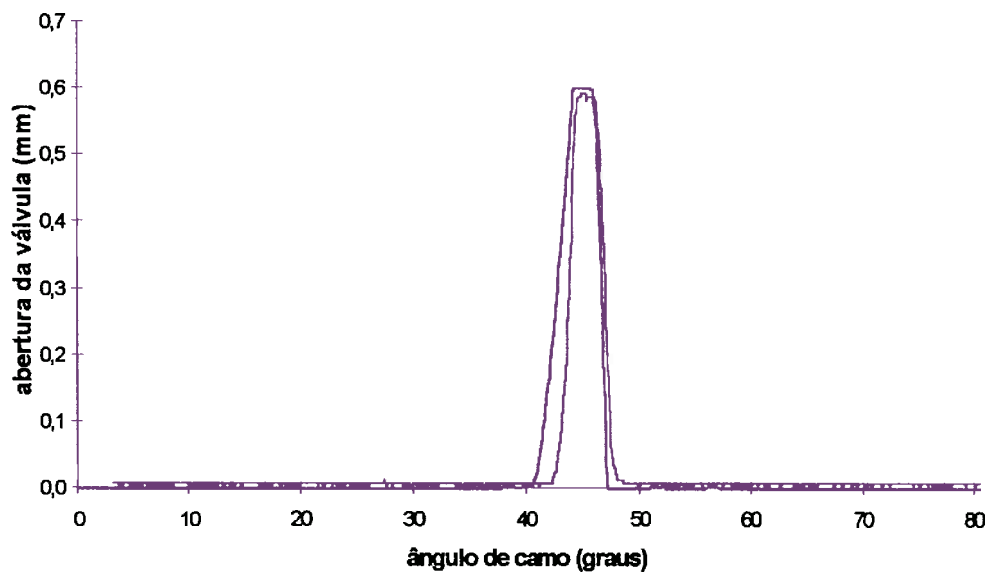
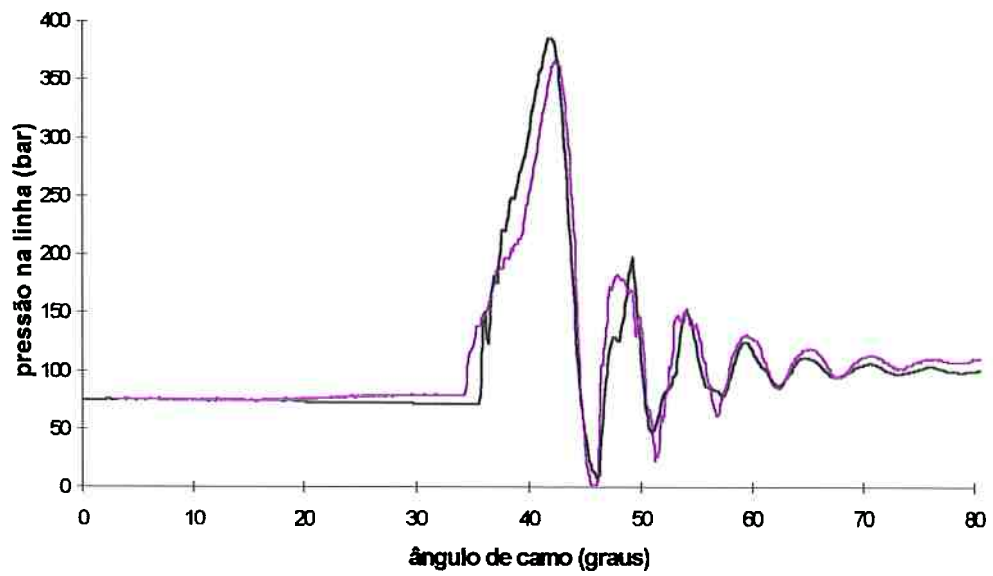


Figura 5.23: Curvas medidas e simuladas para 550 rpm e 10,2 mm de cremalheira.

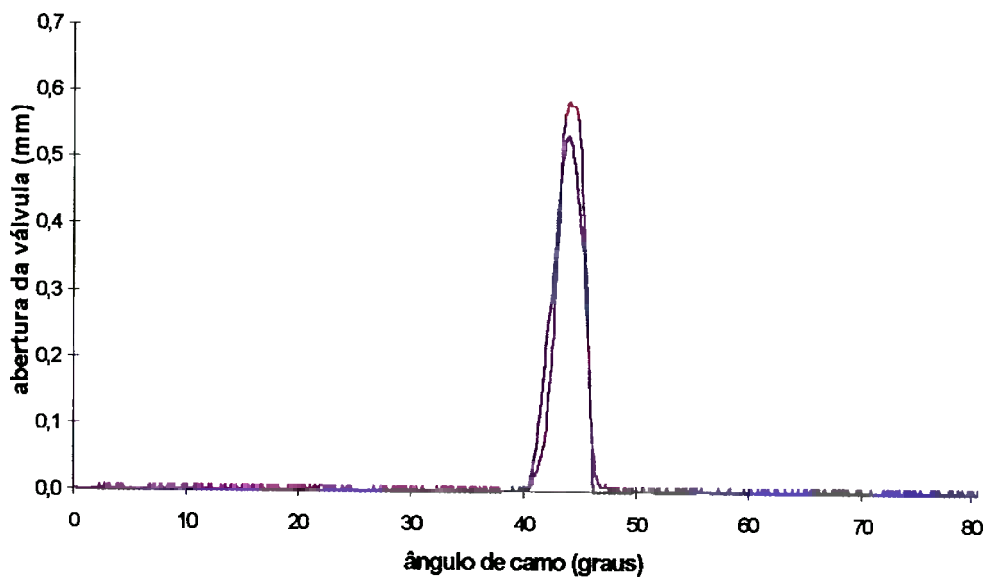
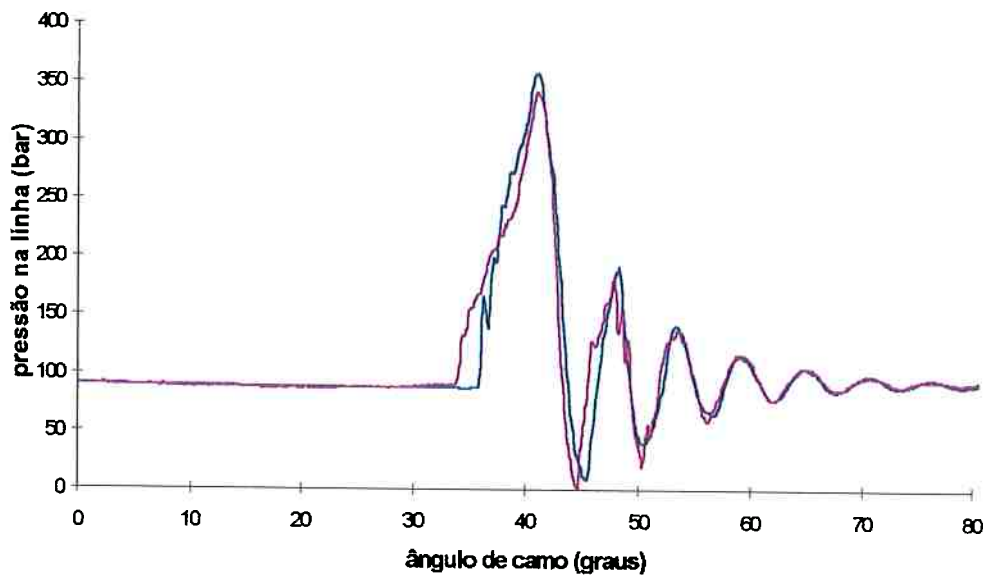


Figura 5.24: Curvas medidas e simuladas para 575 rpm e 9 mm de cremalheira.

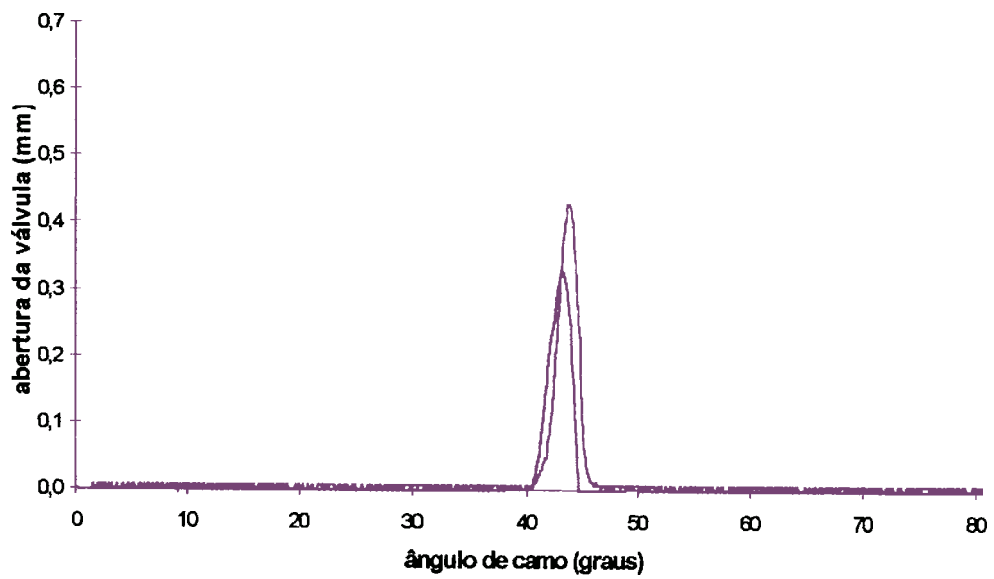
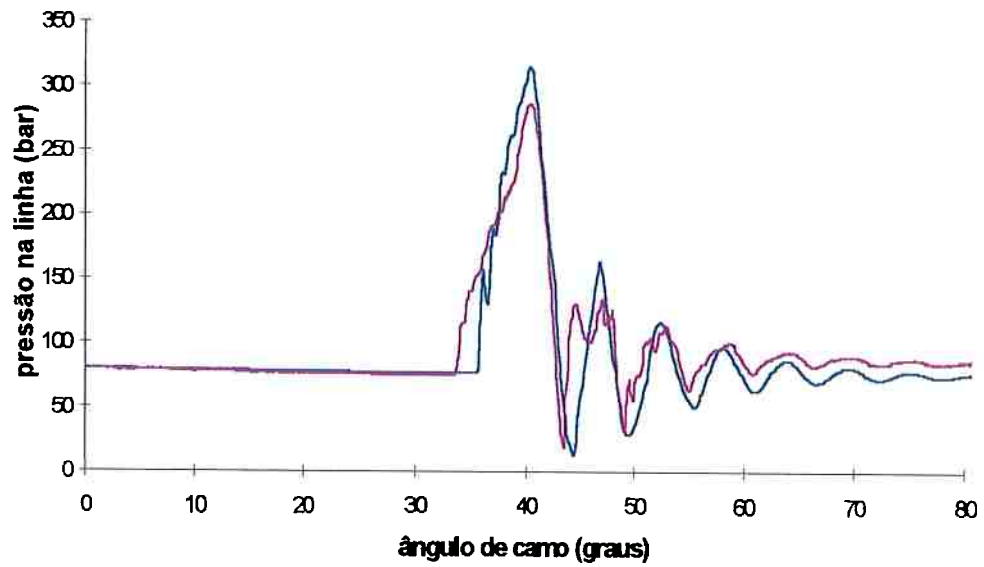


Figura 5.25: Curvas medidas e simuladas para 575 rpm e 8 mm de cremalheira.

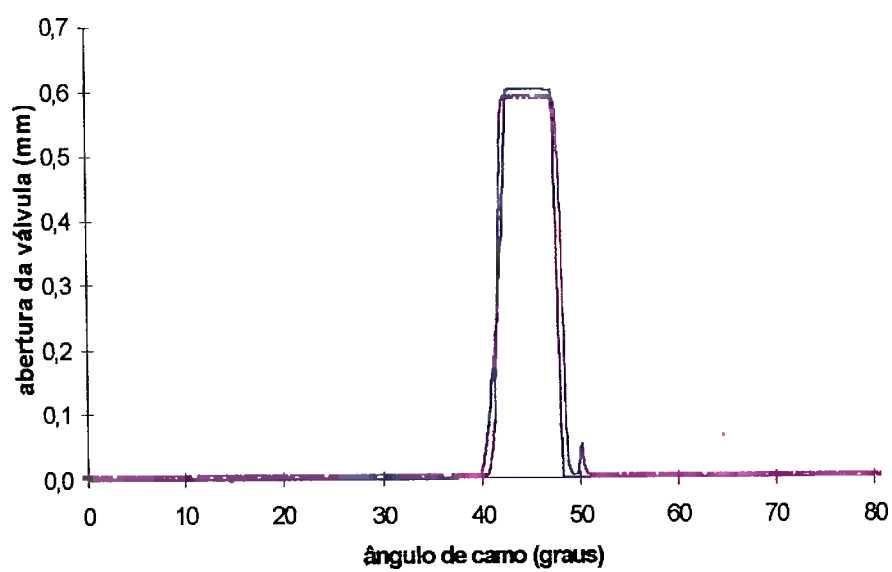
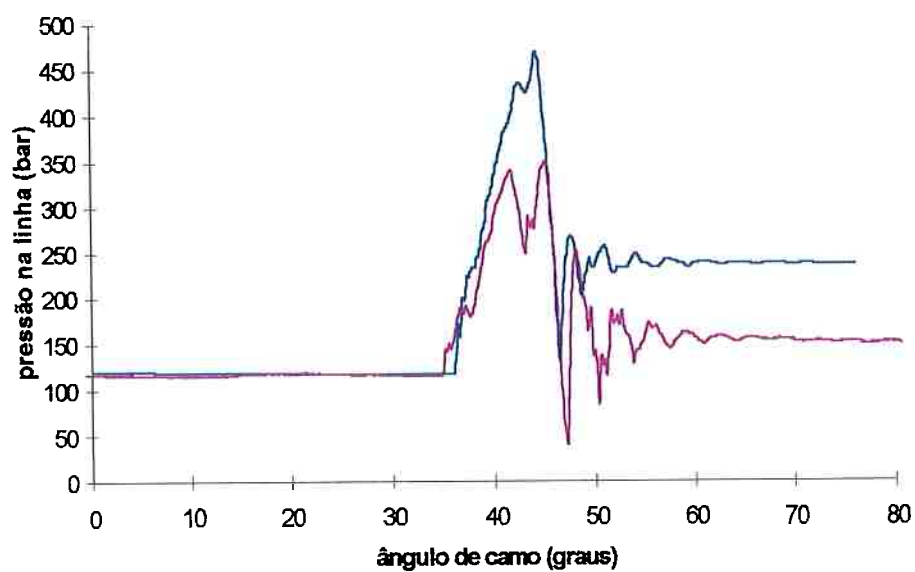


Figura 5.26: Curvas medidas e simuladas para 350 rpm e 14 mm de cremalheira.

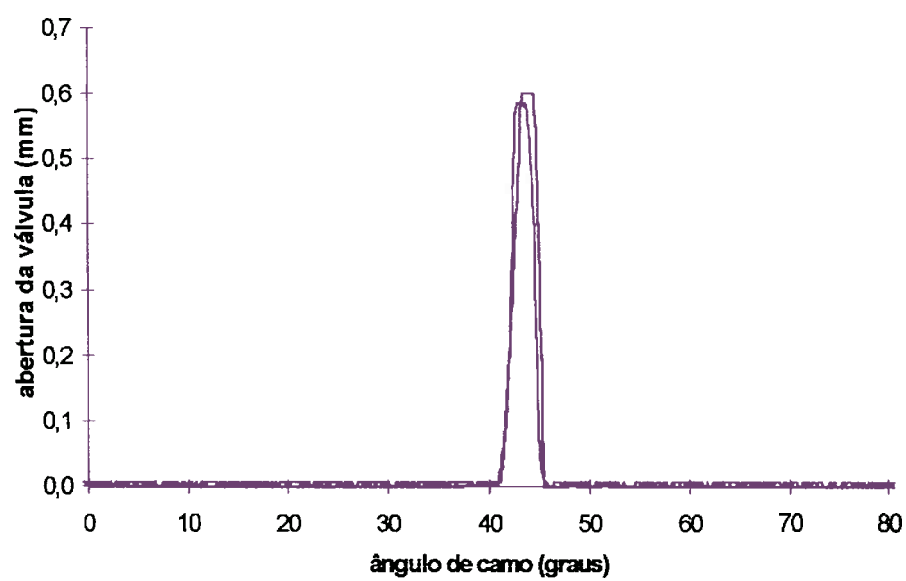
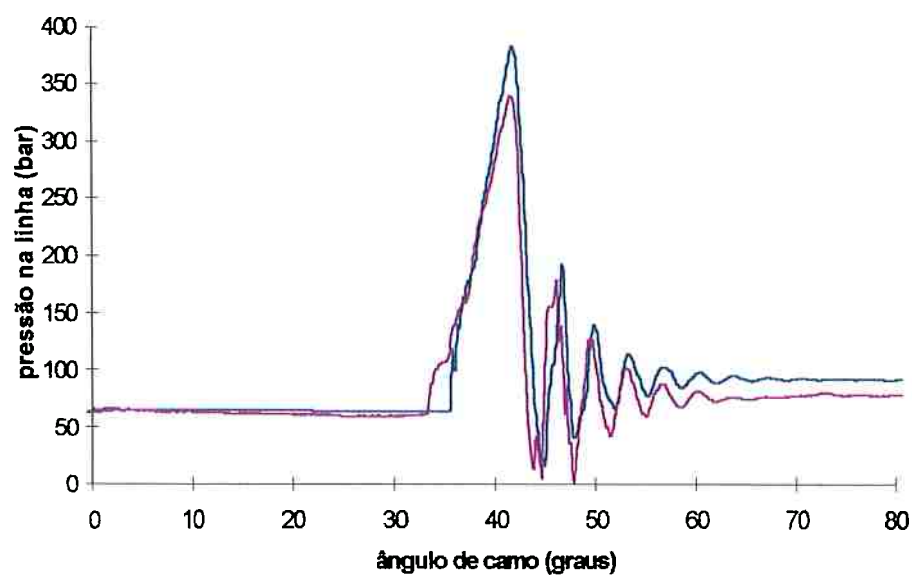


Figura 5.27: Curvas medidas e simuladas para 350 rpm e 10,2 mm de cremalheira.

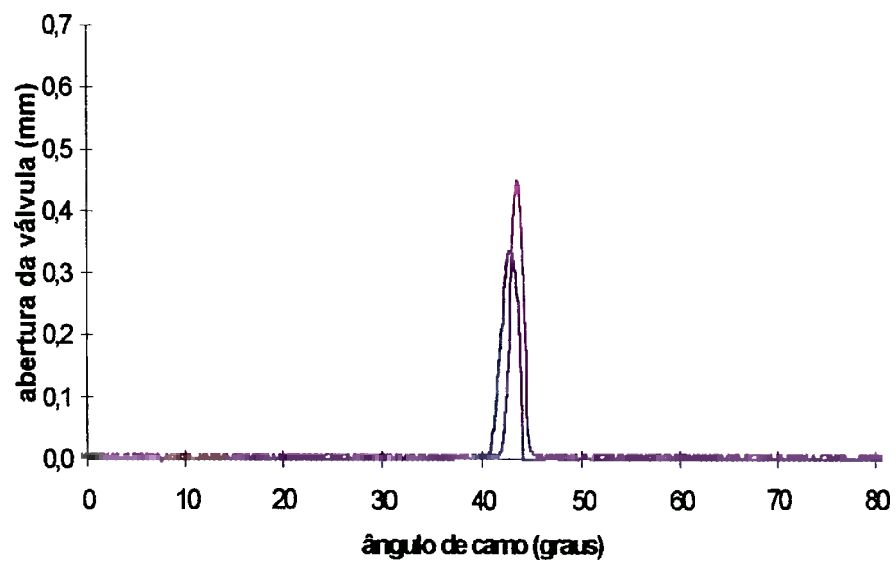
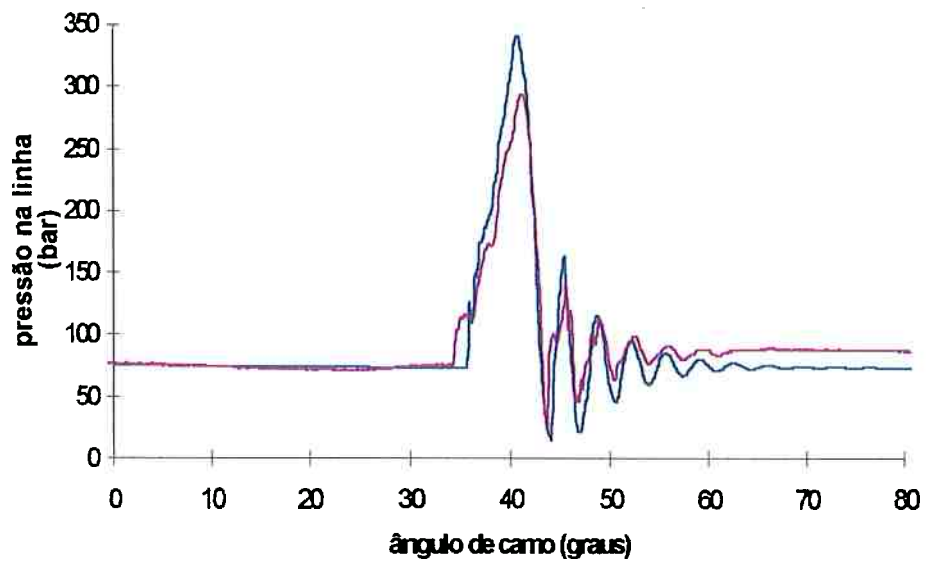


Figura 5.28: Curvas medidas e simuladas para 350 rpm e 9 mm de cremalheira.

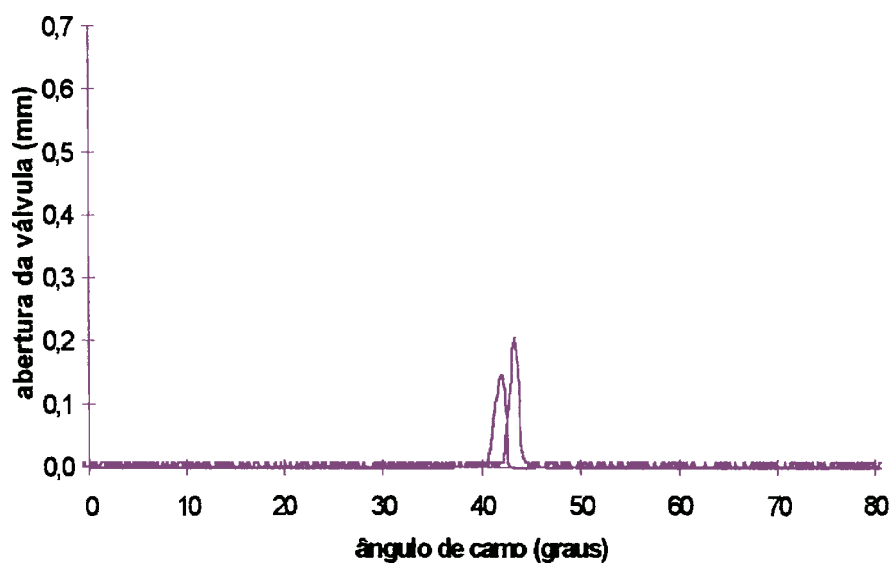
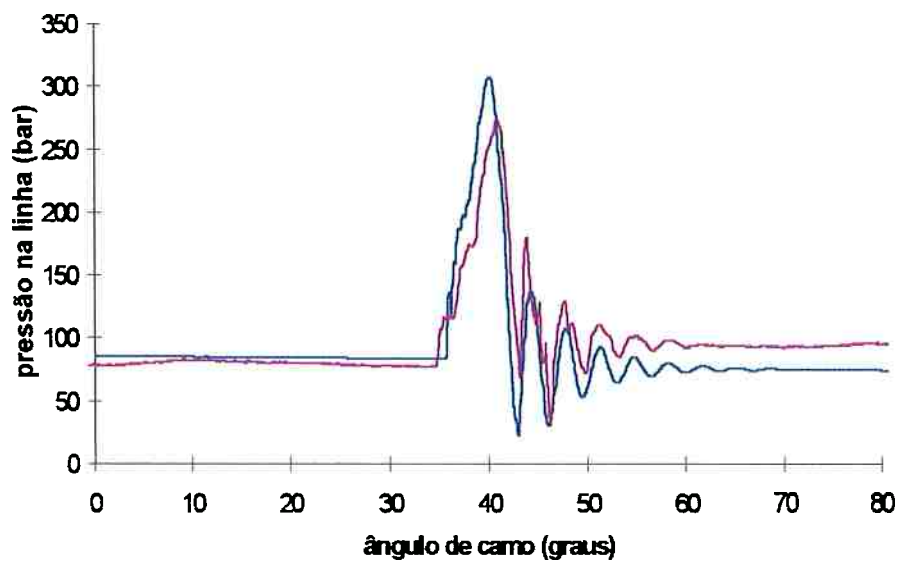


Figura 5.29: Curvas medidas e simuladas para 350 rpm e 8 mm de cremalheira.

6 ADEQUAÇÃO DO SISTEMA PARA ATENDIMENTO DOS REQUISITOS DE APLICAÇÃO

6.1 Considerações iniciais

Nas condições estabelecidas para o funcionamento do sistema durante os ensaios de desempenho, quando a bomba injetora foi utilizada com a regulagem especificada pelo fabricante para sua aplicação original, verifica-se que as porcentagens de substituição de óleo diesel por gás, avaliadas a partir dos resultados obtidos com o uso de ar mostrados na Tabela 5.1, ficam aquém das desejadas (162 mg de gás por injeção), mesmo para cursos de cremalheira e pressões acima das admissíveis para o sistema. Por exemplo, a 750 rpm e 14,0 mm de cremalheira, a vazão medida de 17,44 l/min corresponde a 25,11 mg de ar por injeção; aumentando a pressão absoluta de alimentação dos 7,5 bar para 40 bar obter-se-ia 136,4 mg de ar por injeção. Corrigindo esta dosagem de ar, considerando as diferenças de valores de propriedades físicas do ar e do gás natural (massa específica, celeridade e relação de calores específicos, basicamente) para uma mesma temperatura e escoamento isoentrópico bloqueado, obtém-se uma dosagem equivalente de 104,3 mg de gás por injeção, correspondente a 64,4% do valor pretendido.

Além disso, conforme pode ser visto na Figura 6.1, obtida para as mesmas condições mencionadas acima, ocorria reabertura da válvula dosadora e observava-se elevada pressão residual na linha de alta pressão, com a pressão na bomba mantendo-se elevada mesmo após o ângulo de camo limite de 43°, recomendado pelo fabricante.

Para verificar a possibilidade do sistema proposto funcionar em condições que satisfaçam os requisitos da aplicação, um conjunto significativo de simulações foram

realizadas.

Neste capítulo, parte dessas simulações, necessárias para desenvolver o sistema para a aplicação específica, é apresentada, procurando seguir a seqüência intuitiva natural de busca por um ajuste adequado.

6.2 Procedimento utilizado para o ajuste do sistema

No caso da aplicação considerada, para aumentar o percentual de substituição de óleo diesel por gás, era necessário ou um aumento do tempo de permanência da válvula dosadora aberta ou um aumento de seu curso total, ou ainda ambos. Conseguir satisfazer os requisitos de dosagem utilizando apenas a primeira alternativa parece ser mais adequado. Para atingir este objetivo, a medida mais conveniente a ser tomada corresponde a reduzir o pré-curso do elemento dosador da bomba injetora. Com isto, o início do processo de bombeamento, em termos de posição angular do eixo de comando da bomba injetora, fica antecipado e consegue-se um maior intervalo angular de camo com curso efetivo do pistão dosador para um dado curso de cremalheira. Concomitantemente, menores velocidades no movimento do elemento dosador são obtidas pelo fato do perfil do camo ser mais “suave” neste trecho e consequentemente são observadas menores razões de elevação de pressão na câmara da bomba.

Uma das limitações do projeto de bombas injetoras em linha é o valor máximo de tensões de contato entre o camo e o seguidor. Para a bomba escolhida, a condição crítica se caracteriza quando a pressão de bombeamento atinge valores próximos de 500 bar para uma posição do eixo de camo de 43° após o seguidor ter deixado o círculo de base. O valor assumido por este ângulo-limite está vinculado à posição da inflexão da curva

do camo que ocorre na mudança do seu trecho tangencial para seu trecho curvo. Nesta região observa-se uma concentração de tensões que compromete a durabilidade da bomba.

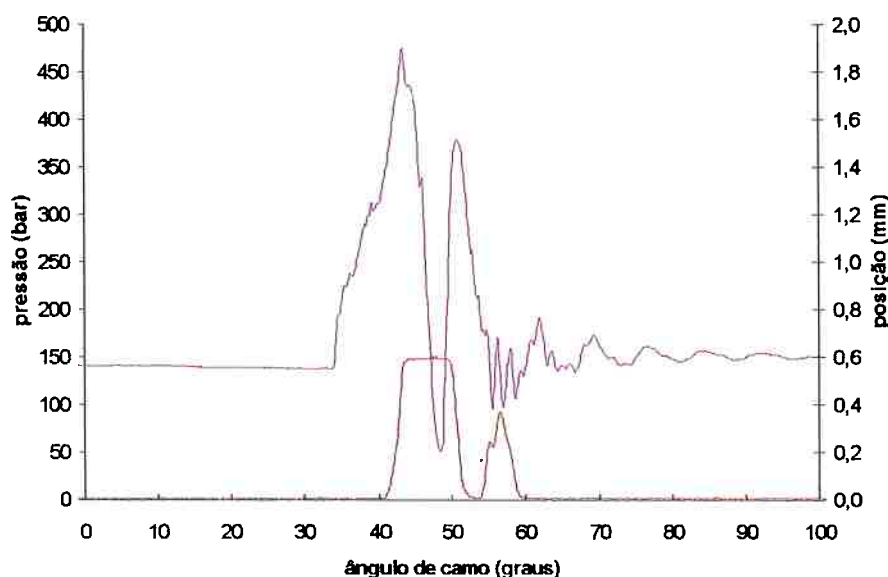


Figura 6.1: Curvas de pressão na linha e de abertura da válvula dosadora obtida no ensaio de calibração do sistema (750 rpm e 14 mm de cremalheira).

É importante mencionar que, o aumento de dosagem de gás deve ser conseguido conjuntamente com a eliminação da reabertura da válvula dosadora e das oscilações de grandes amplitudes na linha de alta pressão, responsáveis pela ocorrência do fenômeno de cavitação.

A reabertura da válvula dosadora deve ser evitada, simplesmente, por tratar-se de uma resposta do sistema sem uma ação de comando prevista, o que dificulta o controle da dosagem. No caso em questão, dependendo do pré-curso utilizado, também pode ocorrer um esforço considerável sobre o camo numa região crítica de seu perfil.

Tomando por base o ajuste de parâmetros do sistema de injeção realizado para reproduzir, via simulação, as curvas obtidas experimentalmente (pré-curso do elemento dosador da bomba injetora de 2,2 mm e um diâmetro equivalente do orifício de retorno de 0,28mm), procurou-se avaliar o que aconteceria quando as propriedades do ar fossem substituídas pelas do gás com pressão de trabalho de 40 bar.

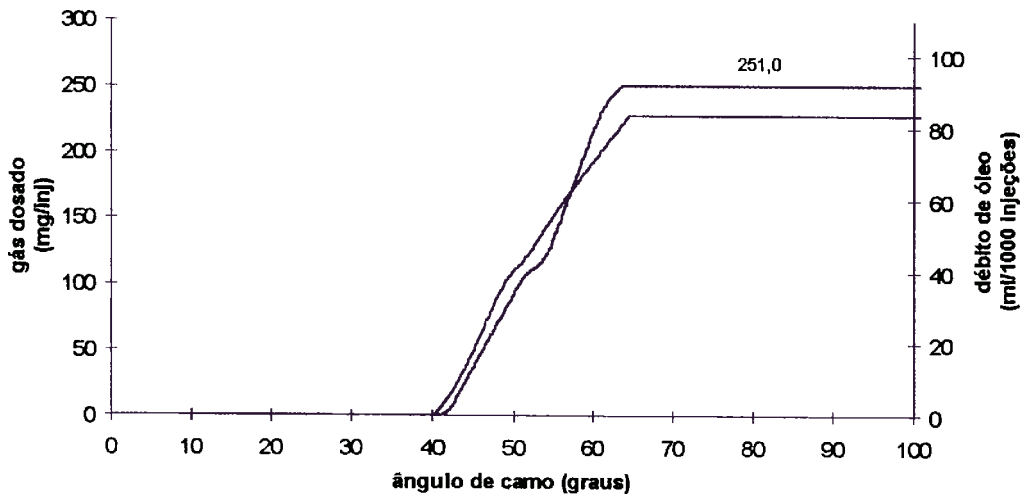
É importante mencionar ainda que a bomba injetora utilizava válvulas de descarga com 0,9 mm de colarinho e que a força de pré-carga de projeto na mola de retorno da válvula dosadora de gás era de 700N.

Estas condições de regulação originais serão denominadas de referência neste texto.

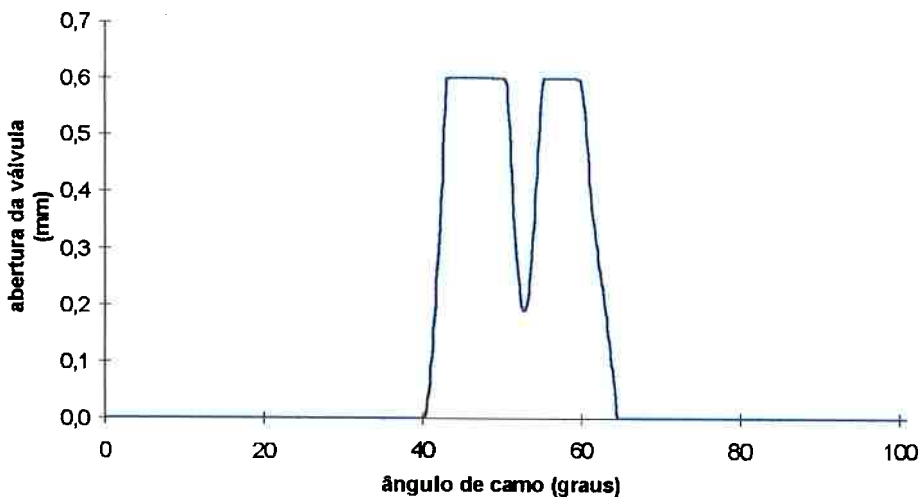
Para as mesmas condições de rotação e curso de cremalheira definidas para o desenvolvimento das curvas mostradas na Figura 6.1, utilizando as condições de regulação de referência e admitindo que o vazamento de óleo na linha de alta pressão será eliminado na versão de produção do injetor, foi realizada uma simulação cujos resultados são mostrados na Figura 6.2 a seguir.

Observa-se na Figura 6.2a que a dosagem de gás é maior que a prevista nos cálculos realizados anteriormente. É importante lembrar que, nestes cálculos anteriores, os efeitos da pressão de gás na dinâmica do pistão atuador eram significativamente menores; a pressão do ar era de aproximadamente 8 bar e os vazamentos eram levados em consideração. A Figura 6.2b mostra reabertura da válvula promovida pelas elevadas pressões surgidas no sistema e injeção dentro da zona crítica do camo como verificado na Figura 6.2c; as pressões residuais são também bastante elevadas.

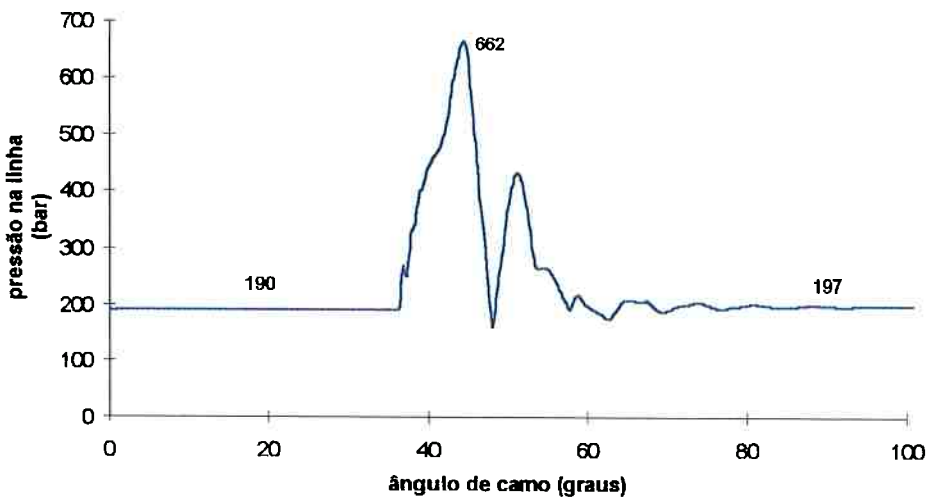
Para evitar que as pressões elevadas ocorressem na zona crítica do camo resolveu-se reduzir o pré-curso do elemento dosador para 0,1 mm. Os resultados de simulação obtidos com o uso desta medida são mostrados na Figura 6.3.



(a)

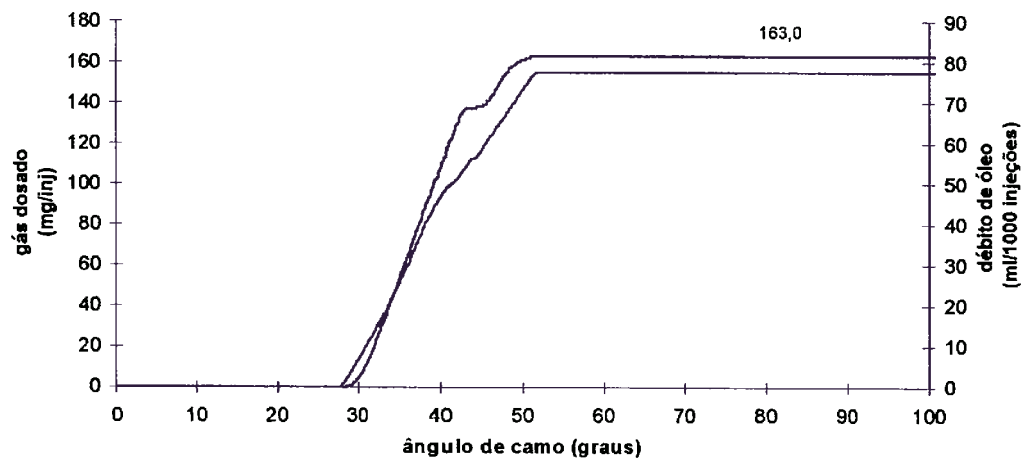


(b)

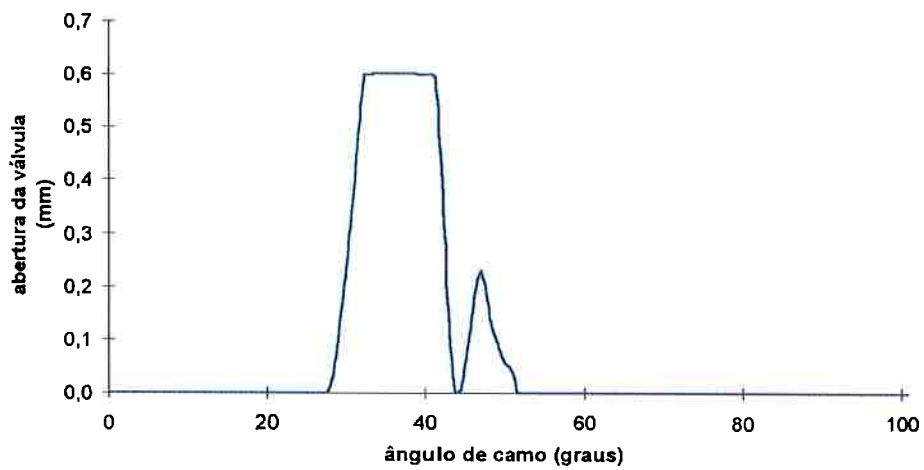


(c)

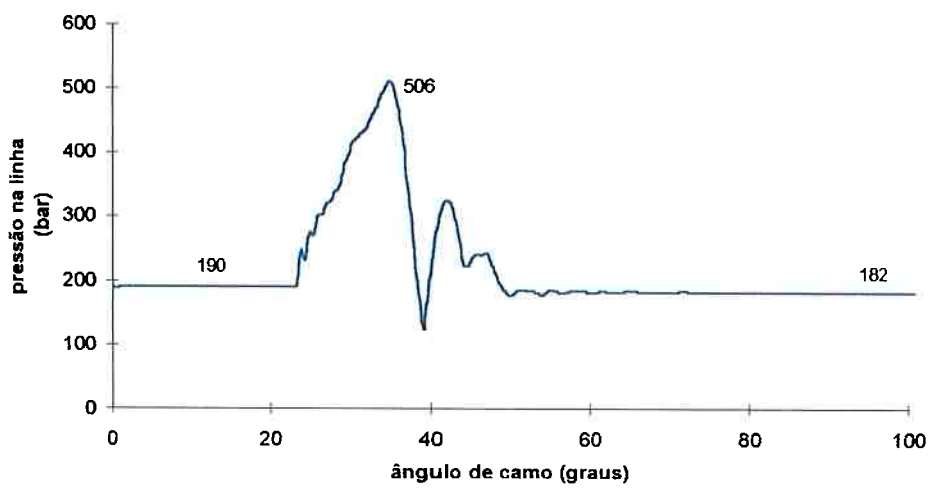
Figura 6.2 Curvas de desempenho simuladas para as condições de referência.



(a)



(b)



(c)

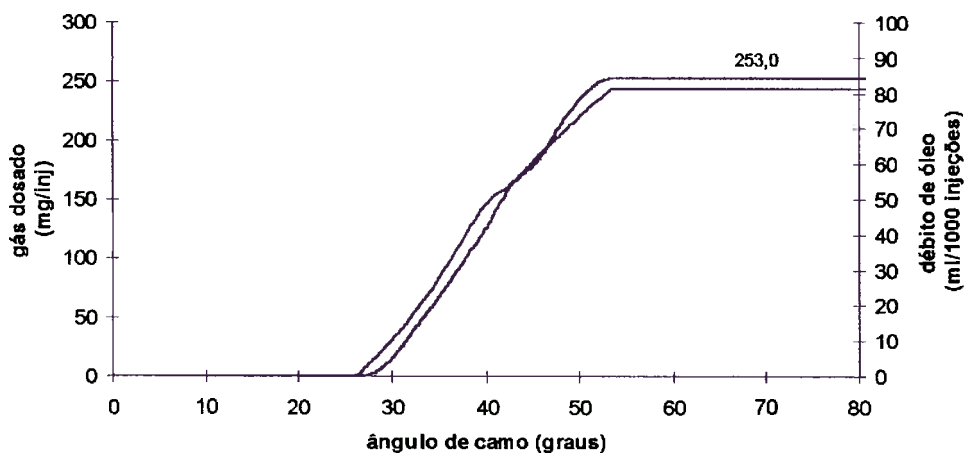
Figura 6.3: Curvas de desempenho simuladas com mudança de pré-curso em relação às condições de referência.

Observa-se que, com o uso desta medida, a reabertura e as pressões máximas no sistema reduzem-se significativamente, a injeção deixa de ocorrer na zona crítica do camo e a dosagem de gás ainda satisfaz os requisitos da aplicação. Entretanto, a pressão residual ainda é considerada elevada.

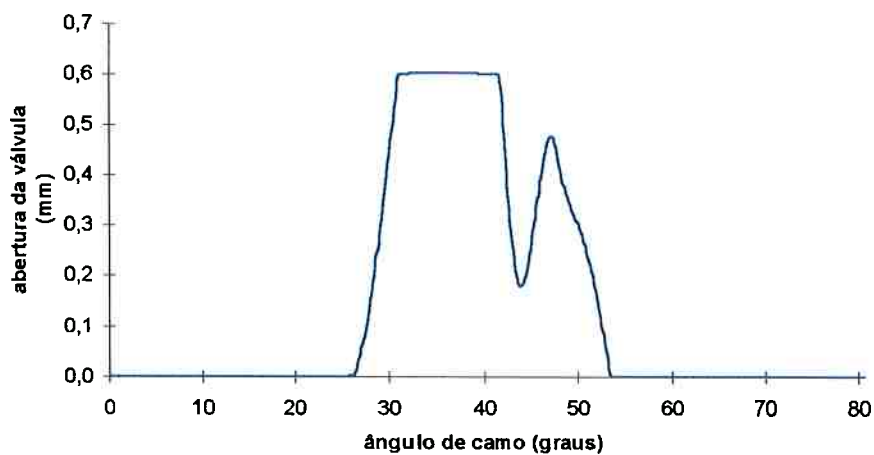
Outra medida que vem ao encontro do objetivo pretendido é utilizar menores valores para a força de pré carregamento da mola de retorno da válvula dosadora, o que traz como expectativas naturais a redução nas pressões máximas e residual no sistema e um aumento da dosagem de gás. Estas conseqüências podem ser verificadas na Figura 6.4, obtida com a manutenção das condições de simulação utilizadas na obtenção da Figura 6.3, exceto pela redução da força de pré-carregamento de 700 N para 500N. O valor de 500 N foi escolhido, considerando que não é um valor tão próximo do mínimo possível (~180N) para ser utilizado quando leva-se em conta a pressão que o gás exerce sobre o pé da válvula dosadora quando fechada (40 bar) e a dinâmica esperada para seu movimento de fechamento. A reabertura, entretanto, permanece e as pressões residuais ainda são elevadas.

Buscando reduzir as pressões residuais de linha e eliminar definitivamente a reabertura, o diâmetro equivalente do orifício de retorno foi aumentado para 0,4 mm, apesar de saber-se de antemão que esta medida iria diminuir o intervalo angular de abertura da válvula dosadora, reduzindo ainda mais a quantidade de gás dosada. A Figura 6.5, ao ser comparada com a Figura 6.4, mostra o efeito desta modificação.

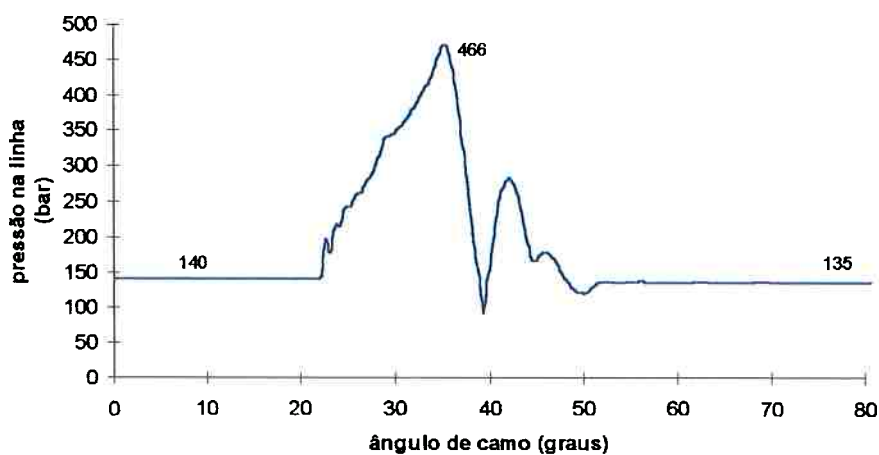
O âmbito de regulação total da bomba injetora (valores extremos de cursos de cremalheira utilizáveis) era outro objeto de interesse. Quanto maior fosse seu valor, maior seria a flexibilidade esperada num procedimento de calibração do sistema de



(a)

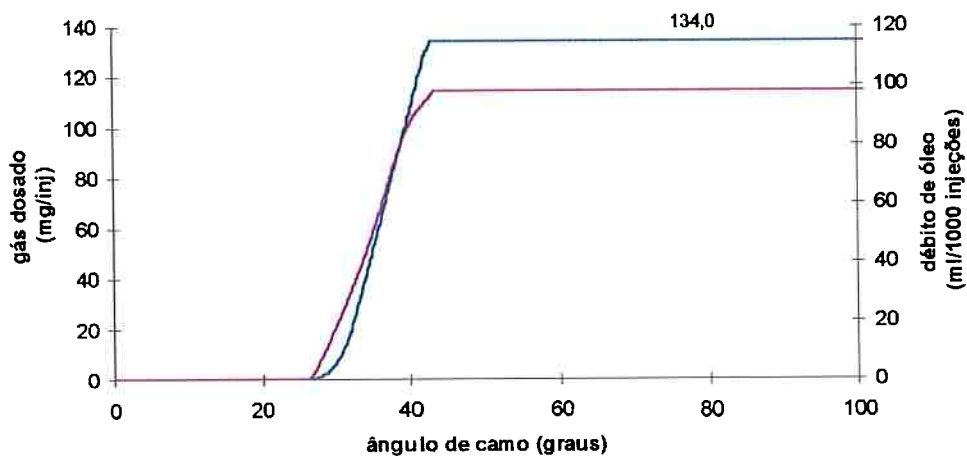


(b)

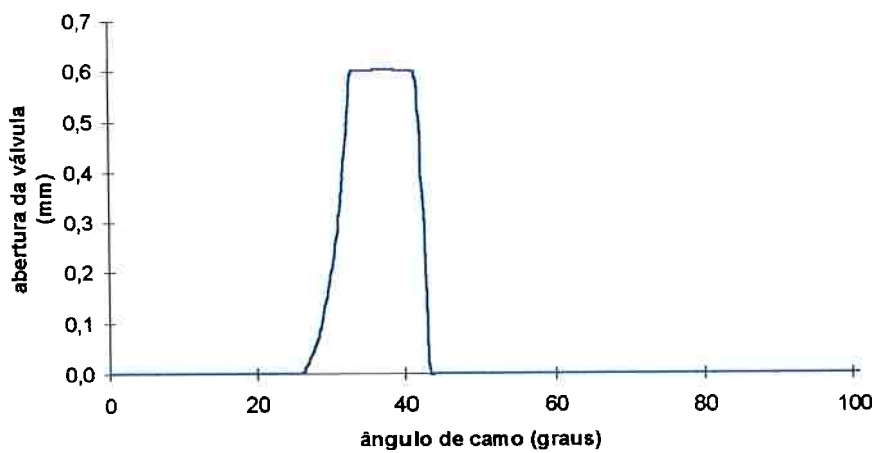


(c)

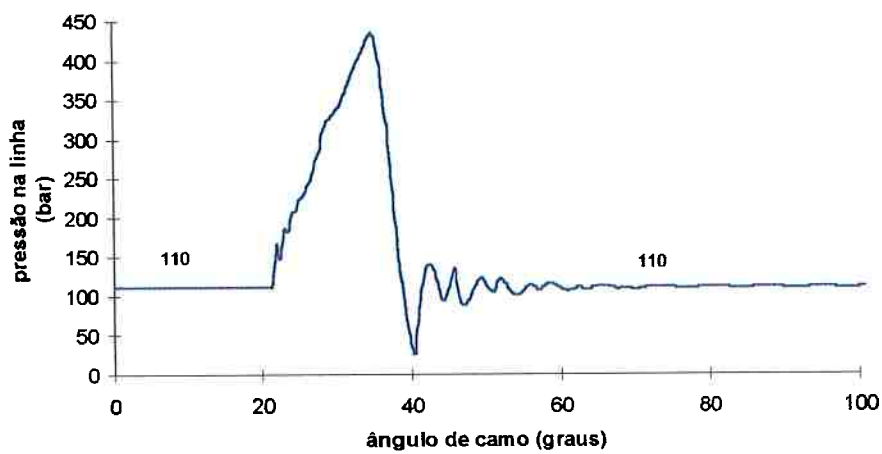
Figura 6.4: Curvas de desempenho simuladas com a alteração força de pré-carregamento em relação às condições usadas na obtenção da Figura 6.3.



(a)



(b)



(c)

Figura 6.5: Curvas de desempenho simuladas com alteração no diâmetro equivalente do orifício de retorno em relação às condições usadas na obtenção da Figura 6.4.

injeção ao motor. O aumento da área efetiva de retorno realizada anteriormente pode trazer conseqüências prejudiciais neste aspecto.

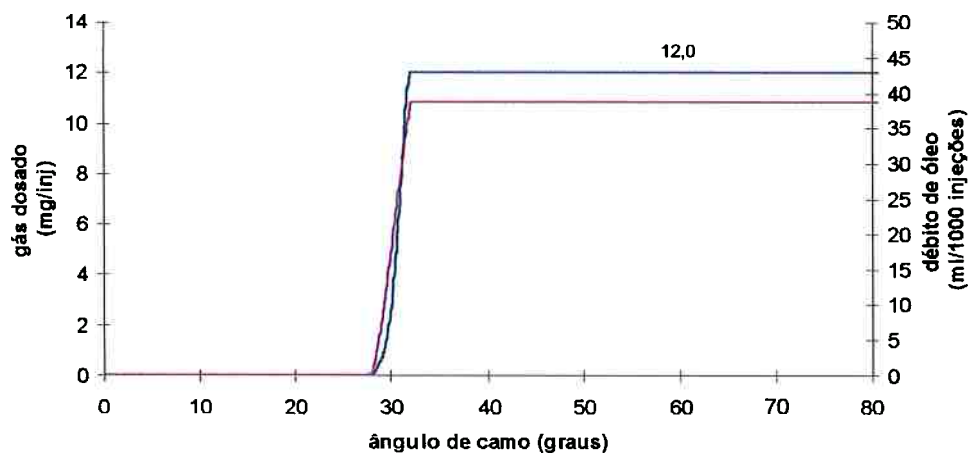
Com o objetivo de verificar qual seria o mínimo curso de cremalheira, na rotação de 350 rpm do eixo da bomba, que ainda permitiria a dosagem de gás de forma satisfatória nas condições ajustadas anteriormente, foram realizadas várias simulações, partindo de 14mm de cremalheira e reduzindo-a gradativamente.

É conveniente salientar que, em geral, os valores das pressões residuais não se repetiam dentro de valores razoáveis, antes e após o bombeamento ter acontecido. Para que esta igualdade fosse restabelecida era necessário reprocessar a simulação utilizando-se do procedimento já mencionado e de valores médios obtidos anteriormente. Este procedimento iterativo pode tornar-se automático no programa simulador. Entretanto outras informações importantes, que podem ser obtidas durante este processo exploratório, são perdidas e o tempo de processamento torna-se muito longo.

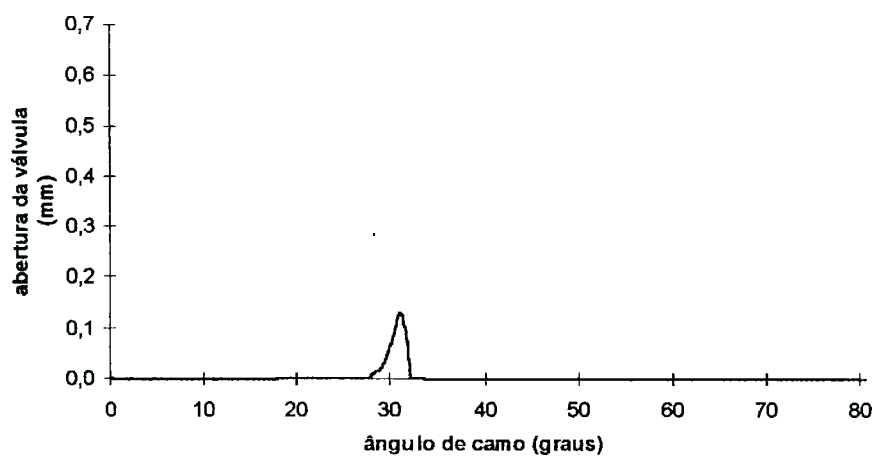
A Figura 6.6 mostra o resultado obtido para uma cremalheira de 8 mm.

Neste caso, mesmo com a aplicação do procedimento iterativo para obtenção da pressão residual da linha de alta pressão, não foi possível identificar um valor fisicamente correto para esta grandeza.

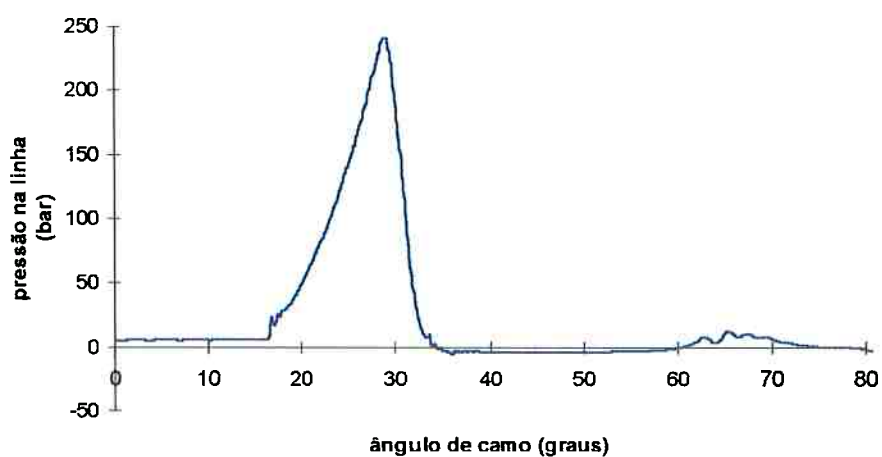
Lançando mão de alterações nas dimensões do colarinho da válvula de descarga, foi possível corrigir este problema. Reduzindo o valor de sua dimensão característica para 0,65 mm, com o intuito de reduzir também o volume de óleo deslocado no final do processo de injeção, a pressão residual estabilizou-se em valores satisfatórios, apesar de poder ser identificado o fenômeno de cavitação ocorrendo num pequeno trecho da curva de pressão na linha. O efeito desta modificação pode ser visto na Figura 6.7.



(a)

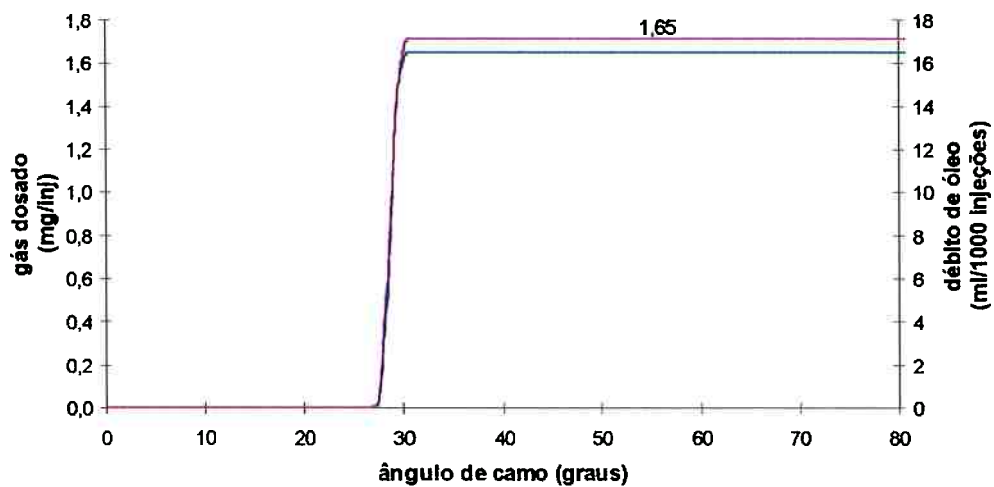


(b)

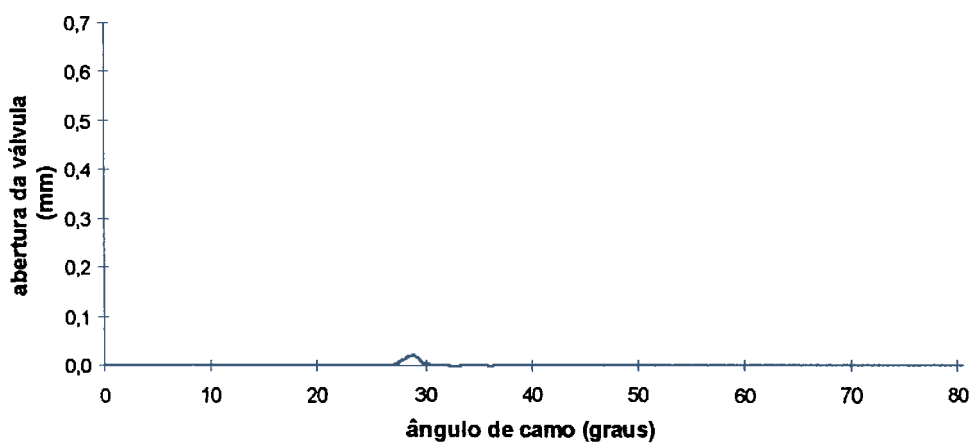


(c)

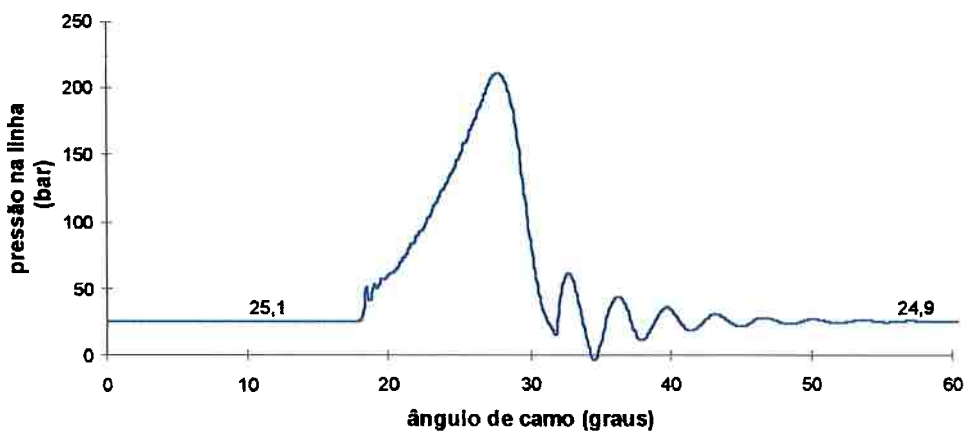
Figura 6.6: Curvas de desempenho simuladas para rotação de 350 rpm e 8,0 mm de curso de cremalheira na bomba injetora, mantidos os demais parâmetros usados na obtenção da Figura 6.5.



(a)



(b)



(c)

Figura 6.7: Curvas de desempenho simuladas com a redução das dimensões do colarinho, mantidos os demais parâmetros usados na obtenção da Figura 6.6.

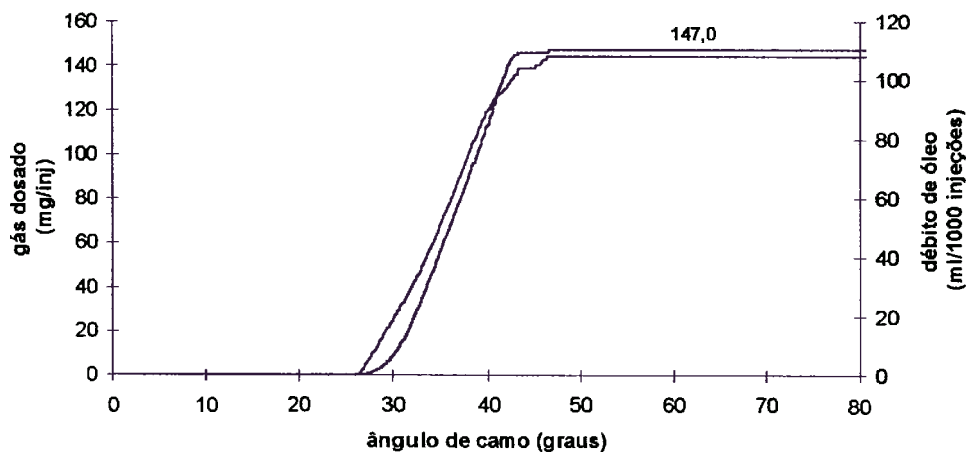
Definindo o novo valor do colarinho torna-se necessário verificar suas conseqüências na condição de rotação máxima de eixo de bomba injetora (750 rpm) exigida pela aplicação na locomotiva LEW na cremalheira de referência. Os resultados da simulação correspondente, realizadas com o uso do curso de 14mm de cremalheira são mostrados na Figura 6.8.

Apesar de uma reabertura incipiente já poder ser observada, a dosagem de combustível ainda era insatisfatória. Aumentando o curso da cremalheira gradativamente até que dosagem de gás fosse obtida, sem a observação de ocorrência de reabertura significativa, chegou-se à condição mostrada na Figura 6.9 em que a cremalheira utilizada era de 16 mm. Como a vazão obtida é superior àquela especificada, poder-se-ia, portanto, reduzir um pouco a cremalheira máxima, buscando reduzir a pressão máxima e melhorar um pouco mais a curva de abertura da válvula.

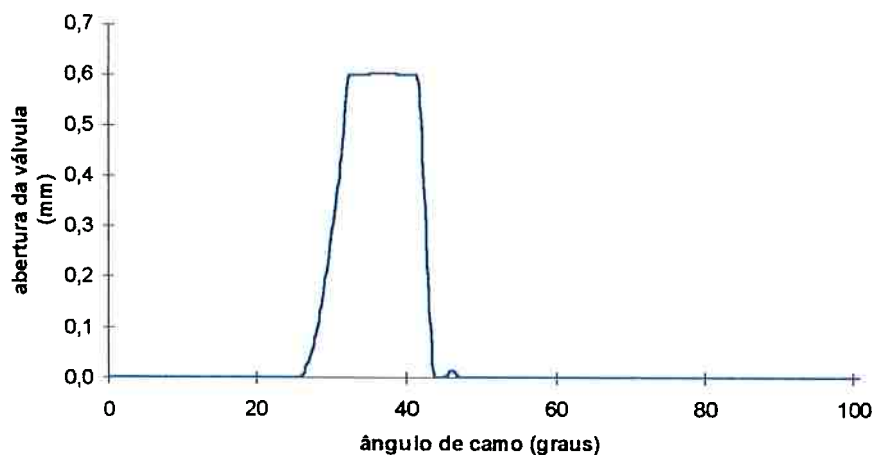
Outras providências possíveis de serem tomadas no caso de ser necessário elevar a dosagem de gás poderiam ser aumentar o valor final definido para o curso da válvula dosadora com a redução do comprimento do pistão dosador, e/ou aumentar a pressão do gás de alimentação.

6.3 Desempenho do sistema em várias condições de operação

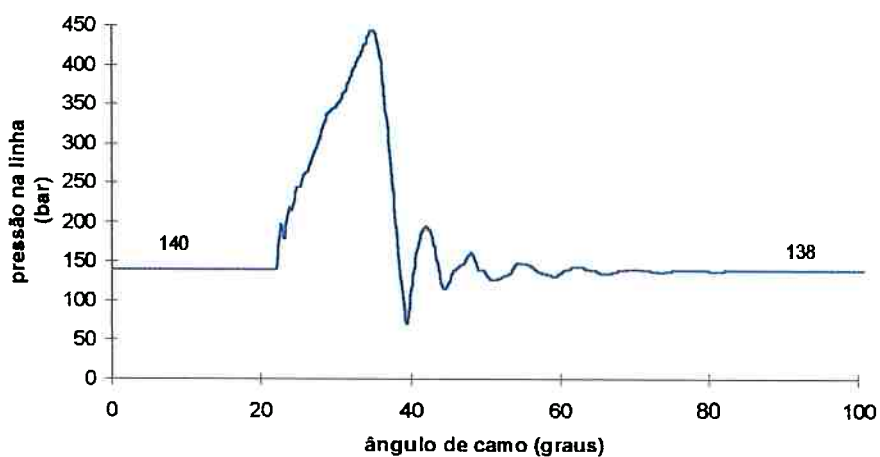
Uma vez que o desempenho geral do sistema foi considerado satisfatório nas condições de máxima potência de funcionamento do motor (750 rpm e débito máximo de gás na bomba injetora), bem como na condição de mínima carga (350 rpm e débito mínimo), foram simuladas condições intermediárias de utilização do sistema.



(a)

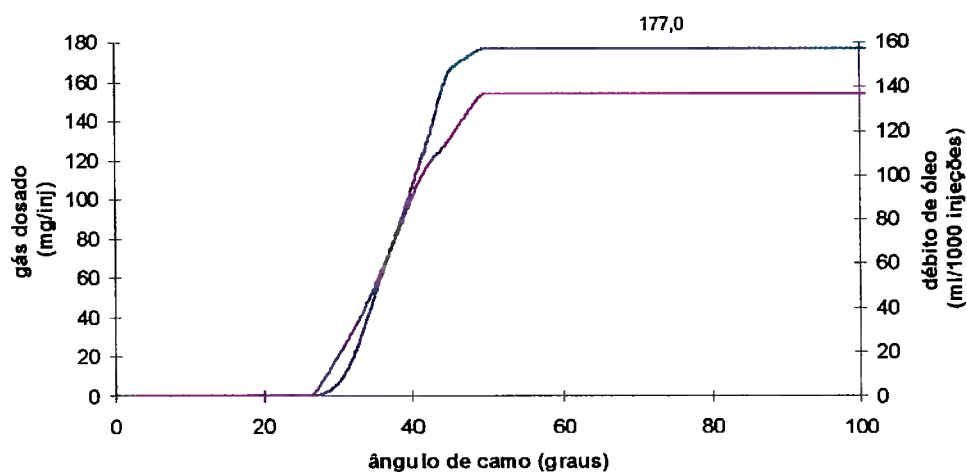


(b)

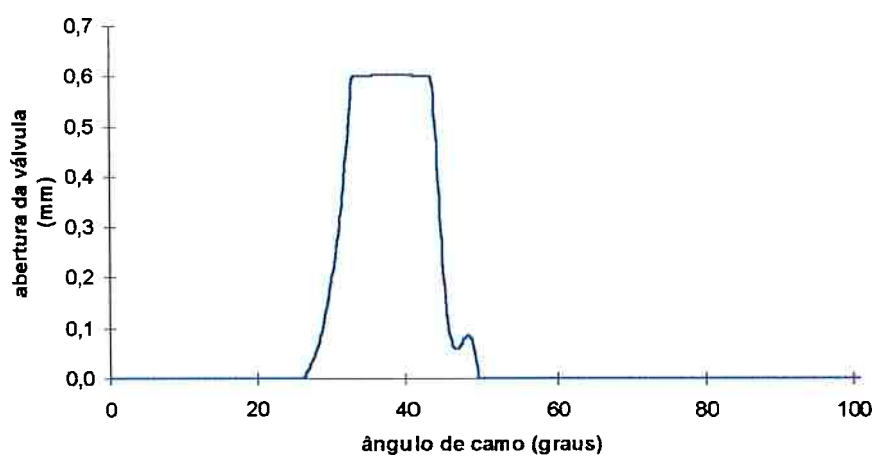


(c)

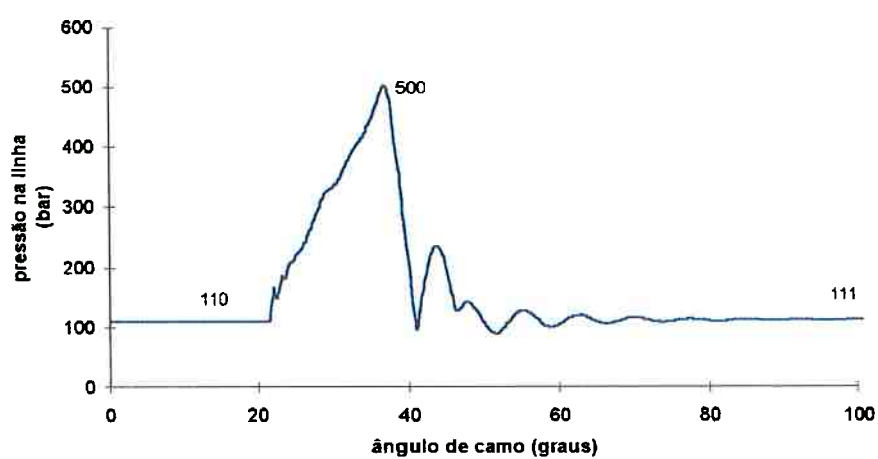
Figura 6.8: Curvas de desempenho simuladas para rotação de 750 rpm e 14 mm de cremalheira, mantidos os demais parâmetros usados na obtenção da Figura 6.7.



(a)



(b)



(c)

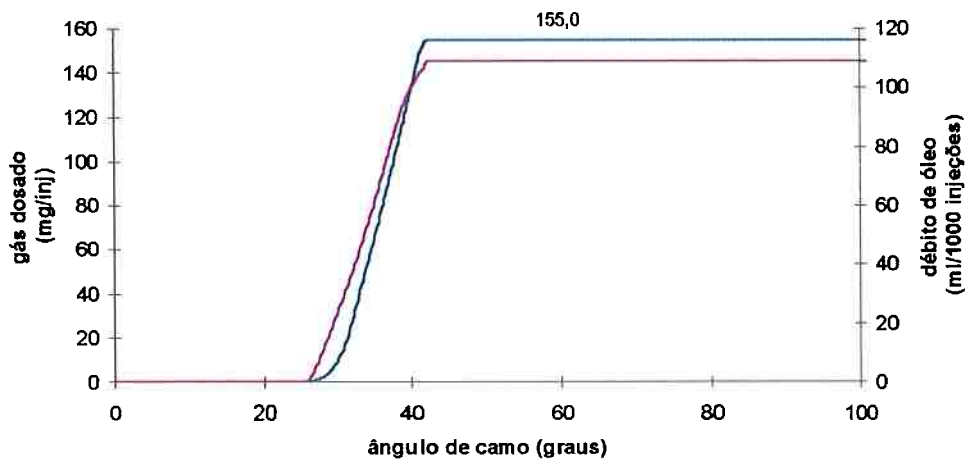
Figura 6.9: Curvas de desempenho simuladas para rotação de 750 rpm e 16 mm de cremalheira, mantidos os demais parâmetros usados na obtenção da Figura 6.8.

As Figuras 6.10, 6.11 e 6.12 a seguir apresentam os resultados obtidos para as condições esperadas para o funcionamento da locomotiva em seus “notches” 8, 5 e 3, que caracterizam-se por rotações de funcionamento de 650, 550 e 450 rpm, respectivamente, e porcentagens de carga praticamente proporcionais à relação entre a rotação característica do “notch” e a rotação máxima de funcionamento do motor.

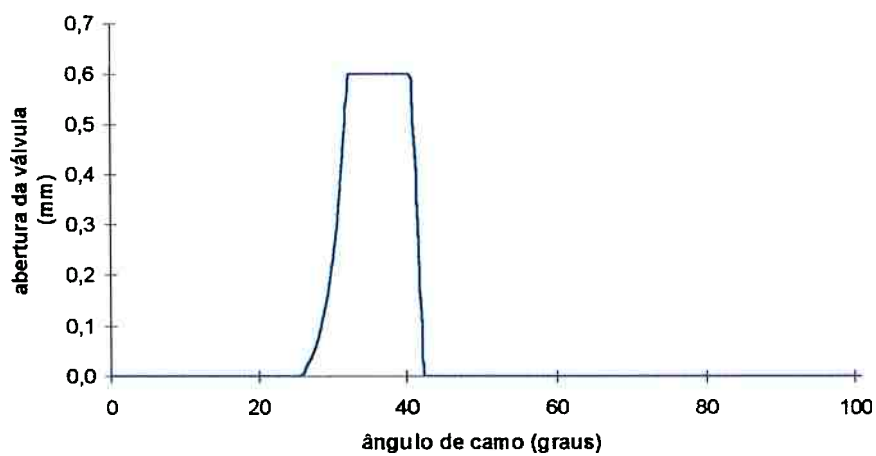
Foram previstas, portanto, para estas condições de funcionamento, as utilizações de cursos de cremalheira respectivamente iguais a 14, 12 e 10 mm.

6.4 Realização de etapas experimentais adicionais

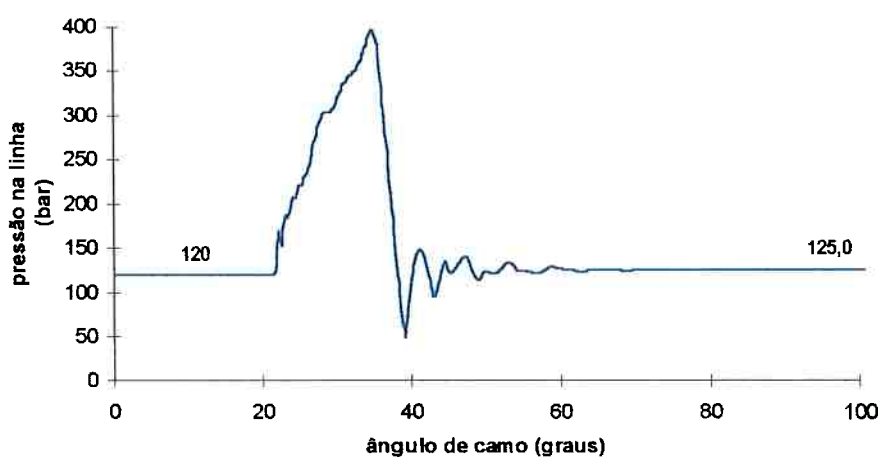
Sob o ponto de vista da aplicação final do sistema concebido para a locomotiva LEW, dever-se-ia realizar ainda uma série de testes em bancada de regulagem de bomba injetora para verificar seu desempenho com os novos parâmetros obtidos no procedimento de ajuste desenvolvido no item 6.2 deste capítulo. Isto forneceria subsídios para eventuais refinamentos nos valores de coeficientes e parâmetros utilizados no modelo, tornando facilitada a necessária calibração final do sistema ao motor.



(a)

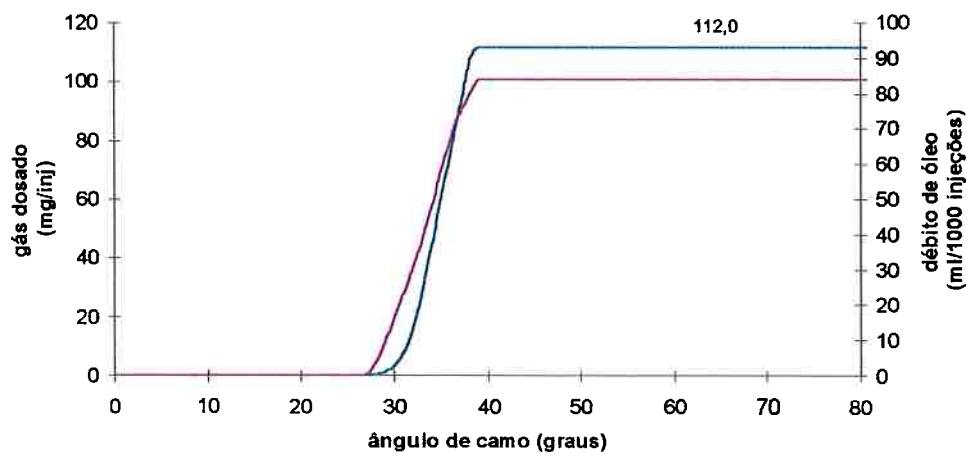


(b)

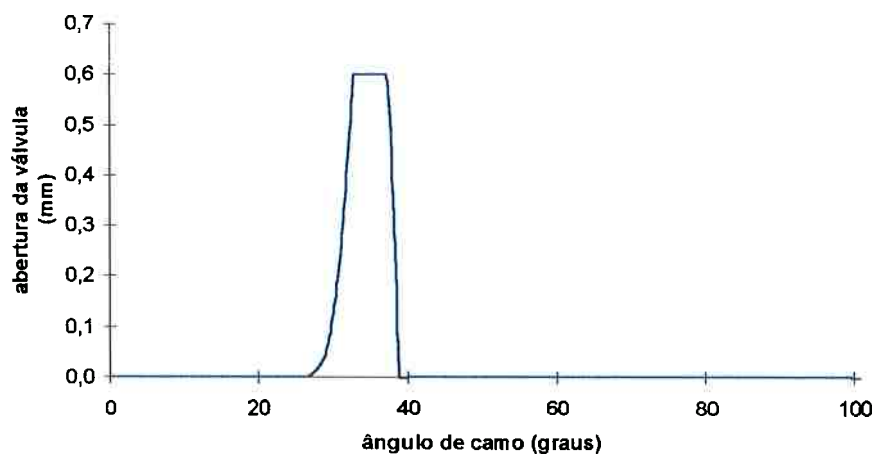


(c)

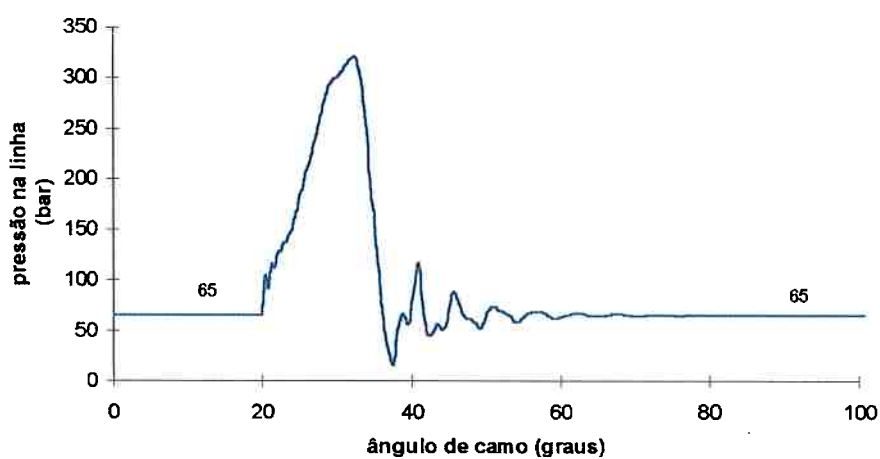
Figura 6.10: Curvas de desempenho simuladas para uma suposta condição de funcionamento do motor da locomotiva em “notch” 8.



(a)

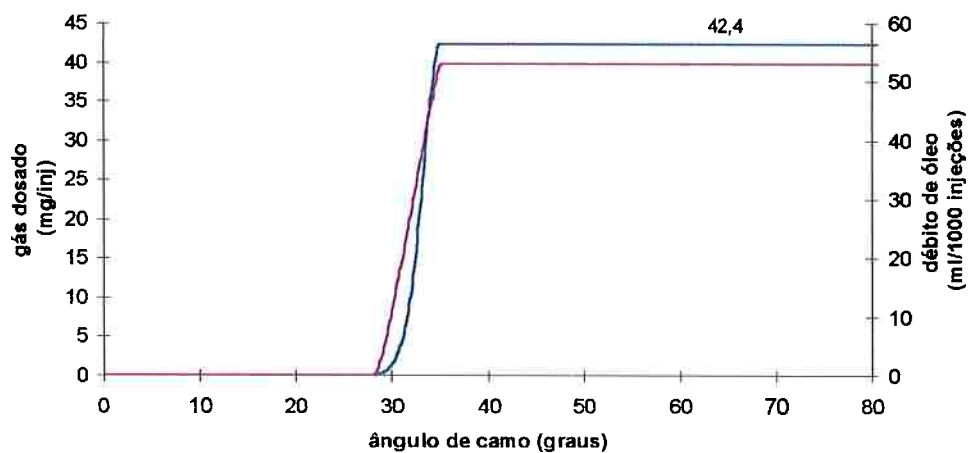


(b)

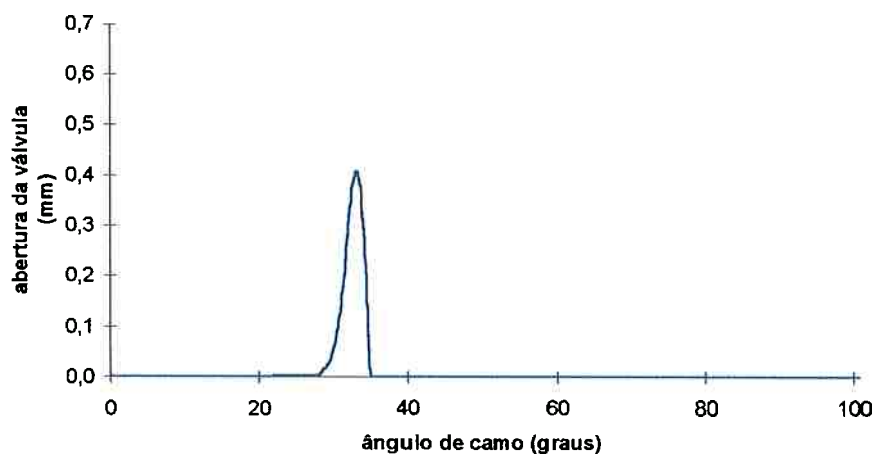


(c)

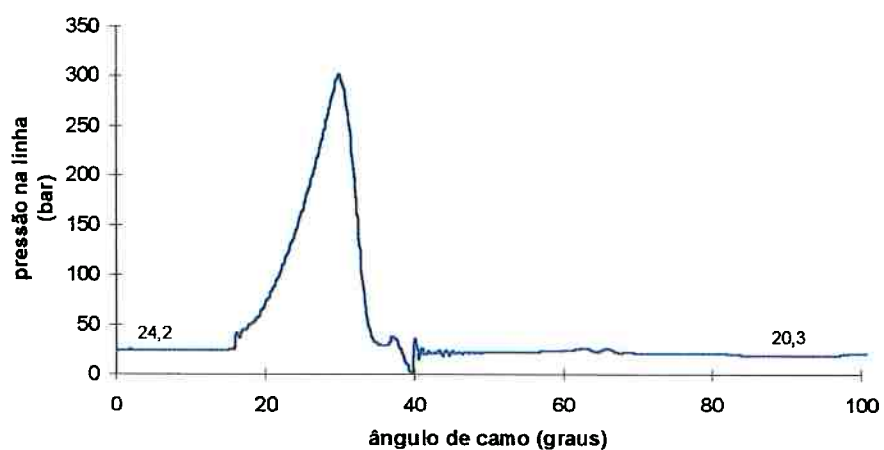
Figura 6.11: Curvas de desempenho simuladas para uma suposta condição de funcionamento do motor da locomotiva em “notch” 5.



(a)



(b)



(c)

Figura 6.12: Curvas de desempenho simuladas para uma suposta condição de funcionamento do motor da locomotiva em “notch” 3.

7 CONCLUSÕES

- 1) O sistema de injeção de gás concebido satisfaz os requisitos necessários à aplicação pretendida. Fornece vazões de gás compatíveis em toda faixa de utilização do motor da locomotiva LEW, desde a condição de funcionamento em marcha-lenta (onde, em geral, prevê-se uma substituição pequena de óleo diesel por gás) até aquela que caracteriza sua plena potência (onde prevê-se uma substituição de cerca de 80%). Embora tenha-se procurado evitar a ocorrência de cavitação, esta apareceu nos resultados simulados dos primeiros “notches” de operação da locomotiva, caracterizados por baixas rotações e baixas cargas de funcionamento do motor. É importante lembrar que este fenômeno também é freqüentemente observado em sistemas de injeção diesel em condições semelhantes e não afeta significativamente sua durabilidade.
- 2) O modelo numérico desenvolvido consegue representar satisfatoriamente os fenômenos próprios aos processos de atuação do bico injetor e de dosagem de gás, podendo ser utilizado como uma ferramenta poderosa de auxílio ao projeto. Esta potencialidade é mostrada com o exposto nos capítulos 5 e 6 deste trabalho. O uso de um mesmo conjunto de variáveis de estado para todas as etapas do processo de injeção no modelo simulador, torna-o bastante robusto e possibilita sua aplicação em futuros desenvolvimentos do sistema.
- 3) O protótipo do injetor de gás mostrou bom desempenho durante os ensaios, apesar de apresentar vazamentos provenientes do mal assentamento do pistão atuador em sua sede. Entretanto, para estes vazamentos serem reduzidos ou eliminados, existem várias alternativas, não descaracterizantes, aplicáveis ao projeto do protótipo. Elas

vão desde o desenvolvimento de um melhor processo de fabricação até a alteração do projeto do atuador. Como sugestão, poder-se-ia utilizar um pistão com cabeça não rebaixada, ao contrário do utilizado, que cobrisse o orifício de retorno quando a válvula dosadora estivesse fechada.

- 4) Como sugestões para trabalhos futuros, fica o desenvolvimento de sistemas de injeção de gás comandados por válvulas eletro-hidráulicas, associadas ou não a sistemas “common-rail”, que permitiriam aumentar a flexibilidade de controle destes sistemas. O programa simulador desenvolvido pode ser facilmente adaptado a esta nova configuração.

Anexo A – PROGRAMA COMPUTACIONAL

\$ DECLARE

\$ DEBUG

C --> SIMULA O FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE INJECAO DE OLEO

C --> PARA UMA CONDICAO DEFINIDA PELA ROTACAO DO MOTOR E

C --> PELA POSICAO DA CREMALHEIRA.

CHARACTER*64 filename

integer i,

& i1,

& i2,

& j,

& j1,

& j2,

& m,

& n,

& n1,

& auxm,

& intv,

& intvg,

& nsec,

& nsecg

real cel,

& zeta,

& teta

real plin(150),

& qlin(150)

real pling(170),

& qling(170),

& masacum,

& masgacum,

& ms,

& Poc

real Qzs,

& Pf

real Psbox,

& Psbom,

& Pebix,

& Pebim,

& Qebi,

& Qsbo,

& Vinj

real alfa(200000),

& t (200000),

& dt,

& presid,

& Po,

& pg

real X (200000,6),

& Y (200000,3),

& QBO (4),

& QBI (3),
& XQ (9),
& Qbix,
& Qbim

real delalf,
& rot,
& poscre

real dial(150),
& ajuda1(150),
& coml,
& passing1,
& passing2

real dlg,
& comlg,
& crefg,
& zetag

real col,
& pi,
& ro,
& Ko

real C1,
& C2,
& C3,
& C4,
& dvd

real Cdo,
& Cdf,
& df

real Af,
& Ap,
& Av

real mvvdes,
& mmovvd,
& kmovvd,
& cmovvd,
& apivvd,
& apsvvd

real dapa,
& dpist,
& bs,
& bb,
& eps,
& needlif

real Ao,
& aux,
& Pinj,

& Pret

real vazgacum,
& Desp,
& Vp

external presal
external areaO

common /parsim / delalf,rot,poscre
common /liinje / coml
common /valors / col,pi,ro,Ko
common /vazbomb/ C1,C2,C3,C4,dvd
common /vazbico/ df,Cdo,Cdf,Pret
common /bivvde / mvvdes,mmovvd,kmovvd,cmovvd,apivvd,apsvvd
common /areas / Af,Ap,Av
common /geom / dapa,dpist,bs,bb,eps,needlif
common /estlin / intv,teta,nsec
common /ctesgas/ dlq,comlg,nsecg
common /gas / ms,zetag,Poc
common /siling / pg,Po
common /singula/ ajuda1,possing1,possing2

C Dados em unidades "usuais".

data coml /780.0 /,
& possing1/550.0 /,
& possing2/565.0 /

data dlq /6.0 /,
& comlg /250.0 /

data rot /1500.0 /,
& poscre/14.0 /

c rot em rpm (do motor)

data col /0.9 /,
& pi /3.141592653/,
& ro /850.00 /,
& Ko /1.5E+04 /

c ro em kg/m³ e Ko em bar

data C1 /0.95 /,
& C2 /0.67 /,
& C3 /0.69 /,
& C4 /0.70 /,
& dvd /6.00 /

c dvd e df em mm

data df /0.28 /,
& Cdo /0.60 /,
& Cdf /0.95 /

c mvvdes e mmovvd em g

```

data mvvdes/2.95 /,
& mmovvd/2.83 /,
& kmovvd/1.56 /,
& cmovvd/1.50 /,
& apivvd/28.27 /,
& apsvvd/28.27 /

data dapa /5.7 /,
& dpist /6.1 /,
& bs /0.45 /,
& bb /0.6 /,
& eps /1E-03 /,
& needlif/0.60 /

C --> i,j,l,
c j2,m,n : contadores e indices
C --> t : vetor com o valor do tempo total de simulacao
C --> dt : intervalo de tempo utilizado na integracao
C --> alfa : vetor com os valores do angulo do camo
C --> delalf : incremento angular para o angulo do camo utilizado
C --> rot : rotacao do motor
C --> .poscre : posicao da cremalheira da bomba injetora
C --> intv
c intvg : numero de integracoes realizadas entre duas aplicacoes
c : consecutivas do metodo das caracteristicas nas linhas de
c : oleo e de gas
C --> nsec : numero de secoes da linha de oleo
C --> nsecg : numero de secoes da linha de gas
C --> cel : celeridade de ondas de pressao no oleo
C --> zeta,
c teta : parametros do criterio de estabilidade de Courant para o
C : metodo das caracteristicas aplicado ao escoamento do oleo
C --> coml : comprimento da linha de oleo
C --> dial : diametro interno da linha de oleo
C --> dlg : diametro interno da linha de gas
C --> comlg : comprimento da linha de gas
C --> crefg : celeridade de referencia para o gas(na temperatura de estagnacao)
C --> zetag : parametro do criterio de estabilidade de Courant para o
C : metodo das caracteristicas aplicado ao escoamento do gas
C --> plin : pressoes nas secoes da linha de oleo
C --> qlin : vazoes nas secoes da linha de oleo
C --> pling : pressoes nas secoes da linha de gas
C --> qling : vazoes nas secoes da linha de gas
C --> masgacum : massa total de gas dosada por injecao
C --> ms : vazao massica instantanea de saida do gas para o cilindro do motor
c : (escoamento bloqueado)
C --> Qzs : vazao da bomba de transferencia da bomba injetora
C --> Pf : valor da pressao de alimentacao da bomba injetora
C --> presid : pressao residual na linha de oleo
C --> Po : pressao absoluta de estagnacao na linha de gas
C --> Psbox : somatoria dos valores das pressoes na saida da bomba durante intv
C --> Psbom : valor medio das pressoes na saida da bomba durante intv
C --> Pebix : somatoria dos valores das pressoes na entrada do injetor durante intv
C --> Pebim : valor medio das pressoes na entrada do injetor durante intv
C --> Qebi : vazao na entrada do injetor calculada no instante anterior a intv
C --> Qsbo : vazao na saida da bomba calculada no instante anterior a intv

```


C --> possing1 : posicao do inicio da singularidade na linha de injecao
 C --> possing2 : posicao do final da singularidade na linha de injecao

C --> ABERTURA DO ARQUIVO-TEXTO ONDE SERAO ARMAZENADOS
 C --> OS RESULTADOS DA SIMULACAO

```
WRITE (*, '(A\)' ) nome do arquivo grafico? '
READ (*, '(A\)' ) filename
open (4,file=filename,status='new',
& form='formatted')
```

C --> VALORES DE GRANDEZAS DE REFERENCIA

```
dt = 2.0E-07
intv = 50
intvg = intv
cel = sqrt(1.0E+05*Ko/ro)
c para ar
crefg = 348.86
c para gas natutal
c crefg = 475.5
zeta = 0.95
zetag = 0.95
teta = zeta/cel
delalf = 3*rot*dt
Qzs = 2.5E-08*rot
nsec = nint(0.001*coml*teta/(intv*dt))+1
nsecg = nint(0.001*comlg*zetag/(crefg*intvg*dt))+1

n1=1
1 ajudal(n1)= coml*real((n1-1))/real((nsec-1))

if(ajudal(n1).gt.possing1.and.ajudal(n1).lt.possing2)then
dial(n1)= 4.0
else
dial(n1)= 2.0
endif
write(6,3)n1,dial(n1)
3 format(1x,'n1=',I2,'dial=',E10.3)
n1=n1+1
if(n1.le.nsec)then
goto 1
else
goto2
endif

2 Af = 0.25*pi*df**2
Ap = 0.25*pi*dpist**2
Av = 0.25*pi*dapa**2
```

C --> INICIALIZACAO DAS VARIAVEIS DO SISTEMA

```
i2=1
do 10 i=1,200000
do 20 j1=1,6
X(i,j1)= 0.0
20 continue
```

```

do 21 j2=1,3
  Y(i,j2)= 0.0
21  continue
  t(i) = 0.0
  alfa(i)= 0.0
10  continue

c para ar
  Po = 8.0
c para gas natural
c Po = 40.00

c ajuste de pressao residual
  presid = 110.0
  Pret = 1.01

do 80 n=1,nsecg
  pling(n)= Po
  qling(n)= 0.0
80  continue

do 81 n= 1,nsec
  plin(n)= presid
  qlin(n)= 0.0
81  continue

masacum = 0.0

i = 1

m = 1

Pf = presal(Qzs)
X(1,1) = 0.0
X(1,2) = 0.0
X(1,3) = Pf
X(1,4) = presid
X(1,5) = 0.0
X(1,6) = 0.0
Y(1,1) = 0.0
Y(1,2) = 0.0
Y(1,3) = presid

QBO(1) = 0.0
QBO(2) = 0.0
QBO(3) = 0.0
QBO(4) = 0.0
QBI(1) = 0.0
QBI(2) = 0.0
QBI(3) = 0.0
Vinj = 0.0

Qsbo = 0.0
Psbox = 0.0
Pebix = 0.0
Qebi = 0.0
Qbix = 0.0

```

```

    Qbim = 0.0

    do 22 j=1,6
      XQ(j)=X(1,j)
22    continue

    do 23 j=7,9
      XQ(j)=Y(1,j-6)
23    continue

C --> CALCULO DAS VARIÁVEIS DE ESTADO DO SISTEMA

30    i = i+1
      t(i) = t(i-1)+dt
      alfa(i)= alfa(i-1)+delalf

c    na bomba injetora

      call integr1(2,t(i-1),t(i),Pf,Qsbo,X,i,6)

      do 24 j=1,6
        XQ(j)=X(i,j)
24    continue

      Psbox=Psbox+X(i,4)

c    no bico injetor

      call integr2(2,t(i-1),t(i),Qebi,Y,i,3)

      do 25 j=7,9
        XQ(j)=Y(i,j-6)
25    continue

      Pebix=Pebix+Y(i,3)

C --> CALCULO DAS VAZÕES NO BICO INJETOR

c    if(Y(i,1).gt.0.0)then
      Ao = pi*dapa*Y(i,1)*sin(pi/4)
      Ao = pi*dapa*(Y(i,1)+0.00003)*sin(pi/4)
      aux = (Cdo*Ao/Cdf/Alf)**2
      Pinj = (Pret+Y(i,3)*aux)/(1+aux)

      if(Y(i,3).ge.Pinj) then
        QBI(2)= 3.16228E+05*Cdo*Ao*sqrt(2.0*(Y(i,3)-
&          Pinj)/ro)
      else
        QBI(2)=-3.16228E+05*Cdo*Ao*sqrt(2.0*(Pinj-
&          Y(i,3))/ro)
      endif

c    else
      Ao = 0.0
      Ao = pi*dapa*0.00003*sin(pi/4)
      if(Y(i,3).ge.Pinj) then

```

```

        QBI(2)= 3.16228E+05*Cdo*Ao*sqrt(2.0*(Y(i,3)-
&         Pinj)/ro)
        else
        QBI(2)=-3.16228E+05*Cdo*Ao*sqrt(2.0*(Pinj-
&         Y(i,3))/ro)
        endif

    endif

    QBI(3)=QBI(2)

c   totalizacao do volume de oleo envolvido no intervalo intv

    Qbix = Qbix+QBI(3)

C   CALCULO DAS PRESSOES E VAZOES NAS SECOES DAS LINHAS DE OLEO E GAS

c   realizacao das medias

    auxm = intv*m+1
    if(i.eq.auxm)then
        Psbom = Psbox/intv
        Pebim = Pebix/intv
        Qbim = Qbix/intv
        call carac(Psbom,Pebim,dial,plin,qlin)
        call caractg(Y(i-1,1),pling,qling)
        masacum= masacum+ms*intvg*dt
        pg = pling(nsecg)
        Qsbo = qlin(1)
        Qebi = qlin(nsec)
        Vinj = Vinj+Qbim*intvg*dt
        Psbox = 0.0
        Pebix = 0.0
        Qbix = 0.0
        m = m+1
    endif

    vazgacum=(masacum/1.08)*(1000*rot/2)
c   vazgacum=(masacum/0.643)*(1000*rot/2)
    masgacum=1080.0/(rot/2)*vazgacum
c   masgacum=643.0/(rot/2)*vazgacum

c   1.08g/l e a massa especifica do ar a pressao atmosferica e 300K
c   0.643g/l e a massa especifica do metano a pressao atmosferica e 300K

C   IMPRESSAO DE RESULTADOS

    if(i.lt.200000)then
        i1=150*i2
        if(i.eq.i1)then
c       write(4,72)alfa(i),XQ(1),XQ(3),XQ(4),plin(1),
c   &         qlin(1),plin(nsec),qlin(nsec),XQ(5),XQ(7),
c   &         Vinj,pling(1),qling(1),pling(nsecg),
c   &         qling(nsecg),masacum

        call polino(alfa(i),Desp,Vp)

```

```

        write(4,72)alfa(i),t(i),plin(1),XQ(7),Vinj,
&          masgacum

c72      format(1x,'alfa=',E8.3,' Sv=',E10.3,' Pp=',E10.3,
c &      ' Pd=',E10.3,1x,' p(1)=',E10.3,' q(1)=',E10.3,
c &      ' p(n)=',E10.3,' q(n)=',E10.3,1x,' Sn=',E10.3,
c &      ' Pn=',E10.3,' Vinj=',E10.3,1x,'plg(1)=',E10.3,
c &      ' qlg(1)=',E10.3,' plg(n)=',E10.3,
c &      ' qlg(n)=',E10.3,' mtgas=',E10.3)

72      format(1x,'alfa=',E8.3,' t=',E10.3,
&      ' p(1)=',E10.3,' Sn=',E10.3,' Vinj=',E10.3,
&      ' vazgas=',E10.3)

        i2=i2+1
        endif
        go to 30
    else
        go to 100
    endif

100     close(4)

        return
        end

```

C-----

```

subroutine integr1(m,t0,t,Pf,Qsbo,X,j,nf)

```

C --> INTEGRA NUMERICAMENTE AS EQUACOES DIFERENCIAIS $X=X(t)$

```

integer m,
& i,
& j,
& k,
& nf

real t0,
& t,
& h,
& alfa,
& delalf,
& rot,
& poscre,
& Pf,
& Qsbo

real X (200000,6),
& dX (6),
& X1 (6),
& aux (6,3)

```

```

common /parsim/ delalf,rot,poscre

```


C --> m : (1) metodo de integracao de Euler
 C : (2) metodo de integracao de Runge-Kutta (3a. ordem)
 C --> i,j,k : indices
 C --> nf : numero de variaveis de estado integradas
 C --> t0 : limite inferior do intervalo de integracao
 C --> t : limite superior do intervalo de integracao
 C --> h : intervalo de integracao
 C --> Pf : pressao de alimentacao da bomba injetora
 C --> Qsbo : vazao de saida da bomba injetora
 C --> alfa : angulo do camo (variavel durante a integracao pelo
 c : metodo de Runge-Kutta)
 C --> X : matriz com as variaveis de estado
 C --> dX : vetor com as derivadas de X no instante t (indice j)
 C --> X1,aux : vetores com variaveis auxiliares

alfa = 3*rot*t0

if (m.eq.1) then

C --> METODO DE EULER

```

do 5 i=1,nf
  X1(i)= X(j-1,i)
5  continue

call drvest1(alfa,Pf,Qsbo,X1,dX)

do 10 i=1,nf
  X(j,i)= X(j-1,i)+dX(i)*(t-t0)
10 continue

return

else

```

C --> METODO DE RUNGE-KUTTA

```

h = t-t0

do 15 i=1,nf
  X1(i)= X(j-1,i)
15 continue

do 30 k= 1,3

  call drvest1(alfa,Pf,Qsbo,X1,dX)

  do 25 i=1,nf
    aux(i,k)= h*dX(i)
25 continue

  t = t0+h*k/3.0
  alfa = 3*rot*t
  do 35 i=1,nf
    X1(i)= X(j-1,i)+aux(i,k)*k/3.0
35 continue

```

```

30  continue

      do 40 i=1,nf
        X(j,i)= X(j-1,i)+aux(i,1)*0.25+aux(i,3)*0.75
40  continue

      return

    endif

  end

C -----
  subroutine integr2(m,t0,t,Qebi,Yj,nf)

C --> INTEGRA NUMERICAMENTE AS EQUACOES DIFERENCIAIS Y=Y(t)

      integer m,
&      i,
&      j,
&      k,
&      nf

      real t0,
&      t,
&      h,
&      Qebi,
&      alfa

      real Y (200000,3),
&      dY (3),
&      Y1 (3),
&      aux (3,3)

      real delalf,
&      rot,
&      poscre

      common /parsim/ delalf,rot,poscre

C --> m      : (1) metodo de integracao de Euler
C           : (2) metodo de integracao de Runge-Kutta (3a. ordem)
C --> ij,k   : indices
C --> nf     : numero de variaveis de estado integradas
C --> t0     : limite inferior do intervalo de integracao
C --> t      : limite superior do intervalo de integracao
C --> h      : intervalo de integracao
C --> Qebi  : vazao de alimentacao da camara do bico injetor de gas
C --> alfa   : angulo do camo (variavel durante a integracao pelo
c             metodo de Runge-Kutta)
C --> Y      : matriz com as variaveis de estado
C --> dY     : vetor com as derivadas de Y no instante t (indice j)
C --> Y1,aux : vetores com variaveis auxiliares

```

```

      alfa = 3*rot*t0

```

if (m.eq.1) then

C --> METODO DE EULER

```

do 5 i=1,nf
  Y1(i)= Y(j-1,i)
5  continue

call drvest2(alfa,Qebi,Y1,dY)

do 10 i=1,nf
  Y(j,i)= Y(j-1,i)-dY(i)*(t-t0)
10 continue

return

else
```

C --> METODO DE RUNGE-KUTTA

```

h = t-t0

do 15 i=1,nf
  Y1(i)= Y(j-1,i)
15  continue

do 30 k= 1,3

  call drvest2(alfa,Qebi,Y1,dY)

  do 25 i=1,nf
    aux(i,k)= h*dY(i)
25  continue

  t = t0+h*k/3.0
  alfa = 3*rot*t
  do 35 i=1,nf
    Y1(i)= Y(j-1,i)+aux(i,k)*k/3.0
35  continue

30  continue

do 40 i=1,nf
  Y(j,i)= Y(j-1,i)+aux(i,1)*0.25+aux(i,3)*0.75
40  continue

return

endif

end
```

C -----
subroutine drvest1(alfa,Pfant,Qsbo,X,dX)

C --> CALCULA AS DERIVADAS DAS VARIÁVEIS DE ESTADO DO SISTEMA

```
real  alfa,  
&    Pfant,  
&    Qsbo  
  
real  Cv1,  
&    Cv1cri,  
&    area  
  
real  X (6),  
&    dX (6),  
&    Q1 (4)  
  
real  zeth,  
&    omega,  
&    massa  
  
real  G,  
&    aux1,  
&    davd,  
&    b,  
&    eps,  
&    Kd,  
&    armix,  
&    Kp  
  
real  mi,  
&    kbar,  
&    Fsquev  
  
real  Desp,  
&    Vp  
  
real  mvvdes,  
&    mmovvd,  
&    kmovvd,  
&    cmovvd,  
&    apivvd,  
&    apsvvd  
  
real  depeld,  
&    dojadm,  
&    pcpeld,  
&    anghel,  
&    deng,  
&    dmincr  
  
real  volgal,  
&    vmxcab,  
&    vmxcad,  
&    dofilt  
  
real  col,  
&    pi,  
&    ro,  
&    Ko
```

```

real delalf,
& rot,
& poscre

common /parsim / delalf,rot,poscre
common /bivvde / mvvdes,mmovvd,kmovvd,cmovvd,apivvd,apsvvd
common /bieldo / depeld,dojadm,pcpeld,anghel,deng,dmincr
common /bincao / volgal,vmxcab,vmxcad,dofilt
common /valors / col,pi,ro,Ko

data mi /1.85E-09 /
c mi em kgf.s/mm2
& G /9.80665 /,
& davd /5.5 /,
& b /0.475 /,
& eps /1E-03 /,
& kbar /4E+04 /

c davd,b e eps em mm; kbar em kgf/mm

C --> alfa : angulo do camo no instante atual
C --> X : vetor com os valores das variaveis de estado no instante anterior
C --> dX : vetor com as derivadas das variaveis de estado
C --> Pfant : valor anterior da pressao Pf de alimentacao da bomba injetora
C --> Kd : modulo de elasticidade volumetrica na camara de descarga
C --> davd : diametro do assento da valvula de descarga
C --> Q1(1) : vazao de entrada na camara da bomba
C --> Q1(2) : vazao de retorno para a galeria da bomba
C --> Q1(3) : vazao atraves da valvula de descarga
C --> Q1(4) : vazao de saida da bomba
C --> Cv1 : constante de amortecimento viscoso na valvula de descarga
c (nao considera a constante elastica do material do assento)
C --> Cv1cri : constante de amortecimento viscoso na valvula de descarga
c (considera a constante elastica do material do assento)
C --> G : aceleracao local da gravidade
C --> mi : viscosidade dinamica do oleo
C --> area : area da secao transversal do elemento dosador
C --> eps : espessura do filme de oleo sob esmagamento na valvula de descarga
C --> b : largura do filme de oleo sob esmagamento na regio de assento
c da valvula de descarga
C --> aux1 : variavel auxiliar
C --> Desp : deslocamento do elemento dosador da bomba injetora
C --> Vp : velocidade do elemento dosador da bomba injetora
C --> davd : diametro do assento da valvula de descarga
C --> kbar : constante elastica do material do assento da valvula
C --> Fsquev : forca resultante do esmagamento do filme de oleo na
c sede da valvula de descarga

call vazoes1(alfa,Pfant,Qsbo,X,Q1)

C --> DERIVADAS NA BOMBA INJETORA

C --> CALCULO DE dSv/ dt (mm/s)

dX(1)= X(2)

```

C --> CALCULO DE d Vv/ dt (mm/s^2)

```

Cv1cri= 6.386E-04*sqrt((mvvdes+mmovvd/3.0)*(kmovvd+kbar))
Cv1 = 6.386E-04*sqrt((mvvdes+mmovvd/3.0)*kmovvd)
c "squeeze film effect"
Fsquev= mi*pi*davd*(b**3)*X(2)/(abs(X(1))+eps)**3

if(X(1).gt.0.0)then

    dX(2) = 1.0E+05*(apivvd*X(3)-apsvvd*X(4)-10.0*G*(cmovvd+
&    kmovvd*X(1)+Fsquev+Cv1*X(2)))/(mvvdes+mmovvd/3.0)
    else
    dX(2) = 1.0E+05*(apivvd*X(3)-apsvvd*X(4)-10.0*G*(cmovvd+
&    (kmovvd+kbar)*X(1)+Fsquev+Cv1cri*X(2)))/(mvvdes+mmovvd/3.0)
endif

```

C --> CALCULO DE d Pp/ dt

```

area = pi*depeld*depeld*0.25

call polino(alfa,Desp,Vp)

dX(5)= X(6)
zeth = 0.1
omega= 5600
massa= 0.4
dX(6)= 2*zeth*omega*(Vp-X(6))+(Desp-X(5))*omega**2-100.0*X(3)*
& area/massa/cos(atan(Vp/(3.0*rot*pi/180.0)/15.0))**2

aux1 = area*X(6)
c com a mistura de ar
armix=0.0050
c sem a mistura de ar
c armix=0.0
Kp=Ko/(1.0+Ko*armix/X(3))
c com a dinamica do camo
dX(3)= Kp*(aux1-Q1(3)-apivvd*X(2)-Q1(2)+0.5*Q1(1))/
& (vmxcab-area*X(5)+apivvd*X(1))
c sem a dinamica do camo
c dX(3)= Kp*(aux1-Q1(3)-apivvd*X(2)-Q1(2)+0.5*Q1(1))/
c & (vmxcab-area*Desp+apivvd*X(1))

```

C --> CALCULO DE d Pd/ dt

```

Kd= Ko
dX(4)= Kd*(apsvvd*X(2)+Q1(3)-Q1(4))/(vmxcad-apsvvd*X(1))

return

end

```

C -----

subroutine drvest2(alfa,Qebi,Y,dY)

C --> CALCULA AS DERIVADAS DAS VARIÁVEIS DE ESTADO DO INJETOR

```

real Y (3),
& dY (3),

```

& Q2 (3)

real Qebi,
& alfa,
& Pret

real Ko,
& Kn

real G

real dpvg,
& dsvg,
& Apv,
& Asv,
& pg,
& Po

real col,
& pi,
& ro

real Cdo,
& Cdf,
& df

real Af,
& Ap,
& Av,
& Ao

real mi,
& mt,
& k,
& kbar,
& Cv2,
& Cv2cri,
& Fo

real dapa,
& dpist,
& bs,
& bb,
& eps,
& needlif

real Pinj,
& Vo,
& aux

real Fsques,
& Fsqueb

external prcham

common /valors / col,pi,ro,Ko
common /vazbico/ df,Cdo,Cdf,Pret

```

common /areas / Af,Ap,Av
common /geom / dapa,dpist,bs,bb,eps,needlif
common /siling / pg,Po

```

c "datas" abaixo em unidades "usuais"

```

data mi /1.85E-09 /,
& mt /23.0 /,
& k /19.37 /,
& kbar /4.0E+04 /,
& Fo /70.0 /
data Vo /0.07E+03 /,
& G /9.80665 /,
& dpvg /8.0 /,
& dsvg /7.5 /

```

c Fo em kgf e Vo em mm³

```

C --> Y      : vetor com as variaveis de estado no instante anterior
C --> dY     : vetor com as derivadas das variaveis de estado
C --> Kn     : modulo de elasticidade volumetrica na camara do pistao atuador
C --> Q2(1)  : vazao de entrada na camara de oleo do bico injetor
C --> Q2(2)  : vazao atraves da pistao atuador
C --> Q2(3)  : vazao de retorno de oleo
C --> Cv2    : constante de amortecimento viscoso no pistao atuador
C --> Cv2cri : constante de amortecimento viscoso no pistao atuador,
c            (considera a constante elastica do material do assento)
C --> G      : aceleracao local da gravidade
C --> mt     : massa equivalente do pistao atuador e da mola;
C --> k      : constante elastica da mola do injetor;
C --> Fo     : pre-carga da mola;
C --> mi     : viscosidade dinamica do oleo hidraulico;
C --> Pinj   : pressao na camara a montante da linha de retorno do oleo
C --> dpvg   : diametro do pe da valvula dosadora de gas
C --> dsvg   : diametro da sede da valvula dosadora de gas
C --> Apv    : area do pe da valvula dosadora de gas
C --> Asv    : area projetada da sede da valvula dosadora de gas
C --> Ao     : area variavel entre o pistao atuador e sua sede
C --> Fo     : pre-carga da mola do injetor
C --> Vo     : volume da camara de oleo do pistao atuador
C --> aux    : variavel auxiliar
C --> Cd     : coeficiente de descarga na secao de entrada de oleo no injetor
C --> eps    : espessura do filme de oleo sob esmagamento na sede e batente
c            inferior do pistao atuador
C --> kbar   : constante elastica do material do bico injetor
C --> Fsques : forca resultante do esmagamento do filme de oleo na
C            sede do pistao atuador de gas
C --> Fsqueb : forca resultante do esmagamento do filme de oleo no
C            batente superior do pistao atuador do injetor

```

```
call vazoes2(Qebi,Y,Q2)
```

C --> CALCULO DE $d S_n/dt$ (mm/s)

```
dY(1)= Y(2)
```


C --> CALCULO DE d Vn/dt (mm/s^2)

c "squeeze film effect"

$$Fsqques = mi * Y(2) * pi * dapa * (bs ** 3) / (abs(Y(1)) + eps) ** 3$$

$$Fsqqueb = mi * Y(2) * pi * dpist * (bb ** 3) / (abs(Y(1) - needlif) + eps) ** 3$$

$$Cv2cri = 6.387E-04 * sqrt((kbar + k) * mt)$$

$$Cv2 = 6.387E-04 * sqrt(k * mt)$$

if(Y(1).gt.0.0)then

c sem vazamento

$$c \quad Ao = pi * dapa * Y(1) * sin(pi/4)$$

c com vazamento

$$Ao = pi * dapa * (Y(1) + 0.00003) * sin(pi/4)$$

else

c sem vazamento

$$c \quad Ao = 0.0$$

c com vazamento

$$Ao = pi * dapa * 0.00003 * sin(pi/4)$$

endif

$$aux = (Cdo * Ao / Cdf / Af) ** 2$$

$$Pinj = (Pret + Y(3) * aux) / (1 + aux)$$

$$Apv = 0.25 * pi * dpvg ** 2$$

$$Asv = 0.25 * pi * dsvg ** 2$$

if (Y(1).gt.0.0.and.Y(1).lt.needlif)then

$$dY(2) = 1.0E+05 * (Y(3) * Av + Pinj * (Ap - Av) - 10.0 * G * (Fo + Fsqques + Fsqqueb + k * Y(1) + Cv2 * Y(2)) + pg * (Asv - Ap) - prcham(alfa) * Apv) / mt$$

elseif (Y(1).le.0.0)then

$$dY(2) = 1.0E+05 * (Y(3) * Av + Pinj * (Ap - Av) - 10.0 * G * (Fo + Fsqques + Fsqqueb + Cv2cri * Y(2) + kbar * Y(1)) + pg * (Asv - Ap) - prcham(alfa) * Apv) / mt$$

elseif (Y(1).ge.needlif)then

$$dY(2) = 1.0E+05 * (Y(3) * Av + Pinj * (Ap - Av) - 10.0 * G * (Fo + Fsqques + Fsqqueb + Cv2cri * Y(2) + kbar * (Y(1) - needlif)) + pg * (Asv - Ap) - prcham(alfa) * Apv) / mt$$

endif

C --> CALCULO DE d Pn/dt (bar/s)

$$Kn = Ko$$

$$dY(3) = Kn * (Q2(1) - Q2(2) - Av * Y(2)) / (Vo + Av * Y(1))$$

return

end

C -----
subroutine vazoes1(alfa,pf,Qsbo,X,Q1)

C --> CALCULA VAZOES NOS ORIFICIOS DE PASSAGEM DA BOMBA

```

real  alfa,
&    pf,
&    Qsbo

real  X (6),
&    Q1(4)

real  C1,
&    C2,
&    C3,
&    C4,
&    dvd

real  coml

real  col,
&    pi,
&    ro,
&    Ko

real  Ap,
&    Av,
&    Af

real  mvvdes,
&    mmovvd,
&    kmovvd,
&    cmovvd,
&    apivvd,
&    apsvvd

real  h,
&    mi

common /liinje / coml
common /valors / col,pi,ro,Ko
common /vazbomb/ C1,C2,C3,C4,dvd
common /areas / Af,Ap,Av
common /bivvde / mvvdes,mmovvd,kmovvd,cmovvd,apivvd,apsvvd

external areaO

C --> alfa      : angulo do camo
C --> pf        : pressao na camara de alimentacao
C --> X         : vetor com as variaveis de estado no instante anterior
C --> Q1(1)     : vazao de entrada na camara da bomba
C --> Q1(2)     : vazao de retorno para a galeria
C --> Q1(3)     : vazao atraves da valvula de descarga
C --> Q1(4)     : vazao de saida da bomba

c  C --> CALCULO DE Q(1)

if (pf.ge.X(3))then
  Q1(1)= 3.16228E+05*C1*areaO(alfa)*sqrt(2*(pf-X(3))/ro)
else
  Q1(1)= 0.0

```

```
endif
```

```
C --> CALCULO DE Q(2)
```

```
if (X(3).ge.pf)then
  Q1(2)= 3.16228E+05*C2*areaO(alfa)*sqrt(2*(X(3)-pf)/ro)
else
  Q1(2)= 0.0
endif
```

```
C --> CALCULO DE Q(3) E Q(4)
```

```
if(X(1).ge.col)then

  if(X(3).ge.X(4))then
    Q1(3)=3.16228E+05*C3*pi*dvd*(X(1)-col)*
    &      sin(pi/4)*sqrt(2*(X(3)-X(4))/ro)
  else
    Q1(3)=-3.16228E+05*C3*pi*dvd*(X(1)-col)*
    &      sin(pi/4)*sqrt(2*(X(4)-X(3))/ro)
  endif

elseif(X(1).lt.col.and.X(1).gt.0.0)then

  if(X(3).ge.X(4))then
    mi=1.85E-02
  c  com vazamento
    h = 0.005
  c  sem vazamento
  c  h = 0.0
    Q1(3)=1.0E+05*pi*(X(3)-X(4))*h**4/mi/col/128.0
  else
    Q1(3)=-1.0E+05*pi*(X(4)-X(3))*h**4/mi/col/128.0
  endif

  else
    Q1(3)=0.0
  endif

  Q1(4)=Qsbo

return
end
```

```
C -----
subroutine vazoes2 (Qebi,Y,Q2)
```

```
C --> CALCULA VAZOES NOS ORIFICIOS DE PASSAGEM DO BICO
```

```
real  aux,
&     Pinj

real  Y(3),
&     Q2(3)

real  Qebi,
&     Ao
```

```

real  Cdo,
&    Cdf,
&    df,
&    Pret

real  coml

real  col,
&    pi,
&    ro,
&    Ko

real  Af,
&    Ap,
&    Av

real  dapa,
&    dpist,
&    bs,
&    bb,
&    eps,
&    needlif

common /liinje / coml
common /valors / col,pi,ro,Ko
common /vazbico/ df,Cdo,Cdf,Pret
common /areas / Af,Ap,Av
common /geom / dapa,dpist,bs,bb,eps,needlif

C --> alfa      : angulo do camo
C --> pf        : pressao na camara de alimentacao
C --> Y         : vetor com as variaveis de estado no instante anterior
C --> Q2(1)     : vazao de entrada na camara do injetor
C --> Q2(2)     : vazao atraves do pistao atuador
C --> Q2(3)     : vazao de retorno
C --> aux       : variavel auxiliar

Q2(1)= Qebi

if(Y(1).gt.0.0)then
c   Ao  = pi*dapa*(Y(1))*sin(pi/4)
    Ao  = pi*dapa*(Y(1)+0.00003)*sin(pi/4)
    aux  = (Cdo*Ao/Cdf/Af)**2
    Pinj = (Pret+Y(3)*aux)/(1+aux)

c   pois Q2(2)=Q2(3), considerando volume da camara de saida desprezivel

    if(Y(3).ge.Pinj) then
        Q2(2)= 3.16228E+05*Cdo*Ao*sqrt(2.0*(Y(3)-Pinj)/ro)
    else
        Q2(2)=-3.16228E+05*Cdo*Ao*sqrt(2.0*(Pinj-Y(3))/ro)
    endif
else
c   Ao  = 0.0
    Ao  = pi*dapa*0.00003*sin(pi/4)
    if(Y(3).ge.Pinj) then
        Q2(2)= 3.16228E+05*Cdo*Ao*sqrt(2.0*(Y(3)-Pinj)/ro)

```

```

else
  Q2(2)=-3.16228E+05*Cdo*Ao*sqrt(2.0*(Pinj-Y(3))/ro)

endif
endif

Q2(3)=Q2(2)

return
end

```

```

C -----
  subroutine carac(Psbom,Pebim,dial,plin,qlin)

```

C --> CALCULA AS VAZOES E PRESSOES AO LONGO DE UMA LINHA ENTRE
 C --> DOIS RESERVATORIOS, UTILIZANDO O METODO DAS CARACTERISTICAS.

```

  integer nsec,
  & i,
  & intv,
  & j

  real dial(150),
  & coml,
  & ajuda1(150),
  & passing1,
  & passing2

  real rot,
  & delalf,
  & poscre

  real plin (150),
  & qlin (150)

  real Pebim,
  & Psbom

  real teta,
  & zeta,
  & area(150),
  & c

  real col,
  & pi,
  & ro,
  & Ko

  real ni,
  & Re (150),
  & f (150),
  & Qs (150),
  & Qr (150),
  & Ps (150),
  & Pr (150)

  real delp,
  & delq,

```

```
& aux1,
& aux2
```

```
real Cp1,
& B1,
& R1,
& B2,
& R2,
& Cm2
```

```
real C1
```

```
real pant (150),
& qant (150)
```

```
common /liinje/ com1
common /parsim/ delalf,rot,poscre
common /valors/ col,pi,ro,Ko
common /estlin/ intv,teta,nsec
common /singula/ ajuda1,possing1,possing2
```

```
data C1/316.22777 /,
& ni/2.17E-05 /
```

```
C --> ij      : indices
C --> plin    : vetor com as pressoes nas secoes da linha de oleo
C --> qlin    : vetor com as vazoes nas secoes da linha de oleo
C --> Pr      : vetor com as pressoes de referencia a montante de uma secao
C --> Ps      : vetor com as pressoes de referencia a jusante de uma secao
C --> Qr      : vetor com as vazoes de referencia a montante de uma secao
C --> Qs      : vetor com as vazoes de referencia a jusante de uma secao
C --> Psbom   : pressao a montante da linha de oleo
C --> Pebim   : pressao a jusante da linha de oleo
C --> area    : area da secao transversal da linha de oleo
C --> c       : celeridade de ondas de pressao no oleo
C --> zeta    : parametro do criterio de estabilidade de Courant para o
C             metodo das caracteristicas aplicado ao escoamento do oleo
C --> pant    : vetor com as pressoes nas secoes da linha de oleo no instante anterior
C --> qant    : vetor com as vazoes nas secoes da linha de oleo no instante anterior
C --> cr      : velocidade do som na secao (r)
C --> c       : velocidade do som nos contornos
C --> cs      : velocidade do som na secao (s)
C --> ni      : viscosidade cinematica do combustivel
C --> Re      : vetor com os numeros de Reynolds nas secoes da linha de oleo
C --> f       : vetor com os coeficientes de perda de carga nas secoes da linha de oleo
C --> C1      : fator de conversao de unidades
C --> delp,
c delq,
c aux1,
c aux2,
c Qaux,
c delp,
c delq      : variaveis auxiliares
```

```
c = C1*sqrt(Ko/ro)
zeta= teta*c
```

```

do 8 j=1,nsec
    pant(j)=plin(j)
    qant(j)=qlin(j)
    area(j)= 0.25*pi*dial(j)**2
8 continue

```

C --> CALCULO DE plin E qlin AO LONGO DA LINHA DE OLEO

```

do 1 i=1,nsec

    Re(i)= 4.0E-06*abs(qant(i))/(pi*dial(i)*ni)

    if (Re(i).ge.0.0.and.Re(i).lt.1.0) then
        f(i)= 64.0*Re(i)
    elseif
    & (Re(i).ge.1.0.and.Re(i).le.1200.0) then
C --> Expressao de Poiseuille
        f(i)= 64.0/Re(i)
    else
C --> Expressao de Blasius
        f(i)= 0.3164*Re(i)**(-0.25)
    endif
1 continue

do 6 i=1,nsec
    if (i.eq.1) then
        plin(i)= Psbom
        qlin(i)=qant(i+1)+1E+08*(plin(i)-pant(i+1))*area(i)/(ro
    & *c)-0.001*qant(i+1)*abs(qant(i+1))*f(i+1)*coml/
    & (2.0*(nsec-1)*dial(i)*area(i)**2)
    elseif
    & (i.eq.nsec) then
        plin(i)=Pebim
        qlin(i)=qant(i-1)-1E+08*(plin(i)-pant(i-1))*area(i)/(ro
    & *c)-0.001*qant(i-1)*abs(qant(i-1))*f(i-1)*coml/
    & (2*dial(i)*area(i)*c*(nsec-1))
    else
        if(ajuda1(i).lt.possing1.or.ajuda1(i).gt.possing2)then
            delq =qant(i)-qant(i-1)
            delp =pant(i)-pant(i-1)
            Qr(i) =(qant(i)-zeta*delq)/(1.0+0.001*teta*delq
    & /area(i))

            Pr(i) =pant(i)-(0.001*Qr(i)*teta/area(i)+zeta
    & *delp

            delq =qant(i)-qant(i+1)
            delp =pant(i)-pant(i+1)
            Qs(i) =(qant(i)-zeta*delq)/(1.0-0.001*teta*delq
    & /area(i))
            Ps(i) =pant(i)+(0.001*Qs(i)*teta/area(i)-zeta
    & *delp

            aux1 =Pr(i)+(1E-08*ro*c*Qr(i)/area(i))*(1.0-
    & 0.001*f(i-1)*teta*coml*abs(Qr(i))/(2.0*

```

```

&          (nsec-1)*dial(i)*area(i)))

aux2 =Ps(i)-(1E-08*ro*c*Qs(i)/area(i))*(1.0-
&          0.001*f(i+1)*teta*coml*abs(Qs(i))/(2.0*
&          (nsec-1)*dial(i)*area(i)))

plin(i)=0.5*(aux1+aux2)
qlin(i)=1E+08*(plin(i)-aux2)*area(i)/(ro*c)

else
  B1 =4.0E-08*ro*c/pi/dial(i-1)**2
  R1 =0.5E-11*f(i-1)*coml*ro/((nsec-1)*
&          dial(i-1)*area(i-1)**2)
  Cp1 =plin(i-1)+B1*qlin(i-1)-R1*qlin(i-1)*
&          abs(qlin(i-1))
  B2 =4.0E-08*ro*c/pi/dial(i+1)**2
  R2 =0.5E-11*f(i+1)*coml*ro/((nsec-1)*
&          dial(i+1)*area(i+1)**2)
  Cm2 =plin(i+1)-B2*qlin(i+1)+R2*qlin(i+1)*
&          abs(qlin(i+1))
  qlin(i)=(Cp1-Cm2)/(B1+B2)
  plin(i)=Cp1-B1*qlin(i)
endif
endif
6  continue

return
end

C -----
subroutine polino(alfa,Desp,Vp)

integer i

real alfaext(12),
& Desp,
& Vp,
& a(12),
& b(12),
& c(12),
& d(12),
& e(12),
& f(12)

real delalf,
& rot,
& poscre

common /parsim/ delalf,rot,poscre

C --> alfaext : vetor com os valores iniciais dos trechos ajustados
c             da curva do camo
C --> Desp    : deslocamento linear obtido com o deslocamento
c             angular do camo
C --> Vp      : velocidade linear obtida com o deslocamento
c             angular do camo
C --> a,b,c,

```


c d,e,f,g : vetores com os coeficientes dos polinomios ajustados
 c em cada trecho

$$\text{alfaext}(1) = 0.0$$

$$\text{alfaext}(2) = 10.0$$

$$\text{alfaext}(3) = 40.0$$

$$\text{alfaext}(4) = 42.0$$

$$\text{alfaext}(5) = 62.0$$

$$\text{alfaext}(6) = 64.0$$

$$\text{alfaext}(7) = 84.0$$

$$\text{alfaext}(8) = 86.0$$

$$\text{alfaext}(9) = 106.0$$

$$\text{alfaext}(10) = 108.0$$

$$\text{alfaext}(11) = 138.0$$

$$\text{alfaext}(12) = 180.0$$

$$a(1) = 2.3872375693E-05$$

$$b(1) = 1.04918105559E-03$$

$$c(1) = -2.18547222197E-02$$

$$d(1) = 1.115979159945E-01$$

$$e(1) = 0.00$$

$$f(1) = 0.00$$

$$a(2) = 0.00$$

$$b(2) = -6.448036E-05$$

$$c(2) = 9.196642E-03$$

$$d(2) = -6.946942E-02$$

$$e(2) = 4.182678E-02$$

$$f(2) = 5.990777E-01$$

$$a(3) = 0.00$$

$$b(3) = 0.00$$

$$c(3) = -6.86115757135E-01$$

$$d(3) = 8.50649699882E+01$$

$$e(3) = -3.48972078219E+03$$

$$f(3) = 4.77109242064E+04$$

$$a(4) = 0.00$$

$$b(4) = 2.247232E-03$$

$$c(4) = -4.871503E-01$$

$$d(4) = 3.86892E+01$$

$$e(4) = -1.313053E+03$$

$$f(4) = 1.636408E+04$$

$$a(5) = 0.00$$

$$b(5) = 0.00$$

$$c(5) = 0.794628028548$$

$$d(5) = -151.24824763$$

$$e(5) = 9600.0360537$$

$$f(5) = -202405.703024$$

$$a(6) = 0.00$$

$$b(6) = -0.00154611$$

$$c(6) = 0.4560874$$

$$d(6) = -50.39152$$

$$e(6) = 2471.576$$

f(6)=-44607.6

a(7)= 0.00
 b(7)= 0.00
 c(7)=-0.866525974409
 d(7)= 219.238851687
 e(7)=-18494.7888597
 f(7)= 520996.994216

a(8)= 0.00
 b(8)= 0.002959278
 c(8)=-1.10865
 d(8)= 154.8782
 e(8)=-9581.575
 f(8)= 222601.5

a(9)= 0.00
 b(9)= 0.00
 c(9)= 1.92917379623
 d(9)=-619.803765879
 e(9)= 66350.2270291
 f(9)=-2366337.66363

a(10)= 0.00
 b(10)= 0.00004157581
 c(10)=-0.0224597
 d(10)= 4.857307
 e(10)=-494.4996
 f(10)= 19685.85

a(11)=0.00
 b(11)=0.00
 c(11)=0.00
 d(11)=0.00
 e(11)=0.00
 f(11)=0.00

i=1

```

22  if(alfa.ge.alfaext(i).and.alfa.lt.alfaext(i+1))then
    Desp=0.01*(a(i)*alfa**5+b(i)*alfa**4+c(i)*alfa**3+d(i)*alfa**2+
    &  e(i)*alfa+f(i))
    Vp =0.03*rot*(5*a(i)*alfa**4+4*b(i)*alfa**3+3*c(i)*alfa**2+
    &  2*d(i)*alfa+e(i))
    endif

    if(i.lt.11)then
      i=i+1
      goto 22
    endif

  close(3)

  return
  end
  
```

C -----
 real function areaO(alfa)

C --> CALCULA O VALOR DA AREA DE ENTRADA NO ELEMENTO DOSADOR

```
real alfa,
& delalf,
& rot,
& poscre
```

```
real depeld,
& dojadm,
& pcpeld,
& anghel,
& deng,
& dmincr
```

```
real dmin,
& x
```

```
real pi,
& aux1,
& aux2,
& aux3,
& aux4,
& aux5,
& aux6,
& aux7,
& aux8,
& aux9,
& aux10,
& len,
& ang,
& h
```

```
real Desp,
& Vp
```

```
common /parsim/ delalf,rot,poscre
common /bieldo/ depeld,dojadm,pcpeld,anghel,deng,dmincr
```

```
data pi /3.1415926535 /
```

```
data depeld/.900E+01 /,
& dojadm/.350E+01 /,
& pcpeld/.220E+01 /,
& deng /.220E+02 /,
& anghel/ 23.8 /,
& dmincr/.27E+01 /
c & dmaxcr/.950E+01 /,
```

```
C --> alfa      : valor atual do angulo do camo
C --> depeld    : diametro do pistao do elemento dosador
C --> dojadm    : diametro do orificio da janela de admissao
C --> pcpeld    : pre-curso do pistao do elemento dosador
C --> anghel    : angulo de helice
C --> dmincr    : deslocamento minimo da cremalheira
C --> dmaxcr    : deslocamento maximo da cremalheira
C --> x        : altura da helice
```

C --> aux1,...
 C aux7 : variaveis auxiliares
 C --> len : distancia da helice ao topo do pistao (funcao da cremalheira)
 C --> ang : angulo de helice, em radianos
 C --> h : parametro auxiliar

```
ang = anghel*pi/180.0
dmin= 3.25
len = dmin+(poscre-dmincr)/deng*depeld*tan(ang)
```

```
call polino(alfa,Desp,Vp)
```

```
h = 0.5*dojadm+Desp-pcpeld
x = 3.1
aux1= h+0.5*dojadm*cos(ang)
aux2= 0.5*dojadm
aux3= 2*h/dojadm
aux3= acos(aux3)
aux4= 0.5*dojadm*cos(ang)**2-(len-h)*cos(ang)
if(aux4.ge.dojadm)then
  aux5 = pi
else
  aux5= acos(1.0-2.0*aux4/dojadm)
endif
aux6= len+x-0.5*dojadm*cos(ang)
```

C --> CALCULO DA AREA DE PASSAGEM

```
if(len.ge.aux1) then
  if(h.lt.aux2)then
    areaO= 0.25*dojadm*dojadm*aux3-0.5*h*dojadm*sin(aux3)
    return
  else
    areaO= 0.0
    return
  endif
else
  if(h.lt.aux2)then
    areaO= 0.25*dojadm*dojadm*aux3-0.5*h*dojadm*sin(aux3)
    & +0.25*dojadm*(aux5*dojadm-(dojadm-2.0*aux4)*sin(aux5))
    return
  elseif(h.ge.aux2.and.h.le.aux6)then
    areaO= 0.25*dojadm*(aux5*dojadm-(dojadm-2.0*aux4)*sin(aux5))
    return
  else
    aux7 = (h-len-x)*cos(ang)+0.5*dojadm*cos(ang)**2
    aux8 = aux7+x*cos(ang)

    if(aux7.ge.dojadm)then
      aux9 = pi
    else
      aux9 = acos(1.0-2.0*aux7/dojadm)
    endif
    if(aux8.ge.dojadm)then
      aux10 = pi
    else
      aux10 = acos(1.0-2.0*aux8/dojadm)
```

```

    endif
    areaO=0.25*dojadm*(aux10*dojadm-(dojadm-2.0*aux8)*sin(aux10))
&    -0.25*dojadm*(aux9*dojadm-(dojadm-2.0*aux7)*sin(aux9))
    return
  endif
endif

return
end

```

C -----
 real function presal(Qzs)

C --> CALCULA O VALOR INICIAL DE Pff(prssao de alimentacao da bomba injetora)

```

  real Qzs,
& kmovvr,
& dievvr,
& pcmvvr,
& Aeq,
& aux,
& Cd,
& Cc1,
& Cdf

  real col,
& pi,
& ro,
& Ko

  real volgal,
& vmxcab,
& vmxcad,
& dofilt

  real A,
& B,
& C,
& p,
& q,
& r,
& phi,
& cte1,
& cte2

  common /bincao/ volgal,vmxcab,vmxcad,dofilt
  common /valors/ col,pi,ro,Ko

  data Cd /0.8 /,
& Cdf /0.8 /,
& Cc1 /0.447214 /,
& cte1/0.3721 /,
& cte2/0.00025 /

  data kmovvr/.475E-01 /,
& dievvr/.450E+01 /,
& pcmvvr/.123E+02 /

```

```

data volgal/ 0.0      /,
& vmxcab/7.45E+02 /,
& vmxcad/0.80E+03 /,
& dofilt/1.00      /

C --> Qzs      : vazao da bomba de transferencia
C --> kmovvr   : constante elastica da mola da valvula reguladora
C --> dievvr   : diametro de entrada da valvula reguladora
C --> pcmvvr   : pre-curso da mola da valvula reguladora
C --> volgal   : volume da galeria
C --> vmxcab   : volume maximo da camara da bomba
C --> vmxcad   : volume maximo da camara de descarga
C --> dofilt   : diametro do orificio do filtro da bomba de transferencia
C --> Aeq     : area equivalente de passagem na valvula reguladora
C --> aux     : variavel auxiliar
C --> Cd      : coeficiente de descarga
C --> Cc1     : fator de conversao de unidades
C --> Cdf     : coeficiente de descarga no orificio do filtro
C --> A,B,C   : coeficientes da equacao de pf
C --> p,q,r,  : constantes para a determinacao das razes da equacao de
C   phi      : terceiro grau
C --> cte1,
C   cte2     : constantes utilizadas nas equacoes

```

```

Aeq = cte1*pi*dievvr*dievvr
aux = Cd*Cc1*pi*dievvr*sqrt(1.0/ro)
A   = aux*Aeq/(kmovvr*98060.)
B   = -0.001*aux*pcmvvr
C   = Cdf*Cc1*cte2*pi*dofilt*dofilt*sqrt(1.0/ro)

```

```

q   = -Qzs/A*0.5
p   = (B+C)/(3.*A)
r   = -sqrt(abs(p))
phi = acos(q/r**3)

```

```

presal= (r*cos(phi/3.))**2*4.0

```

```

return
end

```

```

C-----

```

```

subroutine caractg(Sn,plng,qlng)

```

```

C --> CALCULA AS VAZOES E PRESSOES AO LONGO DA LINHA DE
C --> GAS, UTILIZANDO O METODO DAS CARACTERISTICAS E AS
C --> VAZOES DE ENTRADA E SAIDA NA CAMARA DO INJETOR DE
c --> GAS

```

```

integer nsecg,
& i

```

```

real delalf,
& rot,

```

& poscre

real dlq,
& comlg

real ms,
& zetag

real pg,
& Po

real Sn,
& pling(170),
& qling(170),
& pant (170),
& qant (170),
& f(170),
& Re(170),
& clin(170)

real RA,
& RB

real Cds,
& me,
& As

real constg,
& kmet,
& nimet,
& cref,
& fi,
& pi

real Vcam,
& ang,
& dpvdg

real rogo,
& Alin

real dtg,
& Toc,
& Poc

real Cde,
& Qe

real auxa,
& aux1,
& aux2,
& aux3,
& aux4,
& aux5,
& roge

common /parsim / delalf,rot,poscre

```

common /ctesgas/ dlq,comlg,nsecg
common /gas / ms,zetag,Poc
common /siling / pg,Po

c para gas natural
c data constg/518.3 /,
c & kmet /1.31 /,
c & nimet /25.0 /,

c para ar
data constg/286.9 /,
& kmet /1.40 /,
& nimet /18.0 /,

c nimet em mm2/s

& pi /3.141592654/,
& Toc /303 /

data Vcam /1.2E-06 /,
& ang /45.0 /,
& dpvdg /7.5 /,
& Cds /0.85 /,
& Cde /0.95 /

c para gas natural
c data cref /475.5 /

c para ar
data cref /348.86 /

C --> i : contador
C --> dpvdg : diametro do pe da valvula
C --> alfa : angulo do camo da bomba injetora
C --> f : vetor com os coeficientes de perda de carga nas secoes da linha de gas
C --> Re : vetor com os numeros de Reynolds nas secoes da linha de gas
C --> constg : constante de gas perfeito do metano
C --> kmet : relacao entre calores especificos a pressao e a volume constante
C --> nimet : viscosidade cinematica do gas(metano)
C --> fi : fator de correcao para o calculo da vazao de saida da camara do injetor
c que leva em conta o efeito da compressibilidade do gas metano nas
c mudancas de suas propriedades em passagens de area variavel
C --> RA,
c RB : variaveis auxiliares relacionadas as parcelas de atrito no escoamento
C --> cref : celeridade de referencia para a linha(na temperatura de estagnacao)
C --> dpvdg : diametro do pe da valvula dosadora de gas
C --> Alin : area da secao transversal da linha de gas
C --> dtg : intervalo de tempo utilizado nas integracoes
C --> clin : vetor com as celeridades nas secoes da linha de gas
C --> Sn : deslocamento da valvula dosadora de gas
C --> Cds : coeficiente de descarga da valvula dosadora de gas
C --> me : vazao massica de gas proveniente da linha de gas
C --> As : area de passagem instantanea na valvula dosadora de gas
C --> Poc : pressao de estagnacao (variavel) na camara a montante da valvula
C --> Toc : temperatura absoluta de estagnacao na camara a montante da valvula,
c considerada constante
C --> pling : vetor com as pressoes nas secoes da linha de gas no instante atual

```


C --> qling : vetor com as vazoes nas secoes da linha de gas no instante atual
 C --> pant : vetor com as pressoes nas secoes da linha de gas no instante anterior
 C --> qant : vetor com as vazoes nas secoes da linha de gas no instante anterior
 C --> Vcam : volume da camara a montante da valvula dosadora de gas
 C --> ang : angulo de assento da valvula dosadora de gas
 C --> clin : vetor com as celeridades nas secoes da linha de gas
 C --> rogo : massa especifica do gas na linha nas condicoes de estagnacao
 C --> Alin : area da secao transversal da linha de gas
 C --> dt : incremento de tempo
 C --> Cde : coeficiente de descarga na regio de entrada do gas na camara,
 c proveniente da linha
 C --> Qe : vazao de saida da linha para a camara a montante da valvula dosadora de gas
 C --> auxa : variavel auxiliar
 C --> aux1 : variavel auxiliar
 C --> aux2 : variavel auxiliar
 C --> aux3 : variavel auxiliar
 C --> aux4 : variavel auxiliar
 C --> aux5 : variavel auxiliar
 C --> roge : massa especifica do gas em condicoes de estagnacao na camara do injetor

rogo = 1.0E+05*Po/constg/Toc

```

do 1 i=1,nsecg
  pant(i)= pling(i)
  qant(i)= qling(i)
1 continue

dtg =zetag*0.001*comlg/((nsecg-1)*cref)

Poc = pling(nsecg)
aux4 = 0.5*(kmet-1)/kmet
aux5 = (2/(1+kmet))**((kmet/(kmet-1)))
fi =sqrt(2/(kmet-1)*((aux5)**(2/kmet)-(aux5)**((kmet+1)/kmet)))

if(Sn.ge.0.0)then
  As = 1.0E-06*pi*dpvdg*Sn*sin(ang*pi/180)
c As em m2
else
  As = 0.0
endif

do 3 i=1,nsecg
  Re(i) = 4.0*abs(qant(i))/(pi*dlg*nimet)
  clin(i)= cref*(pant(i)/Po)**(aux4)
  if (Re(i).ge.0.0.and.Re(i).lt.1.0) then
c    f(i)= 64.0*Re(i)
    f(i)= 256.0*Re(i)**2-192.0*Re(i)**3
  elseif
    & (Re(i).ge.1.0.and.Re(i).le.1200.0) then
C --> Expressao de Poiseuille
    f(i)= 64.0/Re(i)
  else
C --> Expressao de Blasius
    f(i)= 0.3164*Re(i)**(-0.25)
  endif
3 continue

```

```

aux1 = 1/kmet

ms = 1.0E+05*Cds*fi*As*sqrt(kmet/constg/Toc)*Poc

Alin = 0.25E-06*pi*dlg**2

auxa = (clin(nsecg-1)*rogo/Alin)*(pant(nsecg-1)/Po)**(aux1)

Qe = qant(nsecg-1)+(1.0E+14*(pant(nsecg-1)-Poc)-
& 5.0E-10*rogo*((pant(nsecg-1)/Po)**aux1)*f(nsecg-1)*comlg/
& ((nsecg-1)*dlg*Alin**2)*qant(nsecg-1)*abs(qant(nsecg-1)))/
& auxa

roge = 1.0E+05*Poc/constg/Toc

me = 1.0E-09*Cde*roge*Qe

Poc = Poc+1.0E-05*constg*Toc*(me-ms)*dtg/Vcam

c As em m2
c ms em kg/s
c Alin em m2
c auxa em kg/(s*m4)
c Qe em mm3/s
c roge em kg/m3
c me em kg/s
c Poc atual em bar,Vcam em m3

do 2 i=1,nsecg
  if (i.eq.nsecg) then
    pling(i)=Poc
    qling(i)=Qe
  elseif (i.eq.1)then
    pling(i)=Po
    qling(i)=qant(i+1)+(1.0E+14*(Po-pant(i+1))-5.0E-10*rogo*
& ((pant(i+1)/Po)**aux1)*f(i+1)*comlg/((nsecg-1)*
& dlg*Alin**2)*qant(i+1)*abs(qant(i+1)))/
& ((clin(i+1)*rogo/Alin)*(pant(i+1)/Po)**(aux1))
  else

    aux2 =(pant(i-1)/Po)**aux1
    aux3 =(pant(i+1)/Po)**aux1
    RA =5.0E-24*rogo*aux2*f(i-1)*comlg/((nsecg-1)*dlg*Alin**2)
    RB =5.0E-24*rogo*aux3*f(i+1)*comlg/((nsecg-1)*dlg*Alin**2)

    pling(i)=0.5*(pant(i-1)+pant(i+1)
& +1.0E-14*(clin(i-1)*rogo/Alin)*aux2*qant(i-1)
& -1.0E-14*(clin(i+1)*rogo/Alin)*aux3*qant(i+1)
& -RA*qant(i-1)*abs(qant(i-1))
& +RB*qant(i+1)*abs(qant(i+1)))

    qling(i)=(1.0E+14*(pling(i)-pant(i+1))
& +(clin(i+1)*rogo/Alin)*aux3*qant(i+1)
& -RB*qant(i+1)*abs(qant(i+1)))/
& ((clin(i)*rogo/Alin)*(pling(i)/Po)**aux1)

```

```

endif
2 continue

```

```

return
end

```

```

C -----
real function prcham(alfa)

```

```

real alfa,
& beta,
& Voc,
& Vc,
& kar,
& biela,
& maniv,
& pi,
& Dcil

```

```

C --> alfa      : angulo do camo
C --> beta      : angulo de manivelas do camo
C --> Voc       : volume da camara de combustao do motor
C --> Vc        : volume instantaneo no cilindro
C --> kar       : relacao dos calores especificos a pressao e a volume
c              : constantes para o ar para as condicoes no cilindro
C --> biela     : comprimento da biela em cm
C --> maniv     : comprimento da manivela em cm
C --> Dcil      : diametro do cilindro em cm

```

```

pi = 3.1415926535
Voc = 4260.0
kar = 1.36
Dcil = 16.5
beta = 2.0*(alfa-40.0)+36.0
biela = 46.25
maniv = 9.25

```

```

c alfa em graus, dimensoes no CGS

```

```

Vc = Voc-0.25*pi*(Dcil**2)*(biela+maniv*(1-cos(beta*pi/180))-
& (biela**2-(maniv*sin(beta*pi/180))**2)**0.5)

```

```

if(alfa.lt.40.0)then
prcham=1.5
else
prcham=1.5*(Voc/Vc)**kar
endif

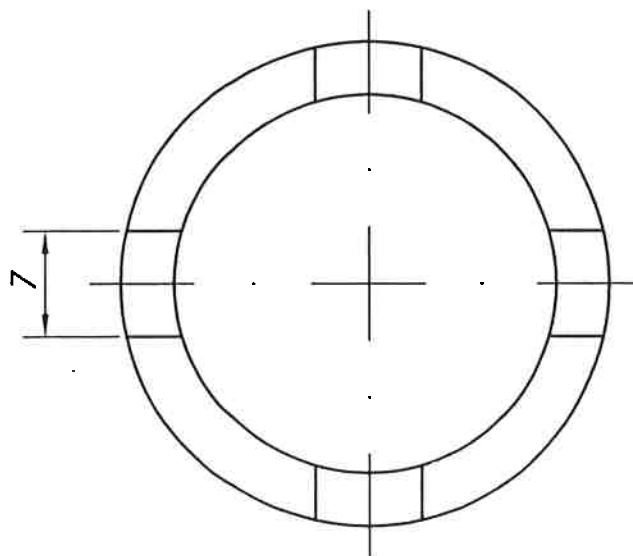
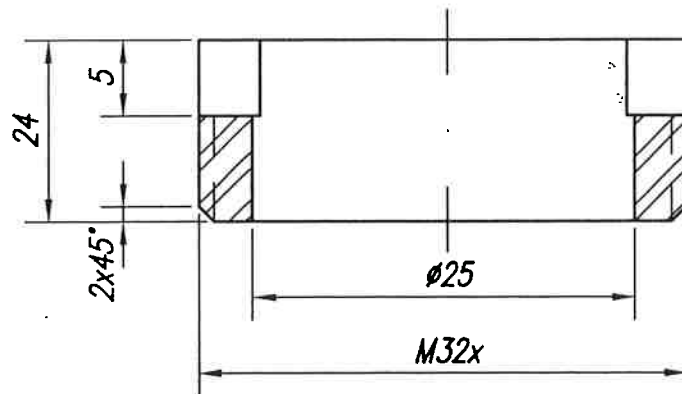
```

```

return
end

```

Anexo B – DESENHOS DO INJETOR



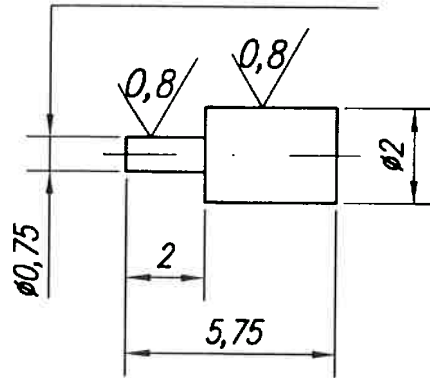
(1,6/)

QUEBRAR CANTOS CORTANTES

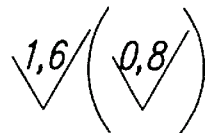
Tolerâncias não especificadas em partes usinadas						
	acima de ___até___ Inclusive (mm)					
Cotas	0	6	30	120	315	1000
	6	30	120	315	1000	2000
Tolerâncias	0,1	0,2	0,3	0,5	0,8	1,2
Comprimento do lado mais curto do ângulo	0	10	50	120		
	10	50	120			
Tolerâncias		±	30'	20'	10'	
Para cotas Internas		+	0	externas		-

1	Porca especial	Aço ABNT 1045
QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
DES.	Anthero	10/10/97
VERIF.		
APROV.		
<i>Bico injetor de gas para locomotiva LEW</i>		ESCALA 2:1
		Nº 4.2

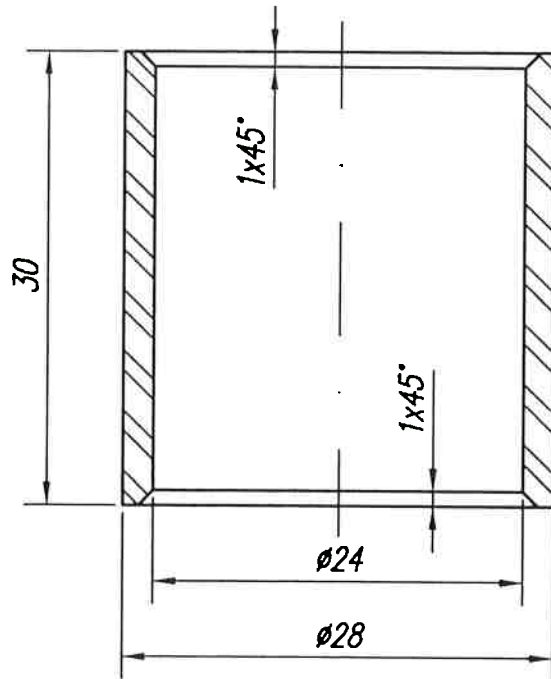
Ajustado no furo
c/folga de 0,05 no raio



Temperado e revenido
ate 30-35RC

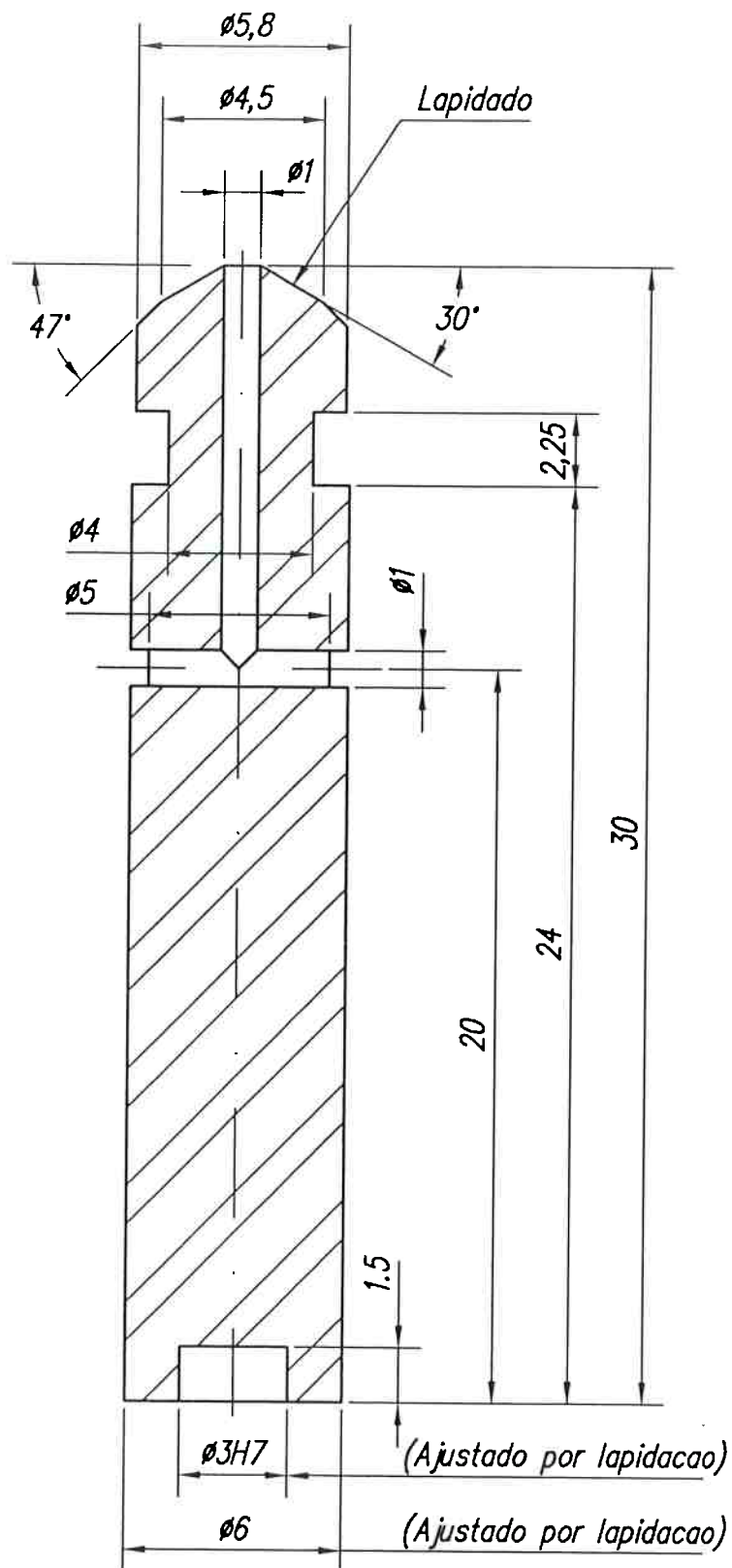


QUEBRAR CANTOS CORTANTES		1	Restritor de fluxo	Aco SAE 4340
Tolerâncias não especificadas em partes usinadas		QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
acima de ___ até ___ inclusive (mm)		DES.	Anthero	25/9/97
Cotas	0 6 30 120 315 1000 2000	VERIF.		
Tolerâncias	0,1 0,2 0,3 0,5 0,8 1,2	APROV.		
Comprimento do lado mais curto do ângulo	0 10 50 120	<i>Bico injetor de gas para locomotiva LEW</i>		ESCALA 5:1
Tolerâncias	1' 30' 20' 10'			Nº 4.3
Para cotas Internas	+ 0	externas	- 0	



(1,6/)

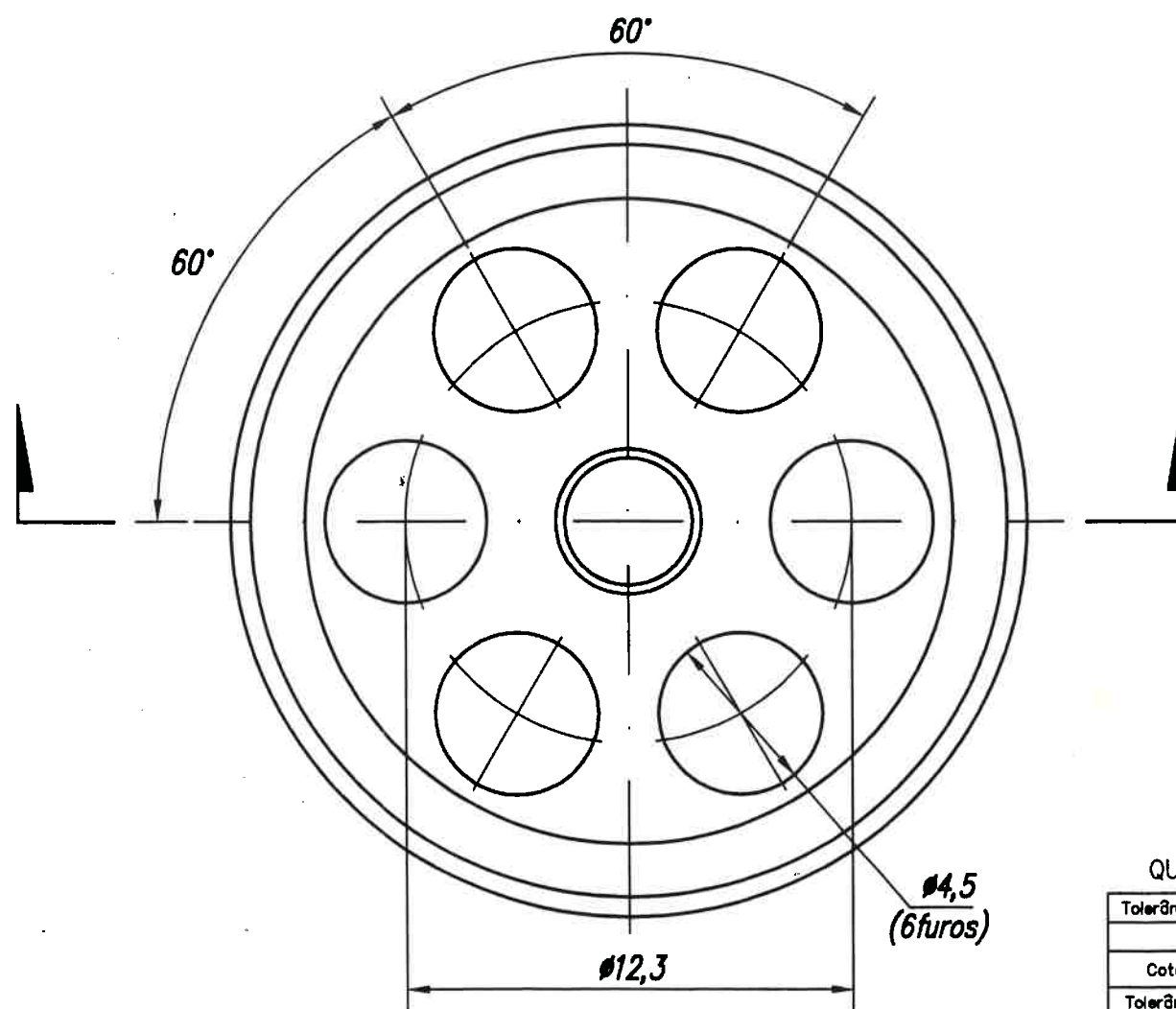
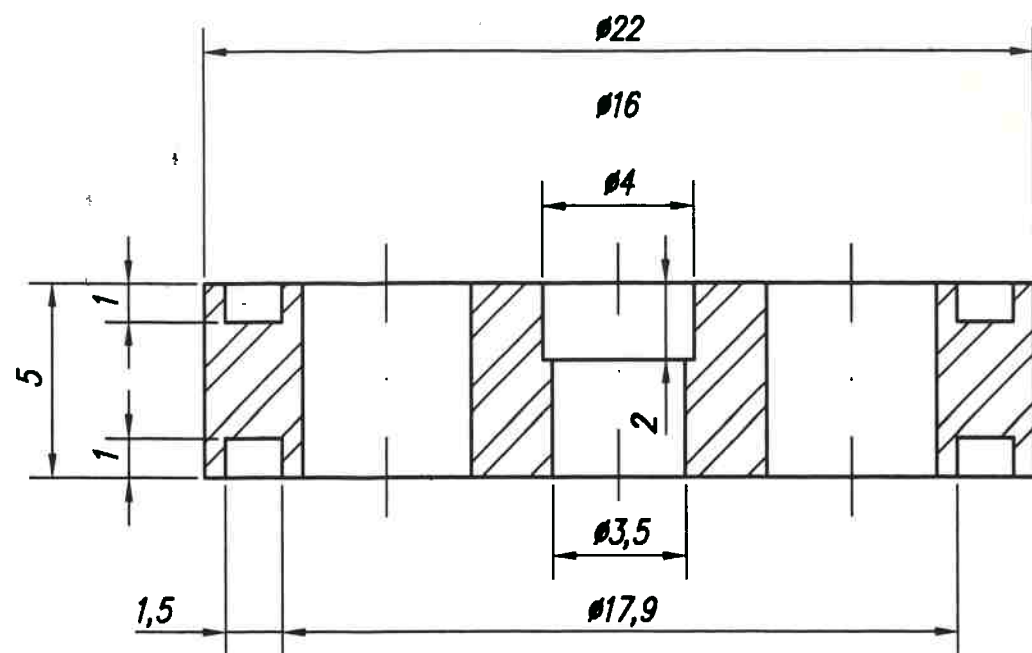
QUEBRAR CANTOS CORTANTES		1	Bucha	Aco ABNT 1045
Tolerâncias não especificadas em partes usinadas		QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	
acima de ___ até ___ inclusive (mm)		DES.	Anthero	10/10/97
Cotas		VERIF.		
Tolerâncias		APROV.		
Comprimento do lado mais curto do ângulo		Bico injetor de gas para locomotiva LEW		
Tolerâncias				
Para cotas Internas		N° 4.4		



$\emptyset 3H7$	$\begin{matrix} 0 \\ +0,010 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 3,000 \\ 3,010 \end{matrix}$
Medidas Nominais	Tolerancia	Medidas Extremas

1,6/

QUEBRAR CANTOS CORTANTES		1	Pistao atuador	Aco ABNT H13
Tolerâncias não especificadas em partes usinadas		QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
acima de ___ até ___ inclusive (mm)		DES.	Anthero	25/9/97
Cotas	0 6 30 120 315 1000	VERIF.		
Tolerâncias	0,1 0,2 0,3 0,5 0,8 1,2	APROV.		
Comprimento do lado mais curto do ângulo	0 10 50 120	Bico injetor de gas para locomotiva LEW		ESCALA 5:1
Tolerâncias	r 30' 20' 10'			Nº 4.5
Para cotas Internas	+ 0	externas		- 0

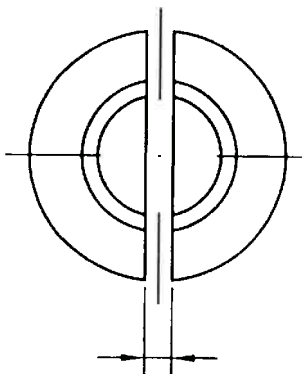
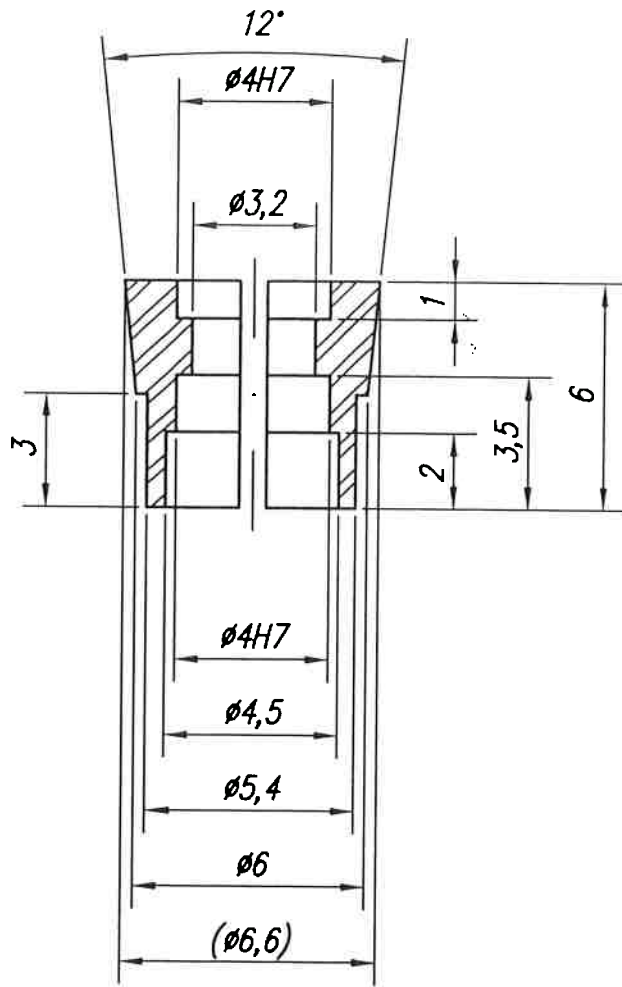


ORIGINAL EM
VERMELHO

QUEBRAR CANTOS CORTANTES

Cotas	Tolerâncias não especificadas em partes usinadas					
	acima de ___ até ___ Inclusive (mm)					
	0	8	30	120	315	1000
	0,1	0,2	0,3	0,5	0,8	1,2
Comprimento do lado mais curto do ângulo	0	10	50	120		
Tolerâncias	r	30'	20'	10'		
Para cotas internas	+ 0	externas	0			

1	Distribuidor	aco ABNT P20
QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
DES.	Anthero	25/9/97
VERIF.		
APROV.		
Bico injetor de gas para locomotiva LEW		ESCALA 5:1
		Nº 3.6

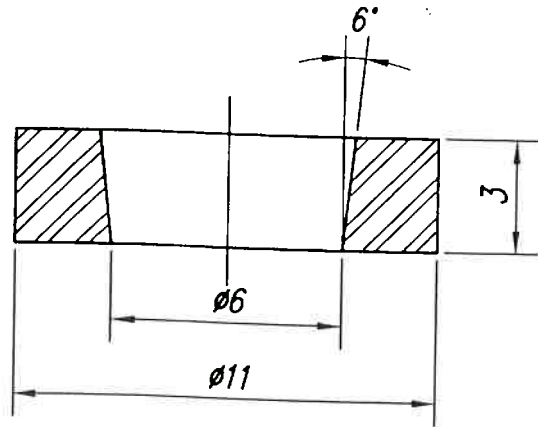


Esp. da serra (minimo possivel)

QUEBRAR CANTOS CORTANTES

Tolerâncias não especificadas em partes usinadas						
acima de ___ate___ Inclusive (mm)						
Cotas	0	6	30	120	315	1000
	6	30	120	315	1000	2000
Tolerâncias	0,1	0,2	0,3	0,5	0,8	1,2
Comprimento do lado mais curto do ângulo	0	10	50	120	120	
Tolerâncias		1'	30'	20'	10'	
Para cotas Internas		+	0	externas	0	-

1	Trava da valvula	Aco ABNT 1045
QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
DES.	Anthero	25/9/97
VERIF.		
APROV.		
Bico injetor de gas para locomotiva LEW		ESCALA 5:1
		Nº 4.7



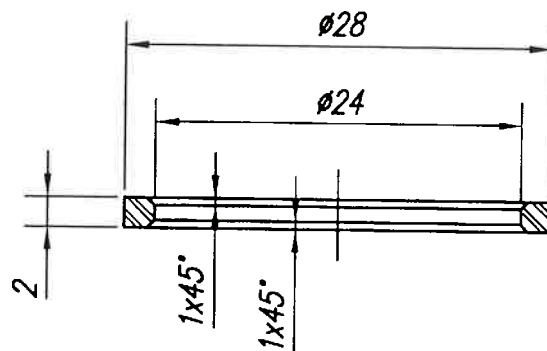
QUEBRAR CANTOS CORTANTES

Tolerâncias não especificadas em partes usinadas						
	acima de ___ até ___ Inclusive (mm)					
Cotas	0	6	30	120	315	1000
	6	30	120	315	1000	2000
Tolerâncias	0,1	0,2	0,3	0,5	0,8	1,2
Comprimento do lado mais curto do ângulo	0	10	50	120		
Tolerâncias		1°	30'	20'	10'	
Para cotas Internas	+					
	0		externas		0	-

1	Encosto da trava da valvula	Aco ABNT H13
QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
DES.	Anthero	25/9/97
VERIF.		
APROV.		
Bico injetor de gas para locomotiva LEW		ESCALA 5:1
		Nº 4.8

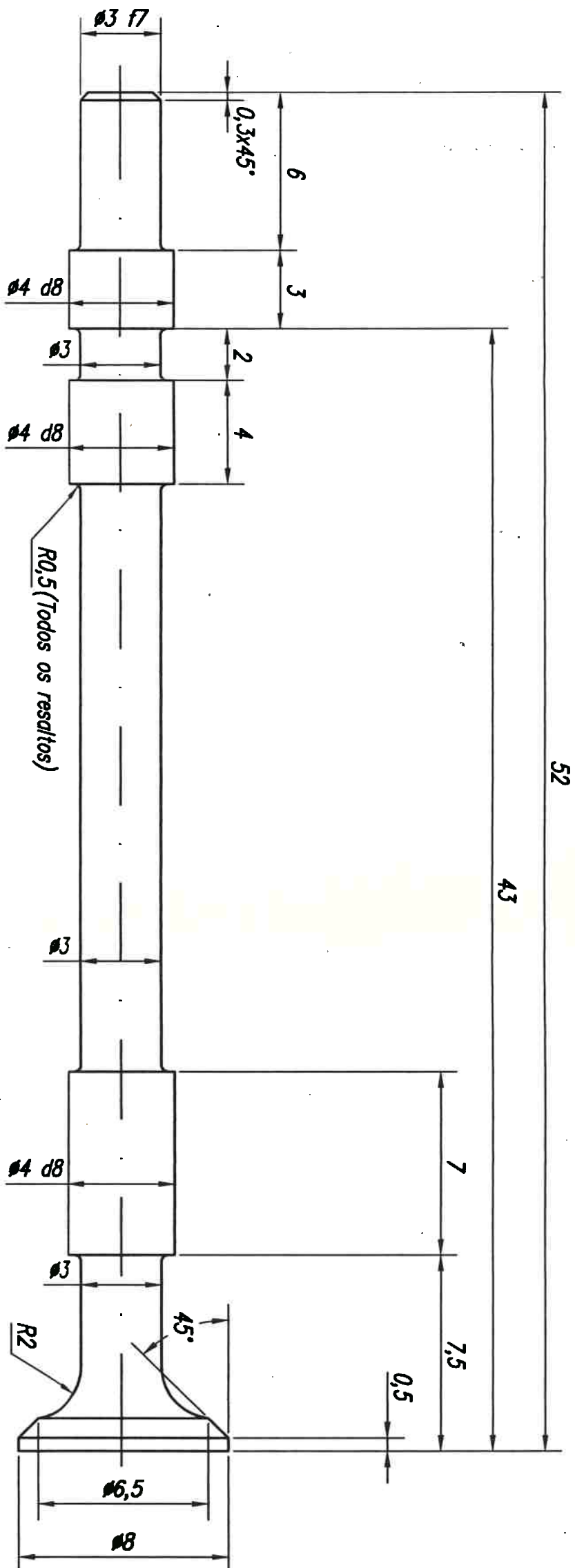
I.P.T.

ENGENHARIA MECÂNICA



(1,6)

QUEBRAR CANTOS CORTANTES		1	Anel de vedacao	Aco ABNT 1045
Tolerâncias não especificadas em partes usinadas		QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
acima de ___ até ___ inclusive (mm)		DES.	Anthero	10/10/97
Cotas	0 6 30 120 315 1000 2000	VERIF.		
Tolerâncias	0,1 0,2 0,3 0,5 0,8 1,2	APROV.		
Comprimento do lado mais curto do ângulo	0 10 50 120	<i>Bico injetor de gas para locomotiva LEW</i>		ESCALA 2:1
Tolerâncias	r 30' 20' 10'			Nº 4.10
Para cotas internas	+ 0			

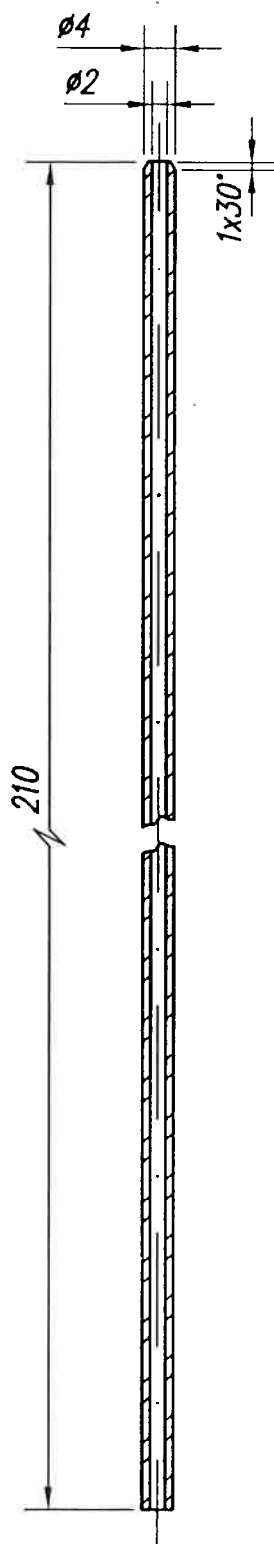


**ORIGINAL EM
VERMELHO**

Ø4 d8	-0,030 -0,048	3,970 3,952
Ø3 f7	-0,006 -0,016	2,994 2,984
Medidas Nominais	Tolerancia	Medidas Extremas

1,6 (0,8)

QUEBRAR CANTOS CORTANTES		1	Valvula dosadora de gas	Aco ABNT H13
Tolerancias não especificadas em partes unidas		QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
acima de ___ ate ___ inclusive (mm)		DES.	Anthero	
Cotas		VERIF.	25/9/97	
Tolerancias		APROV.		
Comprimento do lado mais curto do ângulo		Bico injetor de gas para locomotiva LEW		
Tolerancias		ESCALA 5:1		
Para cotas internas		Nº 3.11		



QUEBRAR CANTOS CORTANTES

Tolerâncias não especificadas em partes usinadas						
	acima de ___ até ___ inclusive (mm)					
Cotas	0	6	30	120	315	1000
	6	30	120	315	1000	2000
Tolerâncias	0,1	0,2	0,3	0,5	0,8	1,2
Comprimento do lado mais curto do ângulo	0	10	50	120		
Tolerâncias	1'	30'	20'	10'		
Para cotas internas	+	0		externas	0	-

1	Redutor	Aco ABNT 1045
QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
DES.	Anthero	27/10/97
VERIF.		
APROV.		
Bico injetor de gas para locomotiva LEW		ESCALA 1:1
		Nº 4.13

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARKHANGELSKY, V.; KHOVAKH, M. **Motor vehicle engines**. Moscow. Mir Publishers, 1979.
- BACON, D.M.; MONCRIEFF, K.L. A review of alternative biomass fuels for the diesel engine. In: INTERNATIONAL ALCOHOL FUEL TECHNOLOGY SYMPOSIUM, 5., Auckland, **Proceedings**. Auckland, 1982. v.2., p. 208-215.
- BALASUBRAMANIAN, K.V.; GOPALAKRISHNAN; MURTHY, B.S. Development and performance testing of a surface ignition engine to operate on alcohols. In: INTERNATIONAL ALCOHOL FUEL TECHNOLOGY SYMPOSIUM, 5., Auckland, **Proceedings**. Auckland, 1982. v.2., p. 216-222.
- BECCHI, G.A. The Analytical Investigation of Phenomena Concerning the Fuel Injection in Fast Diesel Engines. Design Stage by Means of the Eletronic Computer. Technical Bulletin, Fiat, v. XV, n.2, Apr., 1962.
- BECCHI, G.A. Analytical Simulation of Fuel Injection in Diesel Engines. SAE Transaction, 1971, p 1825-1854.
- BECK, N. J., JOHNSON, W.P., PETERSON, P.W. Optimized E.F.I. for Natural Gas Fueled Engines. SAE paper 911650, 1991.
- BLEVINS, R.D. **Applied Fluid Dynamics Handbook**. New York, Van Nostrand Reinhold, 1984.
- BROWN, G. W., McCALLION, H. Simulation of na injection system with delivery pipe cavitation using a digital computer. **Proceedings of Institute of Mechanical Engineers**, 1967-1968, v.182, p.206.
- BURMAN, P.G.; De LUCA. F. **Fuel Injection and Controls for Internal Combustion Engines**. New York, Simmons-Boardman Publishing Co., 1962.
- COOKE, J.A.; SELBY, K. The compression-ignition characteristics of ignition-improved alcohols. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ALCOHOL FUEL TECHNOLOGY, 6., Ottawa, **Proceedings**. Ottawa, 1984. v.1., p. 106-113.
- DIETRICH, W., SCHÖNBECK, A. The MWM Pilot-Injection Alcohol Combustion Process. **MTZ**, 1982. v.43, n.12, p. 538-588.
- ESTON, N.E.; PIMENTA, M.M.; LUCO, C.E.I.; SAVASTANO NETO, F. Experimental Investigation with Alcohols of a versatile fuel System for dual-fuel operation of diesel engines. In: INTERNATIONAL ALCOHOL FUEL TECHNOLOGY SYMPOSIUM, 5., Auckland, **Proceedings**. Auckland, 1982. v.2., p. 254-261.

- FURUHAMA, S. Hydrogen Engine Systems for Land Vehicles. *Hydrogen. Energy Progress*, v.3, p.1841-1854, 1989. In: **WORLD HYDROGEN ENERGY CONFERENCE**, Moscow, Sept, 1988.
- GOETZ, W. A. ;DUGGAL, V.K. Methanol substitution and control technology for a Cummins NTC engine. In: **INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ALCOHOL FUEL TECHNOLOGY**, 6.,Ottawa, **Proceedings**. Ottawa, 1984. v.1., p. 162-172.
- GIFFEN, E. ; ROW (1939)., A W. Pressure calculations for oil engine fuel-injection system. **Proceedings of Institute of Mechanical Engineers**. 1939. v.141., p. 519.
- GREEN, C.; WELLS, A.; AUSTIN, L. Development of a Diesel Pilot Ignition Natural Gas Transit Coach Engine. Sept, 1992.
- HAMROCK, J. B. **Fundamentals of fluid film lubrication**. New York, McGraw-Hill, 1994.
- HENEIN, N.A.; SINGH, T.; EI-ERIAN, M.F. Characterization and Simulation of a Distributor Injection System. ASME Publication 74-DPG-12.
- HEYWOOD, J.B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York, McGraw-Hill, 1988.
- HODGINS, B.K.; GUNAWAY, H., HILL, P.G. Intensifier-Injector for Natural Gas Fueling of Diesel Engines. SAE paper 921553, 1992.
- HONG, H., KREPEC, T. AND CHENG, R.M. Optimization of Electronically Controlled Injectors for Direct Injection of Natural Gas in Diesel Engines. SAE paper 930928, 1993.
- JENSEN, S. P. A retrofit system to convert a locomotive to natural gas operation. **Natural Gas and Alternative Fuels for Engines**. ASME, Internal Combustion Engine Division Publication, ICE. New York, 1994. v.21., p 1-5.
- KNIGHT, B.E. Fuel-injection system calculations. **Proceedings of Mechanical Engineers (A.D.)**, 1960-1961, v.1, p.25-33.
- LISTER, M. The numerical solution of hyperbolic partial differential equations by the method of characteristics. In: **Mathematical Methods for Digital Computers**. New York, Wiley & Sons, 1960. p.165-179.
- MARCIC, M.; KOVACIC, Z. Computer Simulation of the Diesel Fuel Injection System. SAE Publication SP-630, 1985, p.25-41.
- MATSUOKA, S.; YOKOTA, K.; KAMIMOTO, T.; IGOSHI, M. A Study of Fuel Injection System in Diesel Engines. SAE Transactions, 1976, p 1863-1873.
- MENDIS, K.J.S.; STONE, C.R.; LADOMMATOS, N.; WELLER,G. Modelling and Measurement from a Natural Gas Fuelled Engine. SAE paper 930927, 1993.

- MIYAKI, M.; FUJISAWA, H; MASUDA, A.; YAMAMOTO, Y. Development of New Electronically Controlled Fuel Injection System ECD-U2 for Diesel Engines. SAE paper 910252, 1991.
- NANNI, H.; DOMSCHKE, A.G.; BRUNETTI, F.; ROZOV, V.; ROSA, F.; BORBA, M.L., ABREU, R.S.; RUSSO, R.; KOSCHAR, M; MADUREIRA, O. New developments in multifuel capability of diesel engines through use of glow-plug. In: INTERNATIONAL ALCOHOL FUEL TECHNOLOGY SYMPOSIUM, 5., Auckland, **Proceedings**. Auckland, 1982. v.2., p. 350-357.
- NIGRO, F.E.B. ; TRIELLI, M. A. Determinação da razão de liberação de calor durante a combustão de esteres de óleos vegetais em motores diesel. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 1. E ENCONTRO DE CENTROS DE APOIO TECNOLÓGICO, 11., Brasília, **Anais**. Brasília, STI/MIC 1983. p. 385-406.
- NIGRO, F.E.B.; CHINELLATO, P.; TRIELLI, M. A. The use of methanol as the main fuel in locomotive engines with two injection systems. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ALCOHOL FUELS TECHNOLOGY, 6., Ottawa, **Proceedings**. Ottawa, 1984. vol. 3, p. 324-330.
- NIGRO, F.E.B. ; TRIELLI, M. A.; ZABEU, C B.; DA SILVA, L. L.C.; FIGUEIREDO, S. A. Effects of natural gas composition in bus engines performance. SAE paper 973038, 1997.
- NOTZ, H. W. Beitrag zur experimentellen Ermittlung des Einspritzverlaufs am schnelllaufenden Dieselmotor. Technischen Universität München, Dez., 1986.
- OBERT, E.F. **Internal combustion engines**. 3 .ed. Scranton, International Textbook, 1968.
- O'CONNOR, J.J.; BOYD, J. **Standard Handbook of Lubrication Engineering**. New York, McGraw-Hill, 1968, cap. 12, p.11.
- PAMPLONA, C. **PROÁLCOOL Impacto em termos técnico-econômicos e sociais do programa no Brasil**. Brasília, MIC/IAA, 1984.
- PISCHINGER, G.H., SIEKMANN, A. M.; FALCON, F.R. Results of engine and vehicle tests with methyl esters of plant oils as alternative diesel fuels. In: INTERNATIONAL ALCOHOL FUEL TECHNOLOGY SYMPOSIUM, 5., Auckland, **Proceedings**. Auckland, 1982. v.2, p. 374-382.
- PISCHINGER. R.; STASKA, G.;GAO,Z. Calculation of the injection rate curve of diesel injection system under cavitation condition. MTZ 44, 11-1983, p.423-426.
- POULTON, M.L. **Alternative fuels for road vehicles**. Boston, Computational Mechanics Publications, 1994.

- RAINE, R.R.; STEPHENSON, J.; ELDER, S.T. Characteristics of Diesel Engines Converted to Spark Ignition Operation Fuelled with Natural Gas. SAE paper 880149, 1988.
- RALSTON, A. Numerical integration methods for the solution of ordinary differential equations. In: **Mathematical Methods for Digital Computers**. New York, Wiley & Sons, 1960. p.95-109.
- RICARDO, H.R. **The high-speed internal combustion engine**. 4. ed. Londres, Blackie & Son, 1964.
- RICHESON, D.A., AMANN, R.W. The Electronically Controlled 6.5-L Diesel Engine. *Automotive Engineering*, dec, 1993. p. 43-47.
- ROMANEHF, M.J. Runge-Kutta methods for the solution of ordinary differential equations. In: **Mathematical Methods for Digital Computers**. New York, Wiley & Sons, 1960. p. 110-120.
- SANTOS, A.M.; VENANZI, D. Desempenho de um motor de ignição por compressão com combustível aditivado. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 1. E ENCONTRO DE CENTROS DE APOIO TECNOLÓGICO, 11., Brasília, *Anais*. Brasília, STI/MIC 1983. p. 369-378.
- SHAPIRO, A.H. **The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow**. New York, John Wiley & Sons, 1953.
- STENNING, A.H.; SHEARER, J.L. **Fundamentals of Fluid Flow**. Massachusetts, The M.I.T. Press, 1972.
- STOLZ, J. L. Operating a Diesel Locomotive with Liquid Methane Fuel. In: ENERGY-SOURCES TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBITION. Houston, *Proceedings*. Houston, 1992.
- STREETER, V.L.; WYLIE, E.B. **Hydraulic transients**. New York, McGraw-Hill, 1967.
- TAYLOR, C.F. **The internal combustion Engine in theory and practice**. Cambridge, The M.I.T. Press, 1960.
- TAKADA, Y. et al. Development of a Heavy-Duty Turbocharged and Aftercooled CNG-Fueled Lean Burn Engine - Conversion of a Naturally-Aspirated Diesel Engine into Otto-Type CNG Engine. SAE paper 932818, 1993.
- TRIELLI, M. A. Simulação de sistema de injeção para motores diesel. São Paulo:USP, 1989. 115p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1989.

- TRIELLI, M. A. Modelagem Matemática de um Sistema de Injeção Diesel- In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA - SIMEA, 5, 1989, São Paulo, *Anais*. São Paulo, Associação de Engenharia Automotiva - AEA, 1989.
- TRIELLI, M. A. Modelo e simulação de um sistema de injeção diesel In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA - COBEM, 11, 1991, São Paulo, *Anais*. São Paulo: 1992.
- STOLZ, J. L. Operating a Diesel Locomotive with Liquid Methane Fuel. In: ENERGY-SOURCES TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBITION. Houston, *Proceedings*. Houston, 1992.
- VILLANO, F.; PENIDO FILHO, P. O óleo vegetal transesterificado e sua utilização nos motores de pré-câmara por ignição à compressão. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 1., E ENCONTRO DE CENTROS DE APOIO TECNOLÓGICO, 11., Brasília, *Anais*. Brasília, 1983. p. 465-480.
- WAKENELL, J.F.; O'NEAL, G.B.; BAKER, Q.A. High-Pressure Late Cycle Direct Injection of Natural Gas in a Rail Medium Speed Diesel Engine. SAE paper 872041, 1987.
- WEIL, N.A.; JENNEY, A.F.; GARRET, J.H. Development of the New Family of Cummins Natural Gas Engines. A.S.M.E. ICE paper 65-OGP-13, 1985.
- WILLI, M.L.; RICHARDS, B.G. Design and Development of a Direct Injected, Glow Plug Ignition Assisted, Natural Gas Engine. Heavy Duty Engines: A Look at the Future. In: ANNUAL TECHNICAL CONFERENCE ON INTERNAL COMBUSTION ENGINE DIVISION. ICE- ASME, v.22, 1994.
- WYLIE, E.B.; BOLT, J.A.; EL-ERIAN, M.F. Diesel Fuel Injection System Simulation and Experimental Correlation. SAE Transaction, 1971, p. 1855-1868.
- WYLIE, E.B.; STREETER, V.L. *Fluid transients*. New York, McGraw-Hill, 1978.
- YAMAOKA, K.; SAITO, A. Computer technique for evaluation of cavitation characteristics of certain phases of fuel injection in fuel injection system. SAE Transaction, 1973, p.2347-2363.
- ZUCKER, R.D. *Fundamentals of Gas Dynamics*. Matrix Publishers, 1977.