UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
NÚCLEO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUÍDOS

THIAGO ANDRÉ FARIA SIMÕES

**Aspectos a serem considerados no desenvolvimento de um coletor de
admissão plástico soldado por vibração.**

SÃO CARLOS
2010

THIAGO ANDRÉ FARIA SIMÕES

**Aspectos a serem considerados no desenvolvimento de um coletor de
admissão plástico soldado por vibração.**

Dissertação apresentada ao Núcleo de Engenharia
Térmica e Fluidos da Universidade de São Paulo para
obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Motor de Combustão Interna
Orientador: Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos

SÃO CARLOS

2010

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

S593a	<p>Simões, Thiago André Faria</p> <p>Aspectos a serem considerados no desenvolvimento de um coletor de admissão plástico soldado por vibração / Thiago André Faria Simões ; orientador Antonio Moreira dos Santos. -- São Carlos, 2010.</p> <p>Dissertação (Mestrado-Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Motor de Combustão Interna) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2010.</p> <p>1. Coletor de admissão. 2. Motor de combustão interna. 3. Desempenho do motor. I. Título.</p>
-------	--

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato(a): Engenheiro THIAGO ANDRÉ FARIA SIMÕES.

Dissertação defendida e julgada em 21.10.2010 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Dr. ANTONIO MOREIRA DOS SANTOS – (Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO

Dr. ROBERTO DE MELLO STEIN
(DELPHI Automotive Systems do Brasil)

APROVADO

Prof. Dr. JOSMAR DAVILSON PAGLIUSO
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado

Prof. Associado JONAS DE CARVALHO
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica

Prof. Titular GERALDO ROBERTO MARTINS DA COSTA
Presidente da Comissão da Pós-Graduação da EESC

DEDICATÓRIA

A Deus

A Daniela Marangoni Simões, minha esposa, com amor, admiração e gratidão por sua compreensão, carinho, presença e apoio ao longo do período de elaboração deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela vida, saúde e sabedoria.

A Daniela minha esposa pelo apoio e compreensão.

Aos familiares e amigos pela compreensão.

Ao Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos, meu orientador, pela atenção e apoio durante o processo de orientação.

À Delphi Automotive Systems do Brasil Ltda, nas pessoas do Sr. Roberto M. Stein e Wagner Lemmermann, pelo apoio e compressão durante o mestrado.

À Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade de São Paulo, pela oportunidade de realização do curso de mestrado.

EPÍGRAFE

“Aquele que é capaz de fazer infinitamente mais do que tudo o que pedimos ou pensamos, de acordo com o seu poder que atua em nós, a ele seja a glória na igreja e em Cristo Jesus, por todas as gerações, para todo o sempre! Amém!”

Ef. 3:20

RESUMO

SIMOES, THIAGO A. F. **Aspectos a serem considerados no desenvolvimento de um coletor de admissão plástico soldado por vibração**. 2010. 131 f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, 2010.

O projeto do coletor de admissão é essencial para alcançar o melhor desempenho de um motor de combustão interna, e, portanto diversos parâmetros devem ser considerados durante o desenvolvimento do mesmo. Por exemplo, uma distribuição de ar não uniforme conduz a uma eficiência volumétrica não uniforme no cilindro, perda de potência e aumento do consumo de combustível. Por outro lado, as variações de pressão no coletor de admissão, devido aos efeitos pulsantes no escoamento do ar podem substancialmente aumentar ou reduzir o desempenho do motor. Atualmente, no Brasil, a maior parte dos coletores de admissão é fabricada a partir do nylon com fibra de vidro, pois proporciona redução de peso, redução de atrito nos dutos e geometrias internas complexas. Porém, novos fatores se tornam importante como redução de integridade estrutural e atender a requisitos de pressão de estouro. Este trabalho apresenta as principais etapas de desenvolvimento de um coletor de admissão plástico soldado por vibração. Primeiramente as principais dimensões do coletor são definidas a partir da simulação unidimensional. A partir disso, o modelo tridimensional é construído levando em consideração o espaço disponível no compartimento do motor e aspectos que permitam a injeção e solda das partes. Em seguida, a geometria interna do coletor é otimizada visando diminuir as perdas de carga aumentando a eficiência volumétrica. A integridade estrutural do coletor e solda deve ser analisada a fim de atender os requisitos do cliente. Ao confirmar o desenho do coletor de admissão através de testes com peças protótipos, se inicia a fabricação dos ferramentais de produção.

Palavras chave: Coletor de admissão, Motor de combustão interna, Desempenho do motor.

ABSTRACT

SIMOES, THIAGO A. F. **Aspects to be Considered Through the Development of a Plastic Intake Manifold Vibration Welded**. 2010. 131 p. Dissertation (Master Degree – Engineering Mechanical University, São Paulo University, 2010).

Intake manifold project is essential to achieve the best internal combustion engine performance, and, therefore, several parameters should be considered during its development. For instance, an uneven air distribution leads to uneven cylinder volumetric efficiency, power loss and increased fuel consumption. On the other hand, pressure variations within the intake manifold due to air flow transient effects could substantially increase or decrease the engine performance. Nowadays, in Brazil, the majority of the intake manifolds are fabricated from nylon with glass fiber which provides weight reduction, wall friction reduction and complex internal geometries. However, new factors become important like structural integrity reduction and withstand to burst pressure. This work presents the main development stages of a plastic intake manifold vibration welded. First, the basic intake manifold dimensions are defined through one-dimensional simulation. From this, a three-dimensional model is built considering the engine compartment space available and aspects which allow injection and welding process of manifold shells. Then, intake manifold internal geometry is optimized to minimize air flow losses, increasing the volumetric efficiency. Intake manifold structural integrity and welding quality should be evaluated to withstand customer requirements. Confirming the intake manifold drawing through tests with prototype parts, production tooling is started.

Keywords: Intake manifold, Internal combustion engine, Engine performance.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 01. Transmissão da força aplicada no pistão ao eixo do automóvel (Department of the Army, 1985).	24
FIGURA 02. Ciclos de operação de um motor de quatro tempos (HEYWOOD, 1988).	26
FIGURA 03. Esquema do princípio de operação do dinamômetro (HEYWOOD, 1988).	29
FIGURA 04. Curva característica de Torque e Potência (PULKRABEK, 2003).	30
FIGURA 05. Ciclo Otto ideal, 6-1-2-3-4-5-6, representativo dos motores de ignição por centelha. (a) Diagrama de pressão versus volume específico. (b) Diagrama de temperatura versus entropia (PULKRABEK, 2003).	33
FIGURA 06. Eficiência térmica do ciclo Otto para $\gamma = 1,4$ (MORAN e SHAPIRO, 2002).	36
FIGURA 07. Os processos de admissão e exaustão em motores de ignição por centelha de quatro tempos: (a) valores médios da pressão de admissão; (b) diagramas válvulas e pressão versus volume; (c) sistema de exaustão; (d) pressão no cilindro “P” e levantamento da válvula em função do ângulo no eixo de manivelas. Linhas sólidas representam o corpo de borboleta na condição de plena carga enquanto linhas tracejadas em condições parciais. P_{ab} e P_{db} = Perda de carga antes e depois do corpo de borboletas, respectivamente (HEYWOOD, 1988).	38
FIGURA 08. Efeito do vapor de combustível na pressão parcial do ar. Proporção de pressão do ar na entrada com a pressão da mistura versus taxa de equivalência para vapor de isooctano, propano, metano, vapor de metanol e hidrogênio (HEYWOOD, 1988).	44
FIGURA 09. Efeito da razão das pressões de Admissão e Exaustão na eficiência volumétrica do ciclo ideal (HEYWOOD, 1988).	47
FIGURA 10. Perdas de pressão no sistema de admissão de um motor de ignição por centelha em regime permanente (HEYWOOD, 1988).	50
FIGURA 11. Pressão no coletor de exaustão em função da carga e velocidade de um motor de ignição por centelha (HEYWOOD, 1988).	51
FIGURA 12. Pressão instantânea no coletor de admissão e exaustão de um motor de ignição por centelha (HEYWOOD, 1988).	54

FIGURA 13. Eficiência volumétrica pela velocidade média do pistão de um motor Diesel e um motor de ignição por centelha (HEYWOOD, 1988).	56
FIGURA 14. Efeitos de diferentes fenômenos do escoamento do ar na eficiência volumétrica do motor em função da velocidade (HEYWOOD, 1988).	57
FIGURA 15. Coletor de admissão: Dutos e Plenum (Delphi Automotive Systems).	59
FIGURA 16. Curva de penetração versus tempo representativa das quatro fases do processo de solda por vibração. Fase I: Atrito do material sólido. Fase II: Formação em regime não-permanente da película fundida. Fase III: Formação em regime permanente da película fundida. Fase IV: fase de resfriamento ou solidificação sobre pressão, após movimento de vibração cessado (Plastics Design Library, 1997).	66
FIGURA 17. Equipamento de solda vibracional linear (BRANSON).	66
FIGURA 18. Dispositivo de solda. (A) Dispositivo montado. (B) Parte inferior. (C) Parte superior, (Delphi Automotive Systems).	68
FIGURA 19. Esquema otimizado do perfil de pressão para obtenção de alta resistência de solda em curtos períodos de tempo. Um pressão inicial alta, p_1 , é diminuída na fase III. A baixa frequência é mantida no período de resfriamento (Plastics Design Library, 1997).	70
FIGURA 20. Tipos de cordão de solda (BRANSON).	72
FIGURA 21. Detalhes de um cordão de solda (Plastics Design Library, 1997).	73
FIGURA 22. Esquemas de alinhamento das partes para realização da solda por vibração. (a) Alinhamento através de abas. (b) Alinhamento através de pinos. (c) Alinhamento através de abas internas. (BRANSON).	74
FIGURA 23. Máximo ângulo permitido no sentido de vibração (BRANSON).	74
FIGURA 24. Sentido de solda (BATES et al, 2004).	76
FIGURA 25. Imagem de um coletor de admissão. (A) Parte superior. (B) Parte inferior. (C) Torres. (D) Galho de injeção. (E) Entrada circular, (BATES et al, 2004).	77
FIGURA 26. Pressão de estouro de um coletor de admissão em função da pressão de solda para uma profundidade de solda de 1,5mm (BATES et al, 2004).	78
FIGURA 27. Resistência da solda em função da pressão de solda para uma profundidade de solda de 1,5mm. (A) Solda Longitudinal. (B) Solda Transversal. (BATES et al, 2004).	79
FIGURA 28. Metades de esferas (Kondapalli e Sirani, 2000).	80

FIGURA 29. Diagrama pressão-tempo para um duto de admissão em quatro diferentes velocidades do motor (THOMPSON e ENGLEMAN, 1969).....	83
FIGURA 30. Etapas do projeto de um coletor de admissão plástico	83
FIGURA 31. Modelo completo do sistema de admissão, exaustão e motor no código GT power (Delphi Automotive Systems).	85
FIGURA 32. Modelo detalhado de um coletor de admissão no código GT power (Delphi Automotive Systems).	86
FIGURA 33. Comparativo simulação 1D versus resultados em Dinamômetro (Delphi Automotive Systems).	88
FIGURA 34. Definição dos parâmetros geométricos que afetam a sintonia do coletor de admissão, (WINTERBONE e PEARSON, 1999).	91
FIGURA 35. Efeito do comprimento do duto secundário na eficiência volumétrica (WINTERBONE e PEARSON, 1999).	92
FIGURA 36. Efeito do comprimento do duto primário na eficiência volumétrica (WINTERBONE e PEARSON, 1999).	92
FIGURA 37. Efeito do comprimento do duto na potência (SODRÉ et al, 2008).	93
FIGURA 38. Efeito do comprimento do duto no torque (SODRÉ et al, 2008).....	94
FIGURA 39. Efeito do diâmetro do duto secundário na eficiência volumétrica (WINTERBONE e PEARSON, 1999).	96
FIGURA 40. Efeito do diâmetro do duto primário na eficiência volumétrica (WINTERBONE e PEARSON, 1999).	97
FIGURA 41. Configuração dos dutos: (a) área da seção transversal constante (b) duto cônico (MARIUCCI, 2007).	98
FIGURA 42. Efeito na eficiência volumétrica e potência para TAR = 1.5, quando comparado à configuração original (MARIUCCI, 2007).	100
FIGURA 43. Efeito na eficiência volumétrica e potência para TAR = 2.0, quando comparado à configuração original (MARIUCCI, 2007).	101
FIGURA 44. Efeito na eficiência volumétrica e potência para diferentes TAR aplicados a 100% do comprimento, quando comparado à configuração original (MARIUCCI, 2007).	101
FIGURA 45. Seções do duto: quadrada/retangular, circular ou segmentada, respectivamente (HEISLER, 1995).	102
FIGURA 46. Efeito do volume do plenum na eficiência volumétrica (WINTERBONE e PEARSON, 1999).	103

FIGURA 47. Efeito do volume do plenum no torque (HAMILTON e LEE, 2008).	104
FIGURA 48. Efeito do volume do plenum no torque (HAMILTON e LEE, 2008).	105
FIGURA 49. Efeito do volume do plenum na potência (HAMILTON e LEE, 2008).	106
FIGURA 50. Efeito do volume do plenum na potência (HAMILTON e LEE, 2008).	107
FIGURA 51. Efeito do raio de 180° no torque para o comprimento de duto de 0,75m (HAMILTON et al, 2009).	109
FIGURA 52. Efeito do raio de 180° no torque para o comprimento de duto de 1,35m (HAMILTON et al, 2009).	110
FIGURA 53. Efeito do raio de 180° no torque para o comprimento de duto de 1,75m (HAMILTON et al, 2009).	110
FIGURA 54. Diferentes curvaturas de duto para um coletor de admissão com as mesmas características dimensionais: comprimento e diâmetro dos dutos e volume do plenum (Delphi Automotive Systems).	112
FIGURA 55. Resultados experimentais do efeito da curvatura dos dutos no desempenho do motor (Delphi Automotive Systems).	113
FIGURA 56. Análise de extração de ferramenta numa das partes do coletor de admissão (Delphi Automotive Systems).	114
FIGURA 57. Análise de extração de ferramenta numa das partes do coletor de admissão (Delphi Automotive Systems).	115
FIGURA 58. Geometria do sistema plenum-runner genérico (SHAW et al, 2000).	122
FIGURA 59. Efeito do raio de concordância no campo de velocidades: a) $r = 0.0m$; b) $r = 0.005m$ c) $r = 0.01m$ (SHAW et al, 2000).	123
FIGURA 60. Efeito das protusões e raio de concordância no campo de velocidades: a) protusão reta; b) protusão com raio de 90 graus c) protusão com raio de 180 graus (SHAW et al, 2000).	123
FIGURA 61. a) Coletor de admissão com corpo de borboleta central. b) Volume interno (SAFARI et al, 2003).	124
FIGURA 62. Vetores de velocidade do escoamento no interior do Plenum (regime permanente – duto 1 aberto) (SAFARI et al, 2003).	125
FIGURA 63. Contornos de pressão gerados a partir da análise CFD (a) Desenho 1 (b) Desenho 2 (Delphi Automotive Systems).	127
FIGURA 64. Junção plenum-runner (MARIUCCI et al, 2007).	128

FIGURA 65. Eficiência volumétrica e potência para valores de $R_i/D = 0,05$ e $0,2$ (MARIUCCI et al, 2007).	129
FIGURA 66. Eficiência volumétrica e potência para valores de $R_i/D = 0,5$ e $1,0$ (MARIUCCI et al, 2007).	130
FIGURA 67. Modelo de elementos finitos do Plenum estudado (KONDAPALLI e SIRANI, 2000).	132
FIGURA 68. Detalhe da modificação no desenho da solda. (KONDAPALLI e SIRANI, 2000).	133
FIGURA 69. Ressonador de helmholtz (ENGELMAN, 1973).	138
FIGURA 70. Cilindro do motor e duto de admissão modelados como um ressonador de Helmholtz (ENGELMAN, 1973).	139
FIGURA 71. Modelo acústico do coletor de admissão (ENGELMAN, 1973).	140
FIGURA 72. Coletor de admissão com variação no comprimento do duto e volume do plenum (Delphi Application Manual).	142
FIGURA 73. Coletor de admissão com variação nos comprimentos dos dutos. (a) Comprimento de duto maior (b) Comprimento de duto menor (BOSCH, 2004).	143

LISTA DE TABELAS

TABELA 01 – Vantagens/Desvantagens dos principais métodos para fabricação de um coletor de admissão plástico (CHUUBACHI et al, 2002).....	64
TABELA 02 – Propriedades dos materiais utilizados no estudo (Bates et al, 2004).....	77
TABELA 03 – Influência dos parâmetros de solda na resistência da mesma (KONDAPALLI e SIRANI, 2000).	80
TABELA 04 – Configurações dos testes realizados para diferentes conicidades dos dutos (MARIUCCI, 2007).	99
TABELA 05 – Comparação da vazão volumétrica para diferentes densidades de malha (CAULFIELD et al, 1999).....	117
TABELA 06 – Comparação da vazão volumétrica para diferentes modelos de turbulência e funções de parede (CAULFIELD et al, 1999).	118
TABELA 07 – Comparação da vazão volumétrica experimental com cálculo computacional - 7kPa (Delphi Automotive Systems).....	120
TABELA 08 – Dimensões da interface plenum-runner (MARIUCCI et al, 2007).	128
TABELA 09 – Modificações de desenho e resultados encontrados (KONDAPALLI e SIRANI, 2000).....	133

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ADM.	Adimensional
AVA	Abertura da válvula de admissão
AVE	Abertura da válvula de exaustão
CAD	Desenho assistido por computador
CFD	Dinâmica dos fluídos computacional
CI	Ignição por Compressão
DSI	Método de Injeção Deslizante
EGR	Re-circulação dos gases de exaustão
FVA	Fechamento da válvula de admissão
FVE	Fechamento da válvula de exaustão
PA	Poliamida
PCV	Vapor de óleo
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
PP	Polipropileno
PU	Poliuretano
SI	Ignição por centelha
SLS	Estereolitografia
TAR	Proporção das áreas do cone

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área
C / A	Razão ar-combustível
C_m	Comprimento
c	Calor específico
C_d	Coeficiente de descarga
D	Diâmetro
Di	Distribuição
E_v	Eficiência volumétrica
E_t	Eficiência térmica do ciclo Otto
F	Força
F_n	Frequência natural
F_{gr}	Fração de gases residuais
f	Frequência
h	Entalpia
K	Taxa das frequências
m	Massa
$\dot{m}$	Vazão mássica
M	Peso molecular
n	Número de rotações do eixo de manivelas para cada processo de potência
N_C	Número de cilindros
P_o	Potência
P	Pressão
Pe	Perímetro
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor
r_c	Razão de compressão
$\tilde{R}$	Constante do ar nas condições atmosféricas padrão
R	Raio
To	Torque
T	Temperatura
V	Velocidade
$V_{máximo}$	Cilindro com maior vazão
$V_{mínimo}$	Cilindro com menor vazão
$V_{médio}$	Valor médio da vazão entre os cilindros
V_d	Volume deslocado
V_o	Volume
x_e	Fração de massa evaporada
ρ	Densidade
γ	Razão dos calores específicos do fluido
ξ	Coeficiente de resistência

SUBSCRITO

<i>a</i>	Ar
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>A</i>	Depois da evaporação
<i>ad</i>	Admissão
<i>B</i>	Antes da evaporação
<i>c</i>	Combustível
<i>C</i>	Cilindro
<i>d</i>	Deslocado
<i>e</i>	Escoamento
<i>ex</i>	Exaustão
<i>ef</i>	Efetivo
<i>h</i>	Hidráulico
<i>i</i>	Interface
<i>j</i>	Componente
<i>L</i>	Fase líquida
<i>m</i>	Motor
max	Máxima
<i>n</i>	Natural
<i>P</i>	Pistão
Pr	Primário
<i>r</i>	Ressonância
<i>Se</i>	Secundário
<i>S</i>	Som
<i>V</i>	Fase de vapor
<i>va</i>	Vapor de água
<i>vc</i>	Vapor de combustível
0	Condições atmosféricas externas ao motor
1	Ponto 1

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	21
1.1 - OBJETIVO	22
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1 - MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	24
2.2 – CARACTERÍSTICAS DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	28
2.2.1 – <i>Torque</i>	28
2.2.2 – <i>Potência</i>	29
2.3 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.....	31
2.3.1 – <i>O ciclo padrão de ar Otto</i>	32
2.3.2 – <i>Os processos de admissão e exaustão em motores de quatro</i> <i>tempos</i>	37
2.3.3 – <i>Variáveis que influenciam o rendimento volumétrico</i>	40
2.3.4 – <i>Efeitos quase-estáticos</i>	41
2.3.4.1 – <i>Eficiência volumétrica do ciclo padrão ar/combustível</i>	41
2.3.4.2 – <i>Efeitos da razão ar/combustível, fase e composição do</i> <i>combustível.</i>	43
2.3.4.3 – <i>Efeitos da fração do combustível vaporizado, do calor de</i> <i>vaporização e da transferência de calor.</i>	45
2.3.4.4 – <i>Efeitos da razão de compressão e a razão da pressão de</i> <i>admissão e exaustão.</i>	46
2.3.5 – <i>Efeitos dinâmicos e quase-estáticos combinados</i>	47
2.3.5.1 – <i>Perdas por atrito</i>	48
2.3.5.2 – <i>Efeito RAM</i>	52
2.3.5.3 – <i>Fluxo reverso na admissão</i>	53
2.3.5.4 – <i>Sintonia (Tuning)</i>	53
2.3.5.5 – <i>Efeitos da velocidade, área da válvula e do tempo</i>	55
3. SUBSÍDIOS PARA ORIENTAR O DESENVOLVIMENTO DE COLETORES DE ADMISSÃO	59
3.1 – COLETOR DE ADMISSÃO	59

3.2 – PROCESSO DE SOLDA POR VIBRAÇÃO	65
3.3 – ETAPAS DO PROJETO DE UM COLETOR DE ADMISSÃO PLÁSTICO SOLDADO POR VIBRAÇÃO	81
3.3.1 – <i>Simulação 1D</i>	84
3.3.1.1 – <i>Variação no comprimento do duto</i>	89
3.3.1.2 – <i>Variação no diâmetro do duto</i>	95
3.3.1.3 – <i>Variação no volume do plenum</i>	102
3.3.2 – <i>Construção do Modelo 3D (CAD)</i>	108
3.3.3 – <i>Processo de injeção</i>	114
3.3.4 – <i>Análise do fluxo interno no coletor de admissão (CFD)</i>	116
3.3.5 – <i>Análise estrutural</i>	131
3.3.6 – <i>Protótipo à produção</i>	134
3.4 – CONSIDERAÇÕES FINAIS	136
3.4.1 – <i>Processo de construção de protótipos SLS e SLA</i>	136
3.4.2 – <i>Análise de ruídos</i>	137
3.4.3 – <i>Ressonador de Helmholtz</i>	138
3.4.4 – <i>Sistemas variáveis</i>	141
4. CONSIDERAÇÕES FINAIS	144
5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	146

1. INTRODUÇÃO

Recentemente, a necessidade de controlar a emissão de poluentes reduzindo a poluição do ar e a necessidade de melhorar o consumo de combustível, se tornaram muito importantes no desenvolvimento de motores de combustão interna.

Os avanços tecnológicos em novos materiais introduzidos no mercado permitiram o desenvolvimento de componentes os quais proporcionam redução de peso do motor, custo e perdas de calor. Diversos sistemas como comando de válvulas variável, coletor de admissão variável, injeção direta de combustível e estratégias de calibração tem contribuído significativamente no aumento do desempenho e redução do nível de emissões.

Um bom exemplo é o coletor de admissão, que na maioria das aplicações atuais é fabricado a partir do Nylon com fibra de vidro ao invés de Alumínio, proporcionando, como por exemplo, redução de peso, redução de atrito nos dutos e geometrias internas complexas. Por outro lado, coletores plásticos apresentam redução de integridade estrutural e precisam atender requisitos adicionais como pressão de estouro. Novas tendências tem surgido na aplicação de novos materiais, como por exemplo o Polipropileno com fibra de vidro, o qual apresenta uma densidade aproximadamente 15% menor quando comparada ao Nylon com fibra, porém com propriedades mecânicas inferiores.

Para atender o requisito de estouro, o projeto do coletor de admissão desde o material a ser utilizado ao perfil da região de solda deve ser devidamente estudado. Os principais parâmetros para controle da solda, amplitude e frequência do movimento, pressão de solda e tempo de solda, também precisam ser otimizados para aumentar a qualidade e resistência da mesma.

O projeto do coletor de admissão é essencial para alcançar o melhor desempenho de um motor de combustão interna, e, portanto diversos parâmetros devem ser considerados durante o desenvolvimento do mesmo.

Por exemplo, a distribuição do ar no coletor pode ser influenciada pela ordem do funcionamento dos cilindros e pela maneira como os dutos são conectados no

plenum. Por outro lado, o escoamento do ar dentro do cilindro depende da pressão no plenum. Além disso, as variações de pressão no coletor de admissão, devido aos efeitos pulsantes no escoamento do ar podem substancialmente afetar o desempenho do motor (BENSLER, 2002).

Dentro do processo de desenvolvimento diversas etapas devem ser seguidas como simulação do desempenho de um motor de combustão interna para definição das principais características do coletor de admissão, construção do modelo matemático, otimização do fluxo interno, análise estrutural e construção de protótipos para testes em dinamômetro e veículo com o objetivo de confirmar os resultados analíticos encontrados. Por fim, é iniciada a construção do ferramental definitivo para a produção em série.

O primeiro capítulo apresenta o motor de combustão interna e algumas de suas principais características: Torque (Momento de Força), Potência e Eficiência Volumétrica, as quais são diretamente influenciadas pelo projeto do coletor de admissão.

O segundo capítulo é iniciado com um breve resumo sobre o coletor de admissão desde definição, funções, evolução a processos de fabricação de coletores plásticos. O segundo tópico enfatiza o processo de solda por vibração, no qual se baseia este trabalho. Os demais tópicos apresentam as principais etapas de fabricação de um coletor de admissão plástico soldado por vibração.

Finalizando o trabalho, considerações e sugestões para novas pesquisas foram levantadas.

1.1 - Objetivo

Esta dissertação tem como objetivo elaborar um estudo geral sobre o desenvolvimento de coletores de admissão de motores de combustão interna, visando reunir subsídios para orientar o desenvolvimento de coletores de admissão plástico soldado por vibração. Serão realizados estudos analíticos correlacionando às características de desempenho de motores de combustão interna, caracterizadas

por torque e potência; com a eficiência volumétrica promovida especialmente pelo processo de admissão. Serão estudadas as etapas de projeto, materiais e processo de fabricação dos coletores de plástico soldados. Também serão analisados aplicativos computacionais auxiliares no processo de desenho e simulação de desempenho dos coletores de admissão.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 - Motores de combustão interna

Motores de combustão interna têm como função converter energia química, provocada pela combustão da mistura ar/combustível em energia mecânica, que no caso do automóvel, é transferida ao eixo através do sistema pistão/biela, Figura 1. O principal alvo de um motor é alcançar o máximo de potência com grande eficiência.

FIGURA 01. Transmissão da força aplicada no pistão ao eixo do automóvel (Department of the Army, 1985).

Os dois principais tipos de motores de combustão interna normalmente utilizados nas maiores das aplicações em transporte (terra, mar e ar), além de geração de energia, são os motores de ignição por centelha (SI) e motores de ignição por compressão (CI), onde o aumento de temperatura e pressão durante a compressão é suficiente para causar ignição espontânea do combustível (STONE, 1999).

Durante os séculos 18 e 19 existiram numerosas propostas e patentes de motores de combustão interna, porém apenas a partir de 1860 que o motor de combustão interna se tornou uma realidade prática.

Em 1860, Lenoir desenvolveu o primeiro motor de combustão interna para uso comercial o qual é caracterizado por um único cilindro horizontal. A mistura ar/combustível é conduzida para dentro do cilindro durante a primeira metade do ciclo do pistão. A ignição, obtida eletricamente pela centelha, aumenta a pressão na câmara de combustão, produzindo uma força que movimenta o cilindro para o segundo ciclo. Em seguida, os gases de exaustão são expelidos enquanto a combustão ocorre do outro lado do pistão. Foi produzida uma quantidade aproximada de 5000 motores, os quais apresentavam eficiência máxima de 5%.

Aproximadamente seis anos depois Otto e Langen propuseram um motor que apresentou 50% de redução no consumo de combustível comparado ao motor de Lenoir, contribuindo significativamente no desenvolvimento de motores de combustão interna. Seu princípio baseava-se na utilização do aumento de pressão resultante da combustão de mistura ar/combustível para movimentar o pistão e rodas, gerando vácuo dentro do cilindro. Cerca de 5000 motores foram produzidos e apresentavam eficiência de até 11%.

Para superar a deficiência de peso excessivo e baixa eficiência térmica, Nicolaus A. Otto propôs em 1876 o primeiro motor composto por quatro tempos, como mostra a Figura 2:

- Admissão: a válvula de admissão é aberta permitindo entrada da mistura ar/combustível;
- Compressão: com as válvulas de admissão e exaustão fechadas, a mistura ar/combustível é comprimida seguida da faísca;
- Expansão: a alta pressão na câmara provoca uma força no pistão, movimentando o eixo de manivelas, e, conseqüentemente, o eixo do automóvel; e
- Exaustão: gases gerados na combustão são expelidos da câmara de combustão.

FIGURA 02. Ciclos de operação de um motor de quatro tempos (HEYWOOD, 1988).

A partir disso, diversas concepções de motores e patentes surgiram, como por exemplo, o motor de dois tempos, introduzido em 1880 pelos engenheiros Dugald Clerk, James Robson e Karl Benz, onde os processos de admissão e exaustão ocorrem durante o final da combustão e início da compressão.

Em 1892, o engenheiro Rudolf Diesel, introduziu o conceito de combustão por compressão que resulta no aumento da temperatura e pressão e injeção de combustível dentro da câmara de combustão permitindo dobrar a eficiência. Outro grande avanço ocorreu com motor rotacional, introduzido por Felix Wankel em 1957.

O desenvolvimento de novos combustíveis também contribuiu significativamente no aumento do desempenho dos motores de combustão interna. A produção em grande escala de novos combustíveis com melhores propriedades anti-detonação permitiu o crescimento da taxa de compressão, melhorando potência e eficiência.

Recentemente novos fatores tornaram-se importantes afetando diretamente o desenvolvimento de novos motores, os quais são: a necessidade de controlar a emissão de poluentes reduzindo a poluição do ar e a necessidade de melhorar o consumo de combustível, (HEYWOOD, 1988). Vale salientar que a legislação para redução do nível de emissões de poluentes foi introduzida em 1970.

Diante deste fato, os avanços tecnológicos em novos materiais introduzidos no mercado permitiram a redução de peso do motor, custo e perdas de calor, resultando em sistemas mais eficientes. Um bom exemplo é o coletor de admissão, que na maioria das aplicações atuais é fabricado a partir do Nylon com fibra de vidro ao invés de Alumínio. Outros sistemas como comando de válvulas variável, coletor de admissão variável, injeção direta de combustível e estratégias de calibração tem contribuído significativamente no aumento do desempenho e redução do nível de emissões.

Sandford et al (2009) apresentou em seu trabalho com o título *The All New AJV8* uma evolução do motor V8 da marca Jaguar, o qual equipa carros desta marca como também da Land Rover, considerando diversas tecnologias listadas a seguir:

- Injeção direta na câmara de combustível para melhor controle do mesmo;
- Quatro variadores contínuos do comando para admissão e exaustão, resultando em níveis altos de re-circulação dos gases de exaustão devido ao largo cruzamento de válvulas em cargas baixas e médias do motor;
- Variador de abertura das válvulas de admissão, otimizado para economia e torque em baixas rotações;
- Coletor de admissão variável, o qual apresenta um comprimento menor para melhor desempenho em altas rotações e comprimento maior para baixas rotações; e
- Sistema de superalimentação, reduzindo a perda de carga na admissão.

2.2 – Características do motor de combustão interna

No estudo do motor de combustão interna alguns parâmetros são utilizados para caracterizá-lo como Torque, Potência e Eficiência Volumétrica os quais serão apresentados a seguir.

2.2.1 – Torque

Torque é definido como sendo a habilidade do motor na realização de trabalho e pode ser representado pela equação (01).

$$To = F \times Cm \quad (01)$$

Onde: To = Torque (N.m) ;

F = Força (N); e

Cm = Comprimento (m).

Normalmente o motor é fixado numa bancada e conectado ao rotor do dinamômetro que por sua vez é acoplado ao estator de diferentes maneiras, eletromagneticamente, hidraulicamente ou por atrito mecânico. Assim, o torque exercido no estator com o rotor girando é medido balanceando o estator com pesos, molas ou meios pneumáticos, como mostra a Figura 3.

FIGURA 03. Esquema do princípio de operação do dinamômetro (HEYWOOD, 1988).

No desenvolvimento de um motor automotivo busca-se uma curva de torque versus velocidade o mais plano possível, e alcançar um torque alto para baixas e altas rotações (PULKRABEK, 2003).

2.2.2 – Potência

A potência é a taxa na qual o trabalho é realizado e pode ser calculada através da equação (02), multiplicando o torque pela velocidade angular:

$$P_o = 2\pi V_m T_o \times 10^{-3} \quad (02)$$

Onde: P_o = Potência (kW);

V_m = Velocidade do motor (rev/s); e

T_o = Torque (N.m).

Torque e potência variam em função da velocidade do motor, conforme representado na Figura 04. É notado que em baixas rotações o torque aumenta na medida em que a velocidade do motor aumenta alcançando um valor máximo, e,

posteriormente decresce devido à deficiência de enchimento do cilindro em altas rotações que ocorre em função das perdas de carga no sistema de admissão.

FIGURA 04. Curva característica de Torque e Potência (PULKRABEK, 2003).

Alguns fatores tais como aumentar o volume deslocado do cilindro, pressão média efetiva e/ou a velocidade melhoram a potência, porém resultam no aumento de massa do motor, sendo contrário à tendência no desenvolvimento de motores automotivos. Por esta razão, motores de menor cilindrada são equipados com turbo-alimentadores e super-alimentadores para aumentar a pressão média efetiva e por consequência o desempenho dos mesmos.

2.3 – Eficiência volumétrica

O desempenho de um motor de combustão interna esta diretamente ligado à quantidade de ar admitida, pois mais combustível pode ser queimado e conseqüentemente mais energia convertida em potência.

Em termos ideais, para cada ciclo, a massa de ar admitida deveria ser igual a densidade do ar atmosférico vezes o volume deslocado do cilindro. Entretanto, devido às restrições de fluxo impostas pelo sistema de admissão de ar (dutos, coletor de admissão, válvula de admissão e filtro de ar) e tempo de ciclo pequeno, uma menor quantidade de ar é realmente admitida no cilindro.

Conforme Pulkrabek (2003), a eficiência volumétrica é definida como a razão entre massa de ar admitida multiplicada pelo número de voltas por ciclo, pela massa de ar ideal vezes a rotação do motor:

$$E_v = \frac{nm_a}{\rho_{a,0}V_{O_d}V_m} \quad (03)$$

Onde: E_v = Eficiência Volumétrica (adm.)

n = Número de rotações do eixo de manivelas para cada processo de potência por cilindro (rev/ciclo) (Por exemplo, para motor de quatro tempos $n = 2$ e para motor de dois tempos $n = 1$);

$\dot{m}_a$ = Vazão mássica de ar admitida (kg/min);

$\rho_{a,0}$ = Densidade do ar nas condições atmosféricas externas ao motor (kg/m³);

V_{O_d} = Volume descolado (m³); e

V_m = Velocidade do motor (rpm).

Este parâmetro é de grande importância no contexto deste trabalho, pois é diretamente influenciado pelo desenho do coletor de admissão.

Diversos estudos já foram realizados com o objetivo de verificar o impacto no projeto de um determinado componente na eficiência volumétrica como, por exemplo, o trabalho apresentado por Maftouni et al (2006) com o título *The effect of Intake Manifold Runner Length on the Volumetric Efficiency by 3D- CFD Model*.

2.3.1 – O ciclo padrão de ar Otto

Segundo Ferguson e Kirkpatrick (2001) e Moran e Shapiro (2002), o ciclo padrão de ar Otto consiste em quatro processos principais:

- Compressão isentrópica do ar;
- Transferência de calor a volume constante para o ar, representando a ignição;
- Expansão isentrópica; e
- Rejeição de calor a volume constante.

Este ciclo considera o ar como um gás ideal com os calores específicos constantes e também trata os processos de compressão e de expansão como isentrópicos, ou seja, não se consideram os efeitos do atrito nem perdas de calor (adiabático).

A Figura 05, extraída de Pulkrabek (2003), mostra o ciclo padrão de ar Otto, representativo de um motor de combustão interna de quatro tempos, normal aspirado, de ignição por centelha na condição de plena carga.

FIGURA 05. Ciclo Otto ideal, 6-1-2-3-4-5-6, representativo dos motores de ignição por centelha. (a) Diagrama de pressão versus volume específico. (b) Diagrama de temperatura versus entropia (PULKRABEK, 2003).

Inicialmente o pistão encontra-se no Ponto Morto Superior - PMS (ponto 6), a válvula de admissão é aberta enquanto que a válvula de exaustão é fechada. O processo de 6 a 1 que corresponde ao movimento do pistão do PMS ao Ponto Morto Inferior - PMI, resultando na admissão de uma carga de ar à pressão atmosférica, é denominado curso de admissão.

Segundo Pulkrabek (2003), esta é uma boa aproximação do processo de admissão de um motor real em regime de plena carga, porém na realidade a pressão será ligeiramente menor que a atmosférica devido às perdas de carga no escoamento dos gases na admissão. Durante a admissão, a temperatura do ar no ponto 1 é da ordem de 25° a 35°C maior que a temperatura do ar nos arredores.

Ferguson e Kirkpatrick (2001) explicam que isto ocorre devido à mistura dos gases residuais do ciclo anterior com ar fresco admitido. Este mesmo autor relata que há três diferentes simulações de fluxo para o processo de admissão,

dependendo da razão da pressão de admissão e exaustão. Primeiramente, considerando a pressão de admissão menor do que a pressão de exaustão, o motor é denominado acelerado, e há um fluxo a partir do cilindro para a válvula de admissão, quando esta se abre. Sendo a pressão de admissão maior do que a pressão de exaustão o motor é considerado superalimentado ou turbo-alimentado, e o fluxo ocorre a partir da válvula de admissão para o cilindro até o equilíbrio das pressões. Por fim, quando as pressões de admissão e exaustão são iguais o motor é considerado não acelerado. As equações de conservação de massa e energia podem ser utilizadas para determinar o estado da combinação dos gases residuais e mistura ar-combustível no ponto 1.

Este desenvolvimento resulta na equação 04 apresentada a seguir, extraída de Ferguson e Kirkpatrick (2001):

$$T_1 = (1 - F_{gr})T_{ad} + F_{gr}T_{ex} \left[1 - \left(1 - \frac{P_{ad}}{P_{ex}} \right) \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \right] \quad (04)$$

Onde: T_1 = Temperatura no ponto 1 (K);

F_{gr} = Fração de gases residuais (adm.);

T_{ad}, T_{ex} = Temperaturas de admissão e exaustão, respectivamente (K);

P_{ad}, P_{ex} = Pressões de admissão e exaustão, respectivamente (kPa);

γ = Razão dos calores específicos do fluido (adm.)

Considerando, por exemplo, $F_{gr} = 0.05$, $P_{ad} / P_{ex} = 0.5$, $\gamma = 1.35$, $T_{ad} = 320$ K e $T_{ex} = 1400$ K, então a temperatura no ponto 1 (T_1) = 365 K.

Quanto o pistão atinge o PMI, a válvula de admissão fecha e o eixo continua a girar fazendo com que o ar admitido seja comprimido pelo cilindro, que corresponde ao curso de compressão isentrópico, representado pelo processo 1 a 2. Esta é uma boa aproximação da compressão de um motor real, exceto pelo cruzamento de válvulas. O início deste processo é afetado pelo fechamento incompleto da válvula de admissão após o PMI. Por sua vez, o fim do ciclo é afetado pela centelha antes

do PMS. Além do aumento de pressão durante este ciclo, há aumento substancial da temperatura no cilindro.

O processo de 2 a 3 denominado transferência de calor a volume constante para o ar, o qual representa a ignição da mistura ar-combustível de um motor de combustão real, é caracterizado pelo aumento significativo da pressão e da temperatura, que alcançam seus valores máximos. Na combustão de um motor real este processo inicia-se ligeiramente antes do PMS, alcança velocidade máxima próximo ao PMS e é finalizado um pouco antes do PMS.

Em seguida, o eixo continua a girar devido à expansão dos gases, forçando o pistão na direção do PMI, que conseqüentemente produz trabalho e potência para movimentar o eixo do automóvel. Este é denominado expansão isentrópica, representado pelo processo de 3 a 4. Os valores de pressão e temperatura no cilindro diminuem na medida em que este se desloca do PMS para o PMI, aumentando o volume.

No ciclo de um motor real, próximo ao final do processo de expansão, a válvula de exaustão é aberta e grande quantidade dos gases, resultados da combustão são expelidos, reduzindo a pressão no cilindro à pressão do coletor de escape. Grande quantidade da entalpia é descartada com os gases de exaustão, limitando a eficiência térmica do motor. No ciclo Otto este processo é substituído pela redução da pressão a volume constante, processo de 4 a 5, no qual a perda de entalpia é representada pela rejeição de calor.

O último processo característico de um motor de quatro tempos ocorre quando o pistão movimenta-se do PMI para o PMS, processo 5 a 6, que ocorre à pressão constante de uma atmosfera por causa da válvula de exaustão aberta.

Até o final do processo de exaustão o motor realizou duas revoluções posicionando novamente o pistão no PMS, com as válvulas de admissão e exaustão aberta e fechada, respectivamente, para o início de um novo ciclo.

Ferguson e Kirkpatrick (2001) e Moran e Shapiro (2002) ao descreverem o ciclo padrão de ar Otto não incluem os processos 6-1 e 5-6 na análise. Isto é justificado, pois termodinamicamente estes processos se cancelam, relata Pulkrabek (2003).

Conforme Ferguson e Kirkpatrick (2001), Moran e Shapiro (2002), Pulkrabek (2003) e Heywood (1988) a eficiência térmica para o ciclo Otto é dada pela equação (05) a seguir:

$$E_t = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (05)$$

Onde: E_t = Eficiência térmica (adm.)

r_c = Razão de compressão (adm.)

γ = Razão dos calores específicos do fluido (adm.)

É notado que a eficiência térmica depende exclusivamente da razão de compressão, pois γ é uma constante. Podemos concluir que a eficiência térmica do ciclo Otto aumenta com o aumento da razão de compressão, como mostra a Figura 06 extraída de Moran e Shapiro (2002), para $\gamma = 1,4$.

FIGURA 06. Eficiência térmica do ciclo Otto para $\gamma = 1,4$ (MORAN e SHAPIRO, 2002).

Dentro deste contexto, diversos estudos têm sido realizados com o intuito de desenvolver sistemas que variam a razão de compressão de um motor, proporcionando um aumento na eficiência térmica. Podemos citar como exemplo os trabalhos publicados por Moteki et al (2003) e Roberts (2003) com os títulos *A Study of a Variable Compression Ratio System with Multi-Link Mechanism* e *Benefits e Challenges of Variable Compression Ratio (VCR)*, respectivamente.

2.3.2 – Os processos de admissão e exaustão em motores de quatro tempos

O objetivo dos processos de admissão e exaustão é admitir ar fresco e remover os gases queimados da combustão respectivamente. Conforme dito anteriormente, a potência de um motor de combustão interna em uma dada velocidade é proporcional à quantidade de ar admitida. O processo de troca de gases num motor de quatro tempos é caracterizado por parâmetros como a eficiência volumétrica. Tais parâmetros são dependentes do projeto dos sub-componentes que compõe os sistemas de admissão e exaustão, como é o caso do coletor de admissão e do coletor de descarga.

Conforme Heywood (1988), o sistema de admissão de um motor de ignição por centelha normalmente é composto por filtro de ar, um sistema para formação da mistura (carburação ou injeção), corpo de borboleta, coletor de admissão e válvulas. Por sua vez, o sistema de exaustão consiste em um coletor de exaustão, dutos, conversor catalítico e um silenciador.

A Figura 7a mostra os valores médios das pressões de admissão para um motor multicilíndrico. Durante o processo de admissão, além dos componentes que restringem o fluxo de ar, fatores como a velocidade do motor, área da secção transversal por onde o ar passa e sua densidade geram perda de carga causando deficiência de enchimento do cilindro.

A Figura 7d ilustra o diagrama de abertura das válvulas de admissão e exaustão, em função do ângulo do eixo de manivelas. Usualmente a abertura das

válvulas é antecipada enquanto que o fechamento é postergado, em relação aos cursos de admissão e exaustão correspondentes, para melhorar o esvaziamento e enchimento do cilindro e tirar proveito da inércia dos gases nos sistemas de admissão e exaustão.

FIGURA 07. Os processos de admissão e exaustão em motores de ignição por centelha de quatro tempos: (a) valores médios da pressão de admissão; (b) diagramas válvulas e pressão versus volume; (c) sistema de exaustão; (d) pressão no cilindro "P" e levantamento da válvula em função do ângulo no eixo de manivelas. Linhas sólidas representam o corpo de borboleta na condição de plena carga enquanto linhas tracejadas em condições parciais. P_{ab} e P_{db} = Perda de carga antes e depois do corpo de borboletas, respectivamente (HEYWOOD, 1988).

O processo de exaustão inicia entre 40° a 60° antes de o pistão atingir o PMI no ciclo de expansão, expelindo os gases queimados para fora do cilindro devido à diferença de pressão entre este e o próprio sistema de exaustão. A válvula de exaustão fecha entre 15° a 30° após o pistão passar pelo PMS, no início do ciclo de admissão.

Por sua vez, a válvula de admissão abre entre 10° a 20° antes de o pistão atingir o PMS no final do ciclo de exaustão. Tipicamente o fechamento da válvula de admissão ocorre entre 50° a 70° após o pistão passar pelo PMI, no início do ciclo de compressão, para proporcionar um maior enchimento do cilindro.

No cruzamento de válvulas, período em que as válvulas de admissão e exaustão permanecem abertas pode ocorrer um retorno dos gases queimados para dentro do cilindro ou gases deste para o coletor de admissão. Este evento é denominado fluxo reverso ou “backflow” e ocorre quando a relação entre a pressão de admissão e a pressão de descarga é menor que um ($P_{ad} / P_{ex} < 1$).

Em altas rotações a vantagem do cruzamento de válvulas é maior, pois o longo período de cruzamento contribui para melhorar a eficiência volumétrica do motor.

Devido às variações no tempo da área da válvula e volume deslocado do cilindro, efeitos de inércia do ar e a propagação de ondas nos sistemas de admissão e exaustão, as pressões no coletor de admissão, no cilindro e coletor de exaustão variam de maneira complicada tornando os cálculos analíticos complexos. Na prática, estes processos são tratados com frequência empiricamente utilizando parâmetros globais como eficiência volumétrica, e, por conseguinte torque e potência para definir o desempenho dos sistemas de admissão e exaustão.

É importante salientar que apesar destes processos serem predominantemente pulsantes, diversos aspectos do fluxo de ar podem ser analisados em regime permanente.

Pogorevc e Kegl (2004), destacam a importância do projeto dos sistemas de admissão e exaustão visando otimizar o desempenho de um motor de combustão interna. Parâmetros como forma, comprimento dos dutos e diâmetros tem efeitos cruciais nas características do motor.

Tabaczynski (1997) comenta sobre a necessidade de melhorar o torque em baixas velocidades do motor. Veículos menores geralmente têm proporções baixas de potência versus peso, às eficiências do motor são melhoradas em baixas rotações devido ao menor atrito e dirigibilidade que é função do torque em baixas velocidades. Estes fatores têm conduzido os projetistas de motores a reconhecerem a grande importância na melhoria da eficiência volumétrica para proporcionar melhor desempenho do motor e economia de combustível.

Embora sistemas mecânicos, conhecidos como turbo-alimentadores e super-alimentadores, melhoram o enchimento do cilindro forçando a entrada do ar, algumas desvantagens devem ser consideradas. Primeiramente tais sistemas aumentam o atrito mecânico do motor e em segundo lugar elevam a temperatura do ar de entrada do motor aumentando a sensibilidade do motor à detonação.

O projeto correto dos sistemas de admissão e exaustão pode oferecer benefícios que visam melhorar o torque em baixas e médias velocidades do motor mantendo uma taxa de compressão adequada com economia de combustível num motor de ignição por centelha.

2.3.3 – Variáveis que influenciam o rendimento volumétrico

A eficiência volumétrica pode ser afetada pelos seguintes parâmetros, ao considerar o combustível, projeto do motor e variáveis durante operação do mesmo:

- Tipo de combustível;
- Razão ar/combustível;
- Fração de combustível vaporizado no sistema de admissão;
- Calor de vaporização;
- Temperatura da mistura que é influenciada pela transferência de calor;
- Razão entre as pressões de exaustão e admissão;

- Taxa de compressão;
- Velocidade do motor;
- Projeto das interfaces entre cabeçote e coletores de admissão e exaustão;
e
- Projeto das válvulas de admissão e exaustão incluindo geometria, tamanho, levantamento e diagrama de distribuição (tempo).

Heywood (1988) destaca que os efeitos da maioria das variáveis são de natureza quase-permanente, isto é, seu impacto é independente da velocidade e pode ser descrito em termos da velocidade média do motor. Entretanto, alguns efeitos destas variáveis dependem do regime transiente e fenômenos de propagação de onda que acompanham a natureza da variação temporal dos processos de troca de gases.

2.3.4 – Efeitos quase-estáticos

2.3.4.1 – Eficiência volumétrica do ciclo padrão ar/combustível

Para o ciclo ideal de um motor de combustão interna por centelha a eficiência volumétrica por ser representada pela equação (06):

$$E_v = \frac{m_a}{\rho_{a,0} V_{O_d}} = \frac{m(1 - F_{gr})}{\rho_{a,0} \left[1 + \left(\frac{C}{A} \right) \right]} \times \frac{r_c}{(r_c - 1) V_{O_1}} \quad (06)$$

Sendo m a massa dentro do cilindro no ponto 1 do ciclo:

$$P_{ad}V_{O_1} = m \frac{R}{M} T_1 \quad (07)$$

$$P_{a,0} = \rho_{a,0} \frac{R}{M_a} T_{a,0} \quad (08)$$

$$\frac{T_1}{T_{ad}} = \frac{1 - F_{gr}}{1 - \frac{1}{(\gamma_c) \left[\frac{P_{ex}}{P_{ad}} + (\gamma - 1) \right]}} \quad (09)$$

Substituindo as equações (7), (8) e (9) em (6) têm-se

$$E_v = \left(\frac{M}{M_a} \right) \left(\frac{P_{ad}}{P_{a,0}} \right) \left(\frac{T_{a,0}}{T_{ad}} \right) \left[\frac{1}{1 + \frac{C}{A}} \right] \left\{ \frac{r_c}{r_c - 1} - \frac{1}{\gamma(r_c - 1)} \left[\left(\frac{P_{ex}}{P_{ad}} \right) + (\gamma - 1) \right] \right\} \quad (10)$$

Onde: P_{ad} e $P_{a,0}$ = Pressão da mistura na admissão e pressão nas condições exteriores (kPa);

T_{ad} e $T_{a,0}$ = Temperatura de admissão e temperatura nas condições exteriores (K);

C / A = Razão ar/combustível (kg/kg);

r_c = Razão de compressão (adm.);

P_{ex} = Pressão de exaustão (kPa);

M e M_a = Peso molecular do fluido de trabalho no ciclo e peso molecular do ar atmosférico (adm.);

γ = Razão dos calores específicos do fluido (adm.);

F_{gr} = Fração de gases residuais (adm.);

$\tilde{R}$ = Constante do ar nas condições atmosféricas padrão (J/kmol);

V_{O_d} = Cilindrada do motor (m³); e

V_{O_1} = Volume do cilindro no ponto 1 (m³).

Para $(P_{ex} / P_{ad}) = 1$, o termo em $\{\}$ é igual a um.

2.3.4.2 – Efeitos da razão ar/combustível, fase e composição do combustível.

Nos motores de ignição por centelha, a presença de combustível gasoso e vapor de água no sistema de admissão reduzem a pressão do ar abaixo da pressão de mistura. Para misturas de ar (a), vapor de água (va), e gases ou vapor de combustível (vc), a pressão no coletor de admissão é dada pela soma das pressões parciais de cada componente:

$$P_{ad} = P_{a,ad} + P_{vc,ad} + P_{va,ad} \quad (11)$$

Aplicando a lei dos gases tem-se:

$$\frac{P_{a,ad}}{P_{ad}} = \left[1 + \left(\frac{\dot{m}_{vc}}{\dot{m}_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_{vc}} \right) + \left(\frac{\dot{m}_{va}}{\dot{m}_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_{va}} \right) \right]^{-1} \quad (12)$$

O fator de correção do vapor de água é usualmente pequeno ($\leq 0,03$). A Figura 08 mostra a variação da pressão do ar no coletor de admissão ($P_{a,ad} / P_{ad}$) em função da massa de ar ($\dot{m}_{vc} / \dot{m}_a$) de diversos combustíveis comuns.

FIGURA 08. Efeito do vapor de combustível na pressão parcial do ar. Proporção de pressão do ar na entrada com a pressão da mistura versus taxa de equivalência para vapor de isooctano, propano, metano, vapor de metanol e hidrogênio (HEYWOOD, 1988).

É importante ressaltar que para os combustíveis como a gasolina, o efeito promovido pelo vapor do combustível é pequeno, independente da razão ar-combustível. Por outro lado, para os combustíveis gasosos e metanol vaporizado, a eficiência volumétrica é reduzida pela pressão do combustível na mistura.

2.3.4.3 – Efeitos da fração do combustível vaporizado, do calor de vaporização e da transferência de calor.

Para escoamento com pressão constante, combustível vaporizado e transferência de calor, a equação da energia em regime permanente pode ser escrita como:

$$\left[\dot{m}_a h_a + (1 - x_e) \dot{m}_C h_{C,L} + x_e \dot{m}_C h_{C,V} \right]_A = \dot{Q} + \left(\dot{m}_a h_a + \dot{m}_C h_{C,L} \right)_B \quad (13)$$

Onde: x_e = Fração de massa evaporada (adm.);

$\dot{m}_a$ = Vazão mássica de ar admitida (kg/min);

$h_{C,L}$ = Entalpia do combustível na fase líquida (kJ/kmol);

$h_{C,V}$ = Entalpia do combustível na fase de vapor (kJ/kmol);

$\dot{Q}$ = Taxa de transferência de calor (kJ);

A = Antes da evaporação; e

B = Depois da evaporação.

Aproximando-se a variação da entalpia específica h de cada componente da mistura por $c_p \Delta T$, e com a entalpia de vaporização $h_{C,V} - h_{C,L} = h_{C,LV}$, têm-se:

$$T_A - T_B = \frac{\left(\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a} \right) - x_e \left(\frac{C}{A} \right) h_{C,LV}}{c_{p,a} + \left(\frac{C}{A} \right) c_{C,L}} \quad (14)$$

Onde: C/A = Razão ar/combustível (kg/kg);

$c_{p,a}$ = Calor específico em pressão constante (kJ/kg.K); e

$c_{C,L}$ = Calor específico do combustível na fase líquida (kJ/kg.K);

O último termo do denominador por ser desprezado desde que $c_{C,L}$ seja aproximadamente $2c_{p,a}$.

Se não há transferência de calor através das paredes do coletor e a mistura ar-combustível, a temperatura da mistura diminui por efeito da evaporação do combustível. Para completa evaporação do iso-octano com $\phi = 1.0$, $T_A - T_B = -19^\circ\text{C}$ enquanto que para o metanol nas mesmas condições, $T_A - T_B = -128^\circ\text{C}$. Na prática, sempre ocorre troca de calor através das paredes do coletor e a mistura, portanto este processo não é adiabático, e o combustível não é completamente vaporizado antes de entrar no cilindro. Dados experimentais mostram que o decréscimo na temperatura do ar que acompanha a vaporização do combustível líquido é mais significativo do que a redução da pressão parcial do ar devido ao aumento da quantidade de combustível vaporizado: para a mesma taxa de aquecimento, a eficiência volumétrica com a vaporização do combustível é aumentada em poucos pontos percentuais.

O efeito na variação da temperatura, medido na entrada no cilindro é dado pelo fator $(T_{a,0}, T_{ad})$, como mostra a equação (10) da eficiência volumétrica para o ciclo ideal. Dados experimentais revelam que a dependência da eficiência volumétrica com a raiz quadrada da razão da temperatura representa de forma coerente o comportamento de um motor real.

2.3.4.4 – Efeitos da razão de compressão e a razão da pressão de admissão e exaustão.

A fração do volume de gás residual retido no cilindro do motor varia em função da relação entre a pressão de admissão e a pressão de exaustão (P_{ex}/P_{ad}) e também da razão de compressão (r_c) . A eficiência volumétrica diminui com o aumento do volume de gases residuais. Estes efeitos na eficiência volumétrica do ciclo ideal são expressos pelos termos $\{\}$ da equação (10). Esses efeitos para $\gamma = 1,3$ são mostrados na Figura 09.

FIGURA 09. Efeito da razão das pressões de Admissão e Exaustão na eficiência volumétrica do ciclo ideal (HEYWOOD, 1988).

2.3.5 – Efeitos dinâmicos e quase-estáticos combinados

Forças de atrito, inerciais e pressão estão presentes quando o fluxo de gás através de dutos, câmaras, entradas e saídas, válvulas é tratado em regime transiente. A importância destas forças depende da velocidade do gás como tamanho e forma das passagens e suas junções. Durante o desenvolvimento de um coletor de admissão efeitos quase-permanente e transiente são significantes.

Embora os efeitos da velocidade do motor, projeto dos coletores de admissão e exaustão bem como projeto das válvulas e passagens estejam interligados, os

fenômenos que afetam a eficiência volumétrica podem ser identificados separadamente:

- Perdas por atrito;
- Efeito RAM;
- Escoamento reverso na admissão; e
- Sintonia (Tuning).

2.3.5.1 – Perdas por atrito

Durante o curso de admissão, devido ao atrito em cada componente do sistema de admissão, a pressão no cilindro (P_c), é menor que a pressão atmosférica (P_{atm}), por uma quantidade dependente da raiz quadrada da velocidade. A queda total de pressão é a soma da perda de pressão em cada um dos componentes do sistema de admissão: filtro de ar, carburador e corpo de borboleta, coletor de admissão, entrada da válvula e a própria válvula. Cada componente tem sua porcentagem de contribuição, porém a maior queda de pressão é dada na válvula de admissão. Assim, a pressão no cilindro durante o período no ciclo de admissão onde o pistão move perto de sua velocidade máxima pode ser 10 a 20 % menor que a pressão atmosférica. Para cada componente do sistema de admissão, a equação de Bernoulli é dada por:

$$\Delta P_j = \xi_j \rho V_j^2 \quad (15)$$

Onde: ξ_j = Coeficiente de resistência para cada componente e depende de

sua geometria e velocidade local (adm.);

ρ = Densidade do ar (kg/m^3);

V_j = Velocidade do fluxo (m/s).

Assumindo um fluxo em regime quase-permanente, a velocidade V_j esta relacionada com a velocidade média do pistão V_p por:

$$V_j A_j = \bar{V}_p A_p \quad (16)$$

Onde: A_j e A_p corresponde respectivamente, a área mínima de fluxo no componente e a área do pistão. Assim, a perda de pressão total em regime quase-permanente devido ao atrito é representada por:

$$P_{atm} - P_C = \sum \Delta P_j = \sum \xi_j \rho V_j^2 = \rho \bar{V}_p^2 \sum \xi_j \left(\frac{A_p}{A_j} \right)^2 \quad (17)$$

A equação apresentada acima mostra a importância de grandes áreas de fluxo nos componentes visando reduzir as perdas por atrito, como também a dependência dessas perdas com a velocidade do motor.

Um exemplo das perdas de pressão devido ao atrito nos componentes do sistema de admissão: filtro de ar, carburador, corpo de borboleta e região do plenum no coletor de admissão, é mostrado na Figura 10.

FIGURA 10. Perdas de pressão no sistema de admissão de um motor de ignição por centelha em regime permanente (HEYWOOD, 1988).

Testes realizados em regime permanente envolvendo toda a faixa de velocidade do motor mostram que a perda de pressão depende do quadrado da velocidade.

Por outro lado, as perdas de pressão no sistema de exaustão são maiores devido às restrições causadas pela válvula e coletor de exaustão, aonde os níveis de pressão são maiores que a pressão atmosférica.

A queda de pressão no coletor de exaustão em função do coletor de admissão (que varia inversamente com a carga) e velocidade do motor é ilustrada

na Figura 11. Em altas velocidades e cargas, a pressão no coletor de exaustão é maior que a pressão atmosférica.

FIGURA 11. Pressão no coletor de exaustão em função da carga e velocidade de um motor de ignição por centelha (HEYWOOD, 1988).

2.3.5.2 – Efeito RAM

Winterbone e Pearson (1999), Heywood (1988) e Bosch (2004) relatam que durante o ciclo de admissão em cada cilindro a pressão no coletor de admissão varia devido às diferentes velocidades do pistão, variação da área de abertura da válvula de admissão e efeitos transientes no escoamento dos gases resultados destas variações de geometria.

A massa de ar admitida no cilindro, que por sua vez é proporcional à eficiência volumétrica, é totalmente determinada pelo nível de pressão na área de passagem do escoamento na válvula de admissão, durante um curto período de tempo antes do fechamento desta.

Diversos métodos são empregados no projeto do coletor de admissão visando forçar uma maior quantidade de ar para dentro do cilindro, resultando no aumento da eficiência volumétrica.

Possivelmente, um método mais comumente utilizado, conforme menciona Brands (1979), é o emprego do efeito RAM (processo de admissão forçado) o qual opera segundo o princípio de Tubo de Órgão (conhecido em inglês como “organ pipe”).

Em altas velocidades, quando a válvula de admissão está fechando, a inércia do gás no sistema de admissão aumenta a pressão na área de passagem do escoamento por ela, continuando a encher o cilindro mesmo após o pistão atingir o PMI e iniciar o ciclo de compressão. Este efeito aumenta com o crescimento da velocidade do motor. Normalmente a válvula de admissão é totalmente fechada entre 40° a 60° após o pistão atingir o PMI, para melhor aproveitamento do fenômeno RAM.

2.3.5.3 – Fluxo reverso na admissão

Normalmente, com o fechamento da válvula de admissão após o início do ciclo de compressão, pode ocorrer um fluxo reverso de carga fresca para dentro do coletor de admissão devido ao crescimento da pressão no cilindro que é causado pelo movimento do pistão durante a fase final do ciclo de admissão.

Este fenômeno tem maior possibilidade de ocorrer em baixas velocidades do motor, mas também é uma consequência inevitável do tempo de fechamento da válvula de admissão para aproveitar o efeito RAM em altas velocidades.

2.3.5.4 – Sintonia (Tuning)

Winterbone e Pearson (1999), Heywood (1988) e Bosch (2004) destacam que o escoamento pulsante de cada processo de exaustão em cada cilindro, gera ondas de pressão em todo o sistema de exaustão. Estas ondas de pressão propagam-se, na velocidade do som, em relação à movimentação dos gases de exaustão. A interação destas ondas de pressão com o coletor e dutos de exaustão causa ondas de pressão que são refletidas para o cilindro do motor. Em motores com diversos cilindros, as ondas de pressão de cada cilindro, transmitidas e refletidas através do sistema de exaustão podem interagir com cada cilindro, melhorando ou inibindo o processo de enchimento do próximo ciclo. Quando estas ondas auxiliam o processo de exaustão, devido à redução das pressões depois da válvula de exaustão, o sistema de exaustão é denominado sintonizado (conhecido em inglês como “tuning”).

Da mesma forma, as variações no tempo do escoamento no cilindro bem como a abertura e fechamento da válvula de admissão, causam ondas de expansão que são propagadas no coletor de admissão. Estas ondas de expansão podem ser refletidas para o “plenum” do coletor de admissão causando ondas de pressão positivas na direção do cilindro. Sintonizando corretamente o tempo destas ondas, a

onda pressão positiva irá promover um aumento de pressão na válvula de admissão no final do ciclo de admissão, causando um aumento no enchimento do cilindro. Assim, o sistema de admissão é chamado de sintonizado.

Diversos estudos podem ser encontrados na literatura com, por exemplo, os trabalhos apresentados por Thompson e Engelman (1969) e Engelman (1973) com os títulos *The Two Types of Resonance in Intake Tuning* e *Design of a Tuned Intake Manifold*, respectivamente.

A Figura 12 mostra exemplos, em plena carga, da variação de pressão na admissão e exaustão de um motor de combustão interna de quatro cilindros com ignição por centelha. É interessante notar a complexidade deste fenômeno, onde a amplitude das flutuações de pressão aumenta significativamente com o aumento da velocidade do motor.

FIGURA 12. Pressão instantânea no coletor de admissão e exaustão de um motor de ignição por centelha (HEYWOOD, 1988).

2.3.5.5 – Efeitos da velocidade, área da válvula e do tempo.

Os efeitos do escoamento na eficiência volumétrica dependem da velocidade da mistura no coletor de admissão, da área entrada da válvula e da válvula propriamente dita. As velocidades locais, para regime permanente, são iguais às vazões volumétricas divididas pela área da seção transversal local. Desde que as dimensões do sistema de admissão e dimensões da válvula estão numa escala aproximada com o diâmetro do cilindro, as velocidades no sistema de admissão são proporcionais às velocidades do pistão, (HEYWOOD, 1988).

Portanto, as eficiências volumétricas em função da velocidade, para diferentes motores, podem ser comparadas nas mesmas velocidades média do pistão.

A Figura 13 mostra uma curva típica da eficiência volumétrica pela velocidade média do pistão para um motor diesel de quatro cilindros com injeção direta e um motor seis cilindro de ignição por centelha. É possível notar que a eficiência volumétrica dos motores de ignição por centelha normalmente são inferiores aos motores diesel devido às perdas de carga no carburador e corpo de borboleta, aquecimento do coletor de admissão, presença de vapor de combustível e uma maior fração de gases residuais no coletor de admissão. O efeito “tuning” no sistema de admissão por ser observado na curva da eficiência volumétrica do motor diesel que apresenta dois picos.

FIGURA 13. Eficiência volumétrica pela velocidade média do pistão de um motor Diesel e um motor de ignição por centelha (HEYWOOD, 1988).

Os efeitos na eficiência volumétrica de cada um dos diferentes fenômenos descritos anteriormente em função da velocidade do motor podem ser observados na Figura 14.

FIGURA 14. Efeitos de diferentes fenômenos do escoamento do ar na eficiência volumétrica do motor em função da velocidade (HEYWOOD, 1988).

Os efeitos independentes da velocidade como, por exemplo, a pressão do vapor de combustível reduz a eficiência volumétrica a menos de 100%, (curva A). Em seguida, a queda da curva A para a B é consequência das trocas de calor que ocorrem no coletor de admissão e cilindro. Este efeito é maior em baixas velocidades do motor, pois o tempo de residência do gás é maior. As perdas de carga devido ao atrito aumentam com o quadrado da velocidade, e são representadas pela queda da curva B para a C. Em altas velocidades, o escoamento para o cilindro durante o último estágio do processo de admissão é estrangulado devido ao fechamento da válvula de admissão. Quando isto ocorre, a eficiência volumétrica diminui com o aumento da velocidade do motor, representada pelas curvas C e D. Em altas velocidades, o efeito RAM aumenta a curva D para E. Por outro lado, o atraso no fechamento da válvula de admissão, que permite aumentar o enchimento do cilindro em altas velocidades, promove um decréscimo na eficiência volumétrica em baixas velocidades do motor devido ao fluxo reverso, conhecido

como backflow, representado pelas curvas C, D e F. Por fim, ao utilizar o efeito “tuning” na admissão e/ou exaustão pode-se aumentar substancialmente a eficiência volumétrica numa determinada faixa de velocidade do motor, que é mostrado nas curvas F e G.

3. SUBSÍDIOS PARA ORIENTAR O DESENVOLVIMENTO DE COLETORES DE ADMISSÃO

3.1 – Coletor de Admissão

Como dito anteriormente, o projeto e otimização dos componentes que compõe o sistema de admissão é fundamental para melhorar o desempenho dos motores de combustão interna.

O coletor de admissão é a parte do sistema de admissão que conecta a tubulação de entrada do ar com o cabeçote, e consiste em dutos, os quais são normalmente denominados “runners”, conectados a um volume chamado de “plenum”, conforme mostra a Figura 15.

FIGURA 15. Coletor de admissão: Dutos e Plenum (Delphi Automotive Systems).

As funções de um coletor de admissão são:

- Atender às restrições de espaço no compartimento do motor;
- Maximizar as características de desempenho do motor (Torque e Potência);

- Prover dispositivos internos para melhorar o desempenho do motor como também o nível de emissões;
- Atenuar ruídos do sistema de admissão;
- Distribuir ar uniformemente para cada cilindro;
- Distribuir vapores de óleo, vapores de combustível, gases de exaustão reaproveitados pela válvula EGR (Re-circulação dos gases de exaustão) e líquidos uniformemente para cada cilindro;
- Garantir vedação de todas as interfaces com a atmosfera;
- Prover vácuo para acionamento de outros dispositivos como, por exemplo, sistema de freio; e
- Resistir estruturalmente e funcionalmente às pressões e vibrações.

Heisler (1995), ainda destaca outros pontos importantes:

- Garantir dutos com mesmo comprimento;
- Um diâmetro mínimo possível é desejável para garantir uma adequada velocidade do ar em baixas velocidades do motor sem prejudicar a eficiência volumétrica para altas velocidades; e
- Garantir o mínimo possível de restrição ao fluxo devido ao acabamento interno;

Durante os últimos anos houve uma grande evolução em seu processo de desenvolvimento visando maximizar o desempenho do motor, atender leis governamentais de emissões de poluentes e por fim garantir preços competitivos no mercado e melhor durabilidade.

Atualmente com o avanço tecnológico na área de polímeros, é possível fabricar um coletor de admissão utilizando Nylon com fibra de vidro ao invés de Alumínio, obtendo diversas vantagens listadas a seguir:

- Redução de peso;
- Redução do atrito nos dutos;
- Melhoria no processo de fabricação;
- Redução da variação dimensional;
- Redução do custo de fabricação;
- Possibilita geometrias internas complexas;
- Baixa condutividade térmica, a qual melhora a potência do motor e reduz problemas de vapor na injeção;
- Possibilita desenvolvimento de sistemas variáveis; e
- Melhora a resistência à corrosão.

Entretanto, têm-se algumas desvantagens envolvidas neste novo conceito:

- Redução da integridade estrutural;
- Aumento da transmissão de ruído;
- Processo não é viável para pequenos volumes devido ao alto investimento;
- Necessita atender requisitos adicionais como pressão de estouro;
- Necessita processos adicionais para montagem de insertos e outros componentes; e
- Processo de solda gera rebarbas e degraus que são obstáculos ao fluxo de ar.

Além de sua geometria básica, o coletor de admissão pode integrar diversos componentes/sistemas:

- Corpo de borboleta;
- Galeria de combustível e injetores;
- Sensor de temperatura e pressão;
- Bobina de ignição;
- Válvula de purga;
- Válvula EGR;
- Sistemas de partida a frio; e
- Conexão de tomada de vácuo para utilização em outros sistemas do veículo como acionamento do freio.

Regulamentações mais rígidas de emissões forçaram a indústria automotiva a desenvolver motores e sistemas a fim de re-aproveitar poluentes não queimados. Com isso, o coletor de admissão passou a integrar diversas conexões para re-utilizar os seguintes fluídos constituintes:

- Vapores de óleo do Carter (PCV);
- Vapores do tanque de combustível; e
- Re-circulação dos gases de exaustão (EGR).

Diversos métodos de fabricação de coletores de admissão podem ser encontrados na literatura, sendo os principais: Núcleo Perdido (Lost Core), Injeção deslizante (DSI) e Injeção de partes separadas seguida de solda por vibração.

O método conhecido como “Núcleo Perdido” baseia-se na construção do volume interno da peça (Núcleo), a partir de uma liga de metal com baixo ponto de fusão, que posteriormente é colocado numa máquina que realiza a injeção do plástico formando uma “casca” sobre este volume interno. Na seqüência, o “Núcleo”

é derretido e removido, restando apenas o produto injetado. As desvantagens deste processo resumem no alto custo de investimento e toxicidade da liga de metal.

Chuubachi et al (2002), estudou o método DSI na fabricação de um coletor de admissão composto por três partes. As principais razões que levaram o autor a esta escolha foram alto custo de investimento do método “Lost Core” e dificuldades para fabricação do coletor com partes injetadas soldadas por vibração, devido à restrições na divisão das partes que impossibilitaram a realização da solda.

O método DSI consiste num processo de injeção integrado utilizando um ferramental de injeção comum. Primeiramente, as três partes são injetadas separadamente e alinhadas dentro do mesmo ferramental. Em seguida, mecanismos deslocam as partes para união através da sobre-injeção. A construção do ferramental é complexa, pois se faz necessários dispositivos para movimentar as partes automaticamente, e deve atender aos requisitos de produtividade e manutenção.

O terceiro processo difundido mundialmente, e utilizado em grande parte dos coletores fabricados no Brasil baseia-se na injeção das partes separadamente e união das mesmas através de solda vibracional.

Este processo, o qual será apresentado em detalhes no próximo tópico, caracteriza-se pela aplicação de uma pressão em duas partes, sendo que uma destas é vibrada numa determinada frequência. A energia dissipada pelo atrito e tensão de cisalhamento viscosa realiza a fusão do polímero na região da solda.

A Tabela 1 a seguir, extraída de Chuubachi et al (2002), compara as desvantagens e vantagens dos três processos apresentados acima.

TABELA 01 – Vantagens/Desvantagens dos principais métodos para fabricação de um coletor de admissão plástico (CHUUBACHI et al, 2002).

Itens de avaliação		DSI	Solda por vibração	Lost core
Requisitos de desempenho	Liberdade da forma do coletor	B-Ex	R	Ex
	Precisão dimensional	B	B	B
	Resistência da solda	B	B	Ex
Requisitos de custo	Investimento em instalações e máquinas	B-Ex	B	R
	Custo do ferramental	R	Ex	B
	Ciclo do processo de moldagem	R-B	Ex	B
	Operações pós-moldagem	B	B (solda)	R (remoção do "core")

(Ex = Excelente ; B = Bom ; R = Regular)

Outros processos de fabricação de coletores plásticos são mencionados por Mukawa, et al (1996), como:

- Método do “Core” rotativo;
- Método de moldagem por sopro;
- Método combinado: moldagem por sopro e injeção parcial; e
- Método combinado: moldagem por sopro e injeção.

Recentemente outro método foi apresentado por Hickman e Schumacker (2005), em seu trabalho, com o título *Polyamide Intake Manifold Shell Bonding*, que consiste na aplicação de um adesivo para colagem das partes que compõe o coletor de admissão.

3.2 – Processo de Solda por Vibração

O processo de solda por vibração é caracterizado pela fusão de duas partes através do calor gerado pelo atrito na interface das mesmas (Designing of Plastics, 2010; Plastics Design Library, 1997; Harper, 2004).

Existem dois tipos de solda por vibração: linear, mais comumente usado, no qual o atrito é gerado pelo movimento linear (para frente e para trás) e axial/orbital, o qual consiste na vibração da parte superior através de um movimento circular em todas as direções, permitindo a solda de peças plásticas com formas irregulares.

Na solda por vibração linear, as superfícies das partes a serem fundidas são movimentadas umas contra as outras num movimento linear oscilatório sob a ação definida de uma pressão aplicada num ângulo de 90 graus do sentido de vibração.

O processo de solda por vibração consiste em quatro fases, sendo que na primeira fase, o calor gerado pelo atrito eleva a temperatura na área da interface entre as duas partes até a temperatura de transição vítrea nos termoplásticos ou o ponto de fusão cristalino dos plásticos semicristalinos. Na segunda fase, o material na interface começa a derreter fluindo lateralmente aumentando a penetração da solda. O calor gerado é dissipado no polímero fundido. Na terceira fase, a fusão e o escoamento alcançam o regime permanente, provocando um aumento linear da penetração da solda em função do tempo. No final desta fase o movimento de vibração é interrompido e durante a quarta fase há um leve aumento na penetração da solda na medida em que a película fundida, sobre pressão, é solidificada. A Figura 16 apresenta uma curva representativa da penetração versus o tempo para as quatro fases do processo de solda (Plastics Design Library, 1997).

FIGURA 16. Curva de penetração versus tempo representativa das quatro fases do processo de solda por vibração. Fase I: Atrito do material sólido. Fase II: Formação em regime não-permanente da película fundida. Fase III: Formação em regime permanente da película fundida. Fase IV: fase de resfriamento ou solidificação sobre pressão, após movimento de vibração cessado (Plastics Design Library, 1997).

As Figuras 17 e 18 mostram equipamentos e dispositivos típicos de solda por vibração de coletores de admissão, respectivamente.

FIGURA 17. Equipamento de solda vibracional linear (BRANSON).

(a)

(b)

(c)

FIGURA 18. Dispositivo de solda. (A) Dispositivo montado. (B) Parte inferior. (C) Parte superior, (Delphi Automotive Systems).

Os principais parâmetros para controle da solda são amplitude e frequência do movimento, pressão de solda e tempo de solda.

Normalmente, o tempo de solda está entre 1 a 10 segundos (tipicamente de 1 a 3 segundos), enquanto que o tempo de solidificação, após o movimento

interrompido, varia entre 0.5 a 1.0 segundos, resultando num ciclo total de 6 a 15 segundos.

A maioria dos autores relatam que as freqüências típicas de solda estão entre 120 a 240 Hz e a amplitude normalmente é menor que 5mm. Para produzir uma solda efetiva, baixas amplitudes (0.7mm a 1.8mm) são utilizadas com altas freqüências (240 Hz), e altas amplitudes (2mm a 4mm) são utilizadas com baixas freqüências (100 Hz).

A amplitude e freqüência dependem da geometria das peças a serem soldadas e devem ser definidas a fim de alcançar a força máxima de atrito.

Geralmente, altas freqüências são utilizadas quando o espaço disponível entre as partes é restrito, menor que 1.5mm, ou quando as rebarbas são indesejáveis. Para peças suscetíveis a flexão, baixas freqüências com maiores amplitudes são utilizadas, pois inibem este movimento da peça, e então a solda pode ser obtida.

Um valor mínimo de amplitude 0.5mm é utilizado ao soldar termoplásticos de alta temperatura a fim de aumentar a componente viscoplástica da deformação. O comportamento da deformação no plástico é importante na conversão de energia mecânica em calor durante a fase II. Apenas a componente viscoplástica da energia de atrito é convertida em calor de forma irreversível, enquanto que a componente elástica da energia de deformação é reversível. Em altas amplitudes a componente viscoplástica da deformação é proporcionalmente maior, aumentando o calor na interface de solda (Plastics Design Library, 1997).

A pressão de solda pode variar de 0.5 a 20 MPa, porém normalmente apresenta valores próximos ao valor mínimo. O tempo de solda por ser reduzido com o aumento da pressão, entretanto, baixas pressões proporcionam melhor resistência da solda. A resistência da solda geralmente não é suscetível às variações de freqüência e amplitude de vibração.

Alta resistência mecânica pode ser obtida em curtos períodos de tempo através do decréscimo da pressão durante o ciclo da solda. Usualmente os equipamentos de solda vibracional são projetados para permitir a variação da pressão durante o ciclo da solda resultando na melhoria da qualidade da solda e tempos de ciclo reduzidos. A Figura 19 apresenta um esquema otimizado da

pressão em função do tempo. Para alcançar a fase III num tempo curto, uma maior pressão é requerida, a qual pode ser reduzida nas demais fases proporcionando uma melhor resistência da solda. O valor da baixa pressão neste processo depende do material a ser soldado.

FIGURA 19. Esquema otimizado do perfil de pressão para obtenção de alta resistência de solda em curtos períodos de tempo. Uma pressão inicial alta, p_1 , é diminuída na fase III. A baixa frequência é mantida no período de resfriamento (Plastics Design Library, 1997).

A penetração da solda é o fator mais importante e determinante na solda cuja resistência pode ser reduzida com valores de penetração menores que o valor crítico ou ideal. Por outro lado, para resinas com fibra de vidro, penetrações acima do valor ideal não afetam a resistência da solda. O valor crítico ou ideal aumenta na medida em que se aumenta a espessura das peças a serem soldadas. Por exemplo, um valor ideal de 0.25mm proporciona alta resistência de solda para materiais com espessura de 6.3mm. Na medida em que o valor crítico é alcançado, outros parâmetros de solda como frequência, amplitude e pressão não afetam significativamente a resistência da mesma. Entretanto, para um determinado valor crítico constante, a resistência da solda pode diminuir com o aumento da pressão. O aumento da pressão da solda ou a amplitude gera um aumento na taxa de penetração e reduz o tempo de solda, através da redução do tempo requerido para alcançar a fase III.

As propriedades dos materiais a serem soldados afetam a resistência da solda. A absorção de água durante o armazenamento das peças aumenta o teor de umidade, levando a formação de bolhas nas regiões de solda, e por consequência, reduz a resistência da mesma. Na solda por vibração, a área de contato é aquecida além de 220°C em menos de 2 segundos, que por sua vez, não é suficiente para que ocorra o transporte dos valores de água para a superfície, através do processo de difusão. Por isso, a maior parte dos vapores de água é alojada na área fundida por meio de bolhas. A formação de vapor de água pode ser evitada na temperatura de 220°C utilizando uma maior pressão de solda, da ordem de 5MPa. O pré-aquecimento das peças reduz o tempo de solda e diminui a formação de bolhas, mas tanto o nylon como outras resinas higroscópicas podem ser soldadas sem pré aquecê-las.

Materiais com uma porcentagem de fibra de vidro entre 10 a 30%, possuem um comportamento da solda similar aos materiais sem fibra, porém é necessário um maior tempo de solda para alcançar a profundidade ou penetração desejada. O ajuste dos parâmetros pode proporcionar maiores resistências de solda para materiais com fibra quando comparados aos materiais sem fibra. Em experimentos realizados com o Nylon 6 (50% de fibra de vidro), a tensão de ruptura encontrada foi 17% maior que a encontrada no mesmo material sem fibra. Para o Nylon 66 com 33% de fibra a tensão de ruptura foi 12% maior que o mesmo material sem fibra (Plastics Design Library, 1997).

O comportamento da solda é afetado pela espessura das peças a serem soldadas. Na primeira fase do processo de solda o tempo requerido para atingir a temperatura de fusão não é afetado pela espessura das peças. Entretanto, nas fases 2 e 3, é necessário um tempo maior para atingir o regime permanente, e, adicionalmente, a espessura da solda é maior, resultando no aumento do tempo necessário para solidificação. Em geral, peças com espessuras maiores requerem tempos de solda maiores, (Plastics Design Library, 1997).

Em plásticos com fibra de vidro, os quais são aplicados em coletores de admissão, a orientação da fibra durante o escoamento do material derretido afeta significativamente a resistência da solda. Soldas de baixa resistência são caracterizadas por um estreito cordão de solda (40-100µm) e as fibras de vidro

alinhadas com a direção de solda. Em contrapartida, soldas de alta resistência apresentam um cordão de solda mais largo (200-300µm), o qual é comparável ao comprimento da fibra. Isto resulta numa melhor mobilidade à fibra permitindo o movimento da mesma em outras direções além da direção de solda. Além disso, um cordão de solda mais largo permite que as fibras se orientem na direção da tensão do material, perpendicular ao sentido de solda.

Ao projetar peças para serem soldadas por vibração, a Branson, empresa fabricante de máquinas de solda vibracional enumera alguns pontos chaves que devem ser considerados:

- ✓ As peças devem apresentar folga suficiente devido ao movimento de vibração ($2.0 \pm 1.0\text{mm}$);
- ✓ O cordão de solda, para materiais sem fibra de vidro, deve apresentar a mesma espessura nominal da parede da peça e para materiais com fibra o cordão deve ser no mínimo 1.25x a espessura da peça. Estes valores são apenas referência e devem ser definidos tomando como base a resistência da solda necessária para a aplicação; e
- ✓ As peças devem ser rígidas o suficiente para evitar deformações das mesmas durante o processo de solda, requerendo em alguns casos, a adição de flanges;

Alguns tipos de cordão de solda podem ser observados na Figura 20:

FIGURA 20. Tipos de cordão de solda (BRANSON).

A escolha do cordão de solda esta associada à resistência desejada, aparência da peça e restrições de espaço. Os tipos de solda (a), (c), (d) e (e), Figura 20, apresentam o “guarda rebarbas”, melhorando a aparência externa do produto. Alguns conceitos auxiliam o alinhamento da peça nos dispositivos de solda, como mostra a Figura 20, (a) e (b). Para coletores de admissão normalmente é utilizado o cordão de solda conforme esquema (a), Figura 20, pois proporciona melhor resistência de solda, além do “guarda rebarbas” que melhora o acabamento externo e evita rebarbas na área interna de fluxo de ar.

A Figura 21 apresenta detalhes no projeto de um cordão de solda conforme Figura 20a.

FIGURA 21. Detalhes de um cordão de solda (Plastics Design Library, 1997).

Outro fator importante a ser considerado ao projetar peças para serem soldadas por vibração são pontos que auxiliam o alinhamento entre as partes, conforme esquemas na Figura 22.

FIGURA 22. Esquemas de alinhamento das partes para realização da solda por vibração. (a) Alinhamento através de abas. (b) Alinhamento através de pinos. (c) Alinhamento através de abas internas. (BRANSON).

Conforme mostra a Figura 22a, o pré-alinhamento da peça no dispositivo de solda pode ser realizado através de abas, as quais são projetadas para serem flexionadas ou destacadas durante o processo de vibração. Por sua vez a Figura 22b destaca a utilização de pinos, que durante o processo de vibração são quebrados e alojados em furos pré-projetados. O terceiro exemplo, Figura 22c, é aplicado a paredes paralelas ao movimento de vibração, auxiliando no pré-alinhamento das peças a serem soldadas.

Para realização da solda vibracional não é necessário que a peça apresente um plano reto, porém um ângulo de no máximo 10 graus pode ser considerado, conforme mostra a Figura 23.

FIGURA 23. Máximo ângulo permitido no sentido de vibração (BRANSON).

Do ponto de vista de processo, é extremamente importante que as peças injetadas apresentem o mínimo de empenamento (deformação) possível, evitando pressões excessivas que diminuem a resistência da solda e aumentam o acúmulo de rebarbas. Para isto, ferramentas computacionais são necessárias, as quais simulam o fluxo do material injetado no molde permitindo compensar deformações das peças, de acordo com a característica do material que será utilizado.

Diversos artigos podem ser encontrados na literatura, os quais estudam o comportamento de diversos materiais mediante a variação dos parâmetros de solda.

Stokes (1988, 1997 e 1998, apud Bates et al, 2004), investigou o efeito dos parâmetros do processo de solda na resistência da mesma aplicados a nylon 6 e nylon 66. Algumas considerações podem ser listadas:

- Altas frequências de vibração provocam um ligeiro aumento na resistência da solda;
- A profundidade da solda geralmente tem efeito insignificante na resistência da maioria das soldas realizadas com materiais similares, uma vez que a profundidade crítica ou ideal é obtida;
- A direção da vibração também influencia a resistência da solda. Soldas transversais (sentido x) usualmente têm resistência menor que as longitudinais (sentido y), devido a grande exposição ao ar do ambiente, Figura 24; e
- A geometria das peças soldadas também influencia a resistência da solda.

FIGURA 24. Sentido de solda (BATES et al, 2004).

Praticamente todos os tipos de resinas plásticas, amorfas e cristalinas, podem ser soldadas através do processo de vibração. A particularidade deste processo quando comparado aos demais processos de soldagem é que este permite em muitos casos a união de materiais não similares.

Especificamente para coletores de admissão, os materiais mais comuns utilizados no processo de solda por vibração são: PA 6 (poliamida/nylon) com fibra de vidro e PA 66 (poliamida/nylon) com fibra de vidro. Estudos apontam uma nova tendência na utilização de PP (polipropileno) com fibra de vidro nas aplicações de coletores de admissão.

Dentro deste contexto, Bates et al (2004), estudou o comportamento da solda vibracional em coletores de admissão, aplicando os seguintes materiais: nylon 66 com 30% de fibra de vidro, nylon 6 com 30 de fibra de vidro e PP com 30% de fibra de vidro, cujas propriedades podem ser observadas na Tabela 02.

TABELA 02 – Propriedades dos materiais utilizados no estudo (Bates et al, 2004).

Materiais	Fabricante	Especificação	Módulo de Young (MPa)	Taxa de Poisson	Tensão de Ruptura (MPa)
Nylon 66, 30% Fibras de Vidro	Du Pont	Zytel® EFE7276 BK398	10.4	0.37	186
Nylon 6, 30% Fibras de Vidro	Du Pont	Zytel® 73G30HSL BK031	9.7	0.37	169
PP, 30% Fibras de Vidro	Thermofil	P6-30FG-0153	6.5	0.40	78

A Figura 25 mostra o coletor de admissão 2 partes (Chrysler RS 6 cilindros) utilizado no estudo.

FIGURA 25. Imagem de um coletor de admissão. (A) Parte superior. (B) Parte inferior. (C) Torres. (D) Galho de injeção. (E) Entrada circular, (BATES et al, 2004).

O autor constatou que o aumento na pressão de solda causa uma diminuição na resistência da mesma para todos os materiais estudados, Figura 26.

FIGURA 26. Pressão de estouro de um coletor de admissão em função da pressão de solda para uma profundidade de solda de 1,5mm (BATES et al, 2004).

É importante notar que tanto o PP quanto o Nylon 6 não apresentaram queda significativa de pressão de estouro com o aumento da pressão de solda. Por outro lado, o Nylon 66 apresentou uma queda significativa com o aumento da pressão, alcançando valores abaixo da especificação de 0.49 MPa, conforme linha tracejada Figura 26.

Outros testes foram realizados em corpos de prova para verificar o comportamento da resistência da solda versus a pressão de solda, nos sentidos longitudinal e transversal, como mostra a Figura 27. Foi constatado que a solda longitudinal proporciona um ligeiro aumento na resistência da solda.

FIGURA 27. Resistência da solda em função da pressão de solda para uma profundidade de solda de 1,5mm. (A) Solda Longitudinal. (B) Solda Transversal. (BATES et al, 2004).

Kondapalli e Sirani (2000), por sua vez, realizaram um estudo da influência dos parâmetros de solda utilizando metades de esferas conforme mostra a Figura 28.

FIGURA 28. Metades de esferas (Kondapalli e Sirani, 2000).

Neste estudo a influência dos parâmetros como: pressão de fricção, pressão de solda, pressão de resfriamento e profundidade da solda; no comportamento da resistência da solda foram estudados.

TABELA 03 – Influência dos parâmetros de solda na resistência da mesma (KONDAPALLI e SIRANI, 2000).

Condições	1	2	3	4	5
Pressão de Fricção (BAR)	30	30	30	40	30
Pressão de Solda (BAR)	20	20	20	20	20
Pressão de Resfriamento (BAR)	15	15	15	15	20
Profundidade de Solda (mm)	3.5	2.7	2.5	2.7	3.5
Resistência da Solda (PSI)	355	268	247	259	331

É notado, Tabela 3, que o aumento na profundidade da solda resulta num aumento da resistência da mesma. Porém é importante ressaltar, conforme mencionado anteriormente, que há um valor crítico ou ideal para a profundidade da solda. Valores acima do ideal não influenciam na resistência da solda. O aumento da pressão de fricção proporcionou um ligeiro aumento na resistência da solda. De forma semelhante, o aumento da pressão de resfriamento aumentou ligeiramente a resistência da solda.

Enfim, características de projeto e processo devem ser cuidadosamente estudadas para maximizar a resistência da solda nos coletores de admissão.

O próximo tópico apresentará as principais etapas de desenvolvimento de coletores de admissão soldados por vibração, bem como a influência das características dimensionais dos coletores de admissão no desempenho do motor de combustão interna.

3.3 – Etapas do projeto de um coletor de admissão plástico soldado por vibração

O projeto do coletor de admissão é essencial para alcançar o melhor desempenho de um motor de combustão interna, e, portanto diversos parâmetros devem ser considerados durante o desenvolvimento do mesmo.

Por exemplo, a distribuição do ar no coletor pode ser influenciada pela ordem do funcionamento dos cilindros e pela maneira como os dutos são conectados no plenum. Por outro lado, o escoamento do ar dentro do cilindro depende da pressão no plenum. Além disso, as variações de pressão no coletor de admissão, devido aos efeitos pulsantes no escoamento do ar podem substancialmente afetar o desempenho do motor (BENSLER, 2002).

Durante o regime de operação de um motor, ondas de pressão se propagam de um lado para outro no coletor de admissão e em cada cilindro. As oscilações de pressão originadas em um cilindro durante o processo de admissão produzem oscilações de pressão em outros cilindros. A magnitude e posição destas ondas de

pressão dependem do comprimento do duto e da velocidade do motor. Tais efeitos são relativamente grandes e promovem uma mudança no enchimento de cada cilindro. A amplitude da onda de pressão aumenta, porém a frequência diminui na medida em que aumenta a velocidade do motor. Estas ondas de pressão contribuem positivamente ou negativamente no enchimento do cilindro, dependendo da fase e amplitude.

Na literatura existem três principais teorias sobre o processo de admissão, conforme relata Tabaczynski , (1997) e Kong e Woods (1992):

- a. Carregamento por inércia (“Inertia Charging”);
- b. Ressonador de Helmholtz (“Helmholtz Resonator”); e
- c. Tubo de órgão (“Organ Pipe”).

A primeira teoria é baseada na idéia da ressonância da coluna de ar no duto de admissão, por isso é conhecida como “carregamento por inércia”. A amplitude da onda estacionária na porta de entrada da válvula de admissão seria grande se a frequência durante admissão é a harmônica da frequência natural fundamental do duto de entrada e sua onda de pressão positiva esta sintonizada para chegar à porta de entrada no início do processo de admissão.

Nos diagramas de pressão-tempo, Figura 29 é possível observar os outros dois fenômenos que ocorrem no processo de admissão (THOMPSON E ENGLEMAN, 1969). A primeira depressão e aumento após abertura da admissão correspondem à excitação e ressonância do sistema de admissão com a válvula de admissão aberta. Durante este período do ciclo do motor, o sistema de admissão pode ser modelado como um ressonador de Helmholtz considerando volume do cilindro variável. As oscilações da pressão após fechamento da válvula de admissão correspondem a ressonância do duto de admissão como um tubo de órgão. É importante ressaltar que a utilização do ressonador de Helmholtz é completamente diferente do conceito de ressonância “organ pipe”. Cada oscilação de Helmholtz é iniciada e utilizada durante um ciclo de admissão e não há dependência com resultados do ciclo anterior.

FIGURA 29. Diagrama pressão-tempo para um duto de admissão em quatro diferentes velocidades do motor (THOMPSON e ENGLEMAN, 1969).

Diante destes conceitos, as etapas do projeto de um coletor de admissão plástico podem ser vistas na Figura 30:

FIGURA 30. Etapas do projeto de um coletor de admissão plástico

No passado, o processo de desenvolvimento de um coletor de admissão consistia em basicamente quatro fases: 1) construção de um protótipo; 2) teste de desempenho em dinamômetro; 3) determinação de imperfeições; e 4) criação de um novo desenho para corrigir os problemas. Tal procedimento demandava períodos longos de desenvolvimento, dificultavam a localização com precisão dos problemas de escoamento e por fim altos custos de investimento eram necessários para

construção de protótipos que não funcionavam corretamente (POGOREVC e KEGL, 2004).

Atualmente, com o avanço tecnológico, é possível dimensionar o coletor de admissão e minimizar as perdas de carga através de softwares computacionais, reduzindo o tempo de desenvolvimento e possibilitando a construção de um protótipo com maior possibilidade de acerto.

Os tópicos a seguir apresentam os detalhes de cada etapa apresentada na Figura 30.

3.3.1 – Simulação 1D

Diversos programas computacionais são utilizados na simulação de motores de combustão interna, como por exemplo, o GT power, comercializado pela empresa Gamma Technologies. Este programa permite realizar simulações em regime permanente e transiente, pois se baseia na dinâmica unidimensional dos gases, representando o fluxo e transferência de calor nos dutos e outros componentes do motor.

O modelo de fluxo envolve a solução simultânea das equações da continuidade, momento e energia, as quais são resolvidas somente numa dimensão, o que significa que todas as quantidades são médias atravessando a direção do fluxo. Todo o sistema é discretizado em diversos volumes, onde cada divisão de fluxo é representada por um volume e cada duto é dividido em um ou mais volumes. As variáveis de solução primária são: vazão mássica, densidade e energia interna total. Na sequência, as de solução secundária são: pressão, temperatura, entalpia total e concentração de espécies (Manual do usuário – GT Power).

Segundo Tabaczynski (1997), as seguintes suposições são utilizadas nesta análise:

- ✓ Escoamento unidimensional nos dutos sem condução de calor axial;
- ✓ Estados no cilindro e plenum são uniformes no espaço;

- ✓ Condições de contorno são consideradas quase-permanente;
- ✓ Coeficientes de descarga, transferência de calor, atrito nos dutos e perdas de carga devido à curvatura para escoamento em regime permanente são válidos também para regime transiente; e
- ✓ A Lei do gás perfeito é utilizada para calcular as propriedades dos gases na admissão.

A Figura 31 apresenta um modelo realizado no código GT power dos sistemas de admissão, motor e exaustão:

FIGURA 31. Modelo completo do sistema de admissão, exaustão e motor no código GT power (Delphi Automotive Systems).

Por sua vez, a Figura 32 mostra especificamente o modelo detalhado construído na Delphi para um coletor de admissão referente a parte do sistema completo apresentado na Figura 31.

FIGURA 32. Modelo detalhado de um coletor de admissão no código GT power (Delphi Automotive Systems).

Vítek e Polášek (2002) afirmam que um dos fatores mais importantes neste estudo é obter informações precisas sobre a geometria e configuração do sistema de admissão.

O coletor de admissão apresentado na Figura 32 foi dividido em diversos segmentos para melhor representar sua geometria. No caso dos dutos, em cada segmento é necessário especificar diâmetros de entrada e saída ou áreas e perímetros, para formas não circulares, e comprimento total. Para dutos curvos é necessário informar o ângulo da curvatura, para se obter resultados mais satisfatórios. Para cada segmento do plenum é necessário entrar com o volume, comprimento característico e diâmetros de expansão, além de informar para cada entrada ou saída, o sentido do fluxo que é definido pelos ângulos X, Y e Z em relação à uma dada referência.

A rugosidade superficial deve ser considerada, pois influencia significativamente os resultados previstos. Resultados mais satisfatórios podem ser obtidos utilizando “parede lisa”, ou seja, desprezando a rugosidade superficial e considerando o modelo de atrito baseado no número de Reynolds destacam Vítek e Polášek (2002).

Os códigos unidimensionais não são capazes de detalhar os efeitos da dinâmica dos fluídos nos dutos, como por exemplo, vórtices, descolamento de camada, etc. Por esta razão, códigos tridimensionais (CFD – dinâmica dos fluidos computacional) são acoplados para capturar tais detalhes e melhorar o modelo unidimensional. Outra técnica utilizada no refinamento do modelo 1D é a comparação da vazão mássica deste com códigos tridimensionais, permitindo definir um coeficiente de descarga mais preciso ao invés de considerar o valor padrão apresentado pelo código.

Na versão mais recente do código GT power é possível construir o modelo, como por exemplo, do coletor de admissão, automaticamente, importando o modelo matemático no formato de arquivo “.STL”.

Tabaczynski (1997) revisou diversas técnicas e teorias disponíveis para serem aplicadas no projeto de um coletor de admissão, concluindo que modelos unidimensionais apresentam uma boa correlação com dados experimentais e, portanto podem ser utilizados como uma ferramenta de projeto.

Vítek e Polášek (2002) relatam que a comparação dos resultados medidos e previstos confirma a capacidade do modelo unidimensional em capturar fenômenos da sintonia do coletor de admissão. Segundo estes autores, ao menos resultados qualitativos podem ser alcançados ao comparar resultados medidos e previstos para a oscilação de pressão no coletor de admissão como também para altas velocidades do motor ou longos comprimentos de admissão.

A Figura 33 apresenta um comparativo da simulação unidimensional com resultados dinamométricos realizados na Delphi Automotive Systems. Nesta análise foi utilizado um motor de ignição por centelha, movido à Etanol, quatro cilindros, cilindrada 1.0L.

É interessante observar a boa correlação que a ferramenta apresenta com resultados experimentais, resultando num erro de aproximadamente 3%.

FIGURA 33. Comparativo simulação 1D versus resultados em Dinamômetro (Delphi Automotive Systems).

A vantagem da utilização de códigos unidimensionais é que diversas variações e combinações podem ser calculadas rapidamente (BENSLER, 2002).

Para o caso específico deste trabalho, o modelo unidimensional é utilizado para estudar os efeitos das principais dimensões do coletor de admissão, volume do plenum, comprimento do duto e diâmetro do duto; bem como defini-las buscando atender os requisitos de torque e potência apresentados pelo cliente.

Os tópicos a seguir apresentam detalhadamente o impacto de cada característica do coletor de admissão nas curvas de eficiência volumétrica, torque e potência.

3.3.1.1 – Variação no comprimento do duto

Como visto anteriormente, durante o projeto do coletor de admissão diversos parâmetros devem ser considerados para otimização do desempenho do motor. Por isso é extremamente importante conhecer o efeito do comprimento do duto na eficiência volumétrica, e por consequência, nas curvas de torque e potência.

Conforme Sodré et al (2008), o escoamento de ar no interior dos dutos de admissão possui uma energia cinética associada à sua velocidade, a qual se aproveitada no tempo correto de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, pode determinar uma maior compressão no interior do cilindro.

Na equação (3) da eficiência volumétrica é utilizada a densidade do ar admitido que pode ser calculada através da equação (18):

$$\rho_a = \frac{P}{\tilde{R} \times T} \quad (18)$$

Onde: ρ_a = Densidade do ar (kg/m³);

P = Pressão do ar admitido (kPa);

T = Temperatura do ar admitido (K); e

$\tilde{R}$ = Constante do ar (0,287 kJ/kg.K).

A massa no interior dos dutos, por sua vez, é calculada através da equação (19) a seguir:

$$m_a = \rho_a \times A \times Cm \quad (19)$$

Onde: m_a = Massa de ar no interior do duto (kg);

ρ_a = Densidade do ar (kg/m³);

A = Área do duto (m²) ; e

Cm = Comprimento do duto (m).

Portanto, quanto maior o comprimento do duto, maior a massa da coluna de ar no interior do cilindro. Também, quanto menor o diâmetro do duto, maior a energia cinética do ar no interior do cilindro.

Rubayi (1971) explica que a velocidade do motor afeta a duração do processo de admissão e a velocidade da coluna de ar. Para baixas velocidades do motor o processo de admissão é suficientemente longo para que toda a coluna de ar seja acelerada, porém com baixa velocidade, enquanto que para altas velocidades do motor, a coluna de ar é acelerada em altas velocidades. Entretanto, para altas velocidades do motor o processo de admissão é muito curto para que a coluna de ar adquira altas velocidades e o fluxo de ar é reduzido devido à inércia da coluna de ar e, conseqüentemente, o ganho é reduzido. Já que o comprimento do duto de admissão também afeta a quantidade de ar contida nele, em baixas velocidades do motor dutos longos apresentam melhor ganho quando comparados a dutos curtos. Por outro lado, em altas velocidades do motor o tempo de aceleração da coluna de ar é pequeno, e, portanto, dutos menores apresentam melhor ganho.

Winterbone e Pearson (1999), estudaram o efeito do comprimento do duto na eficiência volumétrica de um motor de quatro cilindros através de um programa computacional baseado nas equações lineares de ondas. A Figura 34 extraída destes autores mostra a geometria básica do coletor de admissão considerada neste

estudo, como também identifica os tipos de comprimentos de duto estudados, os quais são classificados como primário e secundário.

FIGURA 34. Definição dos parâmetros geométricos que afetam a sintonia do coletor de admissão, (WINTERBONE e PEARSON, 1999).

A Figura 35 apresenta o efeito do comprimento do duto secundário na eficiência volumétrica. É notado que na medida que o comprimento aumenta o primeiro pico da curva de eficiência volumétrica é deslocado para velocidades menores do motor.

FIGURA 35. Efeito do comprimento do duto secundário na eficiência volumétrica (WINTERBONE e PEARSON, 1999).

O mesmo efeito pode ser observado ao variar o comprimento do duto primário, como mostra a Figura 36.

FIGURA 36. Efeito do comprimento do duto primário na eficiência volumétrica (WINTERBONE e PEARSON, 1999).

Por sua vez, Sodré et al (2008), estudou o efeito do comprimento do duto nas curvas de torque e potência, cujos resultados podem ser vistos nas Figuras 37 e 38, respectivamente.

FIGURA 37. Efeito do comprimento do duto na potência (SODRÉ et al, 2008).

FIGURA 38. Efeito do comprimento do duto no torque (SODRÉ et al, 2008).

É importante notar que o menor comprimento (300mm) apresentou valores superiores de potência a partir de 4500 rpm quando comparado aos demais comprimentos. Atribui-se tal efeito devido à perda de carga proveniente do atrito do fluido com as paredes do duto ser maior quanto maior for o comprimento do mesmo. Por outro lado, o duto de maior comprimento proporciona maior torque em baixas velocidades do motor, devido à melhor eficiência volumétrica nesta região de funcionamento do motor. Portanto, quanto maior o comprimento do duto, maior é o efeito inercial da massa de ar.

Normalmente, em veículos de passeio é desejável melhor torque em baixas rotações proporcionando melhor dirigibilidade ao usuário final. Em contrapartida, em

carros de corrida, maior potência é requerida visando melhorar o desempenho deste.

O advento do coletor de admissão plástico proporcionou a fabricação de geometrias complexas bem como utilização de dispositivos que possibilitam variar o comprimento do duto maximizando o desempenho dos motores de combustão interna.

3.3.1.2 – Variação no diâmetro do duto

Rubayi (1971) relata que o diâmetro do duto afeta a massa e velocidade da coluna de ar. Em baixas velocidades do motor, considerando um diâmetro pequeno, a velocidade da coluna de ar é grande o suficiente para obter ganhos superiores à diâmetros maiores. Porém, na medida em que a velocidade do motor aumenta, a restrição de um diâmetro menor torna-se significativa reduzindo o ganho em altas rotações quando comparado à diâmetros maiores. Esta restrição provavelmente esta associada com a perda de carga e queda na densidade do ar para altas velocidades da coluna de ar.

Tomando como referência a geometria apresentada por Winterbone e Pearson (1999), Figura 34, o efeito do diâmetro do duto primário e secundário na eficiência volumétrica pode ser avaliado.

A diminuição do diâmetro do duto secundário desloca o primeiro pico da curva de eficiência volumétrica para baixas velocidades do motor, conforme mostra a Figura 39.

FIGURA 39. Efeito do diâmetro do duto secundário na eficiência volumétrica (WINTERBONE e PEARSON, 1999).

A Figura 40 apresenta os impactos da variação da área do duto primário na eficiência volumétrica para um motor de quatro cilindros. Nota-se que duto com menor área apresenta melhor eficiência volumétrica em baixas velocidades do motor, enquanto que a maior área possibilita menor restrição para altas velocidades.

FIGURA 40. Efeito do diâmetro do duto primário na eficiência volumétrica (WINTERBONE e PEARSON, 1999).

A maioria dos trabalhos publicados apresenta resultados, considerando área da seção transversal constante, variando apenas o diâmetro propriamente dito, conforme mostrado acima.

Novos pesquisadores têm se dedicado à análise da variação da seção transversal ao longo do comprimento do duto, ou seja, dutos cônicos.

Mariucci (2007) utilizou um motor de um cilindro para analisar o efeito de dutos cônicos na eficiência volumétrica, e, por conseguinte, na potência.

A Figura 41a apresenta a configuração original do duto utilizado nos testes considerando diâmetro constante ao longo do mesmo, enquanto que na Figura 41b pode ser observado como foi realizado a variação do cone através dos parâmetros D_t e L_t .

FIGURA 41. Configuração dos dutos: (a) área da seção transversal constante (b) duto cônico (MARIUCCI, 2007).

No total foram utilizados sete configurações de duto cônico com a proporção das áreas do cone (TAR) variando entre 1.5 a 3 e o comprimento do cone variando entre 25% a 100% do comprimento total, como mostra a Tabela 4 a seguir. Como referência, a configuração original tem um comprimento total de 26.45 cm e diâmetro constante de 4.2 cm. Tomando como exemplo o caso Admissão #2 da Tabela 4, o TAR foi calculado dividindo a área do diâmetro D_t pela área do diâmetro de 4.20mm, resultando numa proporção de 1.5.

TABELA 04 – Configurações dos testes realizados para diferentes conicidades dos dutos (MARIUCCI, 2007).

Admissão #	L_t (cm)	D_t (cm)	TAR
2	6,613	5,14	1,5
3	13,23		
4	26,45		
5	13,23	5,94	2
6	26,45		
7	26,45	6,62	2,5
8		7,26	3

É notado, na Figura 42, que o pico na curva de eficiência volumétrica desloca-se para altas velocidades do motor, ao utilizar o cone (TAR = 1.5) num comprimento maior do duto. Para altas velocidades do motor, como por exemplo, 5250 rpm, ganhos de aproximadamente 20% podem ser observados ao aplicar o cone para 100% do comprimento do duto.

FIGURA 42. Efeito na eficiência volumétrica e potência para TAR = 1.5, quando comparado à configuração original (MARIUCCI, 2007).

Resultado semelhante pode ser observado ao considerar o cone (TAR = 2.0) num comprimento maior do duto, como mostra a Figura 43.

FIGURA 43. Efeito na eficiência volumétrica e potência para TAR = 2.0, quando comparado à configuração original (MARIUCCI, 2007).

Finalizando o estudo, a Figura 44 apresenta o impacto de diferentes cones (TAR = 1.5; TAR = 2.0; TAR = 2.5 e TAR = 3.0) aplicados no comprimento total do duto nas curvas de eficiência volumétrica e potência.

FIGURA 44. Efeito na eficiência volumétrica e potência para diferentes TAR aplicados a 100% do comprimento, quando comparado à configuração original (MARIUCCI, 2007).

É observado que dutos cônicos melhoram a eficiência volumétrica, entretanto relações de áreas (TAR) maiores que 1.5 deterioram o pico máximo.

Como visto em tópicos anteriores, a seção do duto influencia na eficiência volumétrica. Vale salientar que seções quadradas ou retangulares proporcionam a melhor oportunidade de vaporizar o combustível precipitado e evita o efeito centrífugo do movimento do ar ao longo do duto. Entretanto quanto maior a área da seção transversal maior resistência do escoamento. Por sua vez, dutos de áreas circulares proporcionam a menor resistência ao escoamento, resultando numa melhor eficiência volumétrica. Por último, seções segmentadas tem como resultado um melhor compromisso mantendo alta eficiência volumétrica e proporcionando rápida evaporação de combustíveis, Figura 45 extraída de Heisler (1995).

FIGURA 45. Seções do duto: quadrada/retangular, circular ou segmentada, respectivamente (HEISLER, 1995).

3.3.1.3 – Variação no volume do plenum

O volume do plenum deve ser dimensionado corretamente no projeto de um coletor de admissão de tal forma a maximizar o desempenho do motor e proporcionar uma boa dirigibilidade.

Um programa computacional baseado nas equações lineares de onda foi utilizado por Winterbone e Pearson (1999) para verificar o impacto do volume do plenum no desempenho de um motor de quatro cilindros. A Figura 46 mostra a variação na eficiência volumétrica para três diferentes volumes em diversas velocidades do motor. Pode-se verificar que a redução no volume do plenum resulta num aumento do torque no intervalo de 3000 a 4300 rpm. Nota-se também o deslocamento do torque máximo para velocidades maiores e aumento de sua

magnitude. É interessante observar que a potência praticamente não é afetada acima de 6000 rpm.

FIGURA 46. Efeito do volume do plenum na eficiência volumétrica (WINTERBONE e PEARSON, 1999).

Hamilton e Lee (2008) conduziram testes para entender o efeito da variação no volume do plenum num motor de quatro cilindros de uma motocicleta de 600cc em condição de operação em regime permanente. O volume do plenum foi variado de 2 a 10 vezes o volume do motor nas faixas de velocidades de 3000 a 12500 rpm.

A Figura 47 mostra para as dadas velocidades do motor o impacto do volume do plenum na curva de torque. A comparação realizada entre os extremos, isto é, 2 vezes o volume do motor (1.2L) e 10 vezes o volume do motor (6.0L), é apresentada na Figura 48. É notado que até aproximadamente 7000 rpm não há ganho significativo ao aumentar o volume do plenum. Entretanto, acima desta rotação têm-se um aumento significativo do torque.

FIGURA 47. Efeito do volume do plenum no torque (HAMILTON e LEE, 2008).

FIGURA 48. Efeito do volume do plenum no torque (HAMILTON e LEE, 2008).

O mesmo efeito pode ser observado na potência como mostram as Figuras 49 e 50 a seguir.

FIGURA 49. Efeito do volume do plenum na potência (HAMILTON e LEE, 2008).

FIGURA 50. Efeito do volume do plenum na potência (HAMILTON e LEE, 2008).

Conclui-se, para o caso estudado, que volumes maiores que 8 vezes o volume do motor apresentam ganhos consideráveis melhorando o desempenho do motor. Porém, vale salientar que estudos devem ser considerados sobre condições de operação em regime transiente. Nestas condições, quando a válvula de aceleração é rapidamente aberta, o plenum deve ser preenchido com ar antes do enchimento dos cilindros, tendendo a tornar lento o tempo de resposta do corpo de borboleta.

Outro fator importante a ser considerado é que o controle da velocidade do motor e carga torna-se mais difícil resultando em oscilações na marcha lenta, causadas pela falta de precisão no controle da quantidade de ar que realmente alcança o cilindro do motor. Em contrapartida, volumes menores tendem a melhorar a estabilidade da marcha lenta e são desejáveis até o momento que não comprometem a capacidade do coletor de admissão em fornecer ar e também a

distribuição deste para cada cilindro. Um bom compromisso é considerar o volume do plenum 1.4 a 2.0 vezes o volume do cilindro do motor.

O trabalho publicado por Ceviz (2006) com o título *Intake Plenum Volume and its Influence on the Engine Performance, Cyclic Variability and Emissions* avalia a influência do volume do plenum no desempenho do motor e emissões de poluentes. Como resultado o autor verificou que a variação no volume do plenum pode melhorar o desempenho do motor e a emissão de poluentes, sendo viável a aplicação do conceito de coletores com sistemas de volumes variáveis.

3.3.2 – Construção do Modelo 3D (CAD)

Após definição das dimensões principais do coletor de admissão apresentadas anteriormente é necessário construir o modelo matemático tridimensional considerando três fatores:

- Restrições do compartimento do motor;
- Peças moldáveis para o processo de injeção; e
- Perfil que possibilite a solda das peças injetadas.

A maioria das montadoras especifica os seguintes requisitos:

- Atender espaço disponível para o coletor de admissão no compartimento do motor;
- Folga mínima requerida (5mm a 10mm, em média) para peças montadas no motor; e
- Folga mínima requerida (15mm a 30mm, em média) para peças não montadas no motor.

Para adequação das dimensões do coletor no espaço disponível no compartimento do motor, muitas vezes é necessário fazer curvaturas e formatos diferentes dos previstos na simulação unidimensional. Por esta razão, novas interações devem ser realizadas visando verificar o impacto da forma da geometria no desempenho do motor.

Recentemente, Hamilton et al (2009) apresentou um estudo num motor de quatro cilindros a gasolina de uma motocicleta Honda CBR600 F4i, considerando a adição de um raio de 180° no duto de admissão.

Foram utilizados três comprimentos de dutos, 0.75m, 1.35m e 1.75m, sem e com raio de 180° , para levantamento da curva de torque conforme mostram as Figuras 51, 52 e 53, respectivamente.

FIGURA 51. Efeito do raio de 180° no torque para o comprimento de duto de 0,75m (HAMILTON et al, 2009).

FIGURA 52. Efeito do raio de 180° no torque para o comprimento de duto de 1,35m (HAMILTON et al, 2009).

FIGURA 53. Efeito do raio de 180° no torque para o comprimento de duto de 1,75m (HAMILTON et al, 2009).

Hamilton concluiu que utilizar raios de 180° é uma maneira aceitável para adequar o desenho do coletor ao espaço disponível no compartimento do motor, uma vez que não há diferenças significativas no desempenho do motor. Cabe

salientar que para cada projeto é necessário verificar o impacto de qualquer mudança na geometria do coletor através da simulação 1D.

Adicionalmente, a Figura 54 mostra duas curvaturas de duto utilizadas para um mesmo coletor, cujas características principais como comprimento e diâmetro dos dutos e volume do plenum foram mantidas. O efeito no desempenho do motor pode ser observado através da Figura 55. Os resultados foram obtidos a partir de peças protótipos (Estereolitografia) medidas em dinamômetro, na Delphi Automotive Systems. Nesta análise foi utilizado um motor de combustão interna de ignição por centelha, movido à Etanol, quatro cilindros, cilindrada 1.0L.

É observado que a variação entre as peças é menor que 2%.

FIGURA 54. Diferentes curvaturas de duto para um coletor de admissão com as mesmas características dimensionais: comprimento e diâmetro dos dutos e volume do plenum (Delphi Automotive Systems).

FIGURA 55. Resultados experimentais do efeito da curvatura dos dutos no desempenho do motor (Delphi Automotive Systems).

3.3.3 – Processo de injeção

Além das restrições impostas pelo compartimento do motor, é necessário levar em consideração restrições do processo de injeção. O coletor de admissão pode conter duas ou mais partes, dependendo de sua geometria.

Para o processo de injeção é necessário que cada parte do coletor não apresente ângulos negativos, os quais impossibilitam a extração da ferramenta. Programas CAD (Unigraphics, SolidWorks, etc) apresentam recursos para visualização de regiões negativas, porém é necessário definir o plano de extração da ferramenta que será utilizado.

As Figuras 56 e 57 apresentam exemplos de partes do coletor com e sem ângulos negativos.

FIGURA 56. Análise de extração de ferramenta numa das partes do coletor de admissão (Delphi Automotive Systems).

FIGURA 57. Análise de extração de ferramenta numa das partes do coletor de admissão (Delphi Automotive Systems).

Outros detalhes do coletor de admissão como bossas, alojamentos para insertos ou buchas, suportes, regiões para fixação de outros componentes, devem ser projetados de tal forma a possibilitar a injeção de suas partes.

Devido às complicações impostas pelo processo de injeção, o perfil da secção transversal do duto pode apresentar formatos diferentes, entretanto cabe salientar que quanto maior o perímetro, maior a resistência ao escoamento.

Ao utilizar seções com formatos não-circulares é necessário considerar o cálculo de diâmetro hidráulico para evitar perdas devido às contrações e expansões nestes tipos de seções. O diâmetro hidráulico pode ser calculado através da equação 20 (Delphi Application Manual):

$$D_h = \frac{4 \times A}{Pe} \quad (20)$$

Onde: D_h = diâmetro hidráulico (mm);

A = Área da secção transversal (mm²); e

Pe = Perímetro (mm).

3.3.4 – Análise do fluxo interno no coletor de admissão (CFD)

Conforme visto anteriormente, a ferramenta de simulação unidimensional é de grande importância no desenvolvimento do coletor de admissão, pois permite identificar perdas de torque ou potência em diferentes velocidades do motor. Entretanto, ao tentar identificar a razão desta perda tal ferramenta é limitada devido à sua própria característica unidimensional. Por isso, a próxima etapa no processo de desenvolvimento do coletor de admissão é a realização de simulação computacional tridimensional da dinâmica dos fluidos, conhecida como CFD, a qual proporciona informações relevantes sobre o escoamento dentro do coletor de admissão.

Nestas simulações alguns parâmetros são analisados como distribuição da vazão mássica entre os dutos e perdas de carga associadas com geometrias.

Dois tipos de cálculos podem ser realizados aplicando códigos CFD, conforme menciona (BENSLER, 2002):

- a. Simulações do escoamento em regime permanente, onde cada duto é analisado individualmente (possibilita comparação da vazão mássica com bancada de fluxo); e
- b. Simulação do escoamento em regime transiente numa determinada velocidade do motor, onde a dinâmica é considerada como num motor em operação.

No primeiro caso as condições de contorno são constantes enquanto que para regime transiente elas variam com o tempo. Para o último, tais condições de contorno devem ser obtidas a partir da análise unidimensional, como relações entre abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão. Além disso, é necessário definir qual velocidade do motor será avaliada, uma vez que este tipo de análise consome diversas horas computacionais.

As seguintes etapas são necessárias para realização destas análises:

- 1) Criação de um modelo sólido da parte interna do coletor de admissão;
- 2) Geração da malha;
- 3) Seleção do método de discretização;
- 4) Aplicação das condições de contorno; e
- 5) Comparação dos resultados de vazão mássica com bancadas de fluxo, para o caso de simulações em regime permanente.

Na geração da malha é importante destacar que existe um ponto ideal para ser utilizado que proporciona uma melhor aproximação do resultado computacional ao prático. Refinamento de malha acima deste ponto resulta no aumento do tempo de processamento e porcentagem de erros associados aos cálculos matemáticos.

Caulfield et al (1999), utilizou dois códigos CFD para entender a influência da densidade da malha na vazão volumétrica, considerando a válvula de admissão totalmente aberta e uma diferença de pressão de 2.491 kPa, Tabela 05.

TABELA 05 – Comparação da vazão volumétrica para diferentes densidades de malha (CAULFIELD et al, 1999).

Códigos CFD	Número de células	Vazão volumétrica (m ³ /min)	Erro (%)
1	192,620	4,155	Referência
	375,614	4,180	0,602
2	81,753	3,871	Referência
	173,137	3,811	1,550
	229,688	3,811	1,550

É observado que a diferença na vazão volumétrica para diferentes densidades de malha é menor do que 2%. Para o código 2, é evidente que um número ideal de células 173k foi alcançado, pois não há alteração na vazão volumétrica para densidades maiores.

Por outro lado, a seleção do método de discretização é importante, pois afeta a estabilidade e acuracidade da solução, fatores críticos para a simulação computacional. Cui et al (1998), destaca que métodos de menor ordem tendem a ser mais estável, mas introduzem viscosidade numérica na solução, enquanto que métodos de maior ordem têm maior acuracidade, mas requerem maior tempo de processamento.

Caulfield et al (1999), complementa que para discretização de primeira ordem, as quantidades na face das células são determinadas assumindo que estas são idênticas às quantidades nas células, resultando geralmente numa convergência rápida. Para discretização de segunda ordem, maior acuracidade é alcançada através da expansão da série de Taylor da solução de células centradas sobre a célula. Estes autores compararam diferentes métodos de discretização e modelos de turbulência para entender o efeito na vazão volumétrica. A Tabela 06, apresenta os resultados destes testes que foram realizados com 2.491 kPa de queda de pressão e abertura da válvula de admissão igual a 0.0122m.

TABELA 06 – Comparação da vazão volumétrica para diferentes modelos de turbulência e funções de parede (CAULFIELD et al, 1999).

Caso	Modelo	Vazão volumétrica (m ³ /min)	Erro (%) quando comparado ao experimento	Erro (%) ao comparar funções de parede	Erro (%) ao comparar modelos de discretização
	Experimento em bancada de fluxo (média)	3,792	Referência	-	-
1	Discretização de primeira ordem RNG k-ε Funções de parede padrão	3,967	4,61	Referência	Referência
2	Discretização de segunda ordem RNG k-ε Funções de parede padrão	4,100	8,12	-	3,35
3	Discretização de primeira ordem Modelo das tensões de Reynolds Funções de parede padrão	4,096	8,02	-	-
4	Discretização de primeira ordem RNG k-ε Funções de parede não-equilibradas	4,026	6,16	1,47	-

É importante notar que o tratamento da parede mudou a vazão volumétrica em torno de 1.5%, enquanto que diferentes modelos de turbulência alteraram o resultado em aproximadamente 3,3%.

Também podemos observar a consistência dos resultados computacionais quando comparados a experimento em bancada de fluxo (regime permanente) apresentando um erro aproximado de 4,6%.

Cui et al (1998), compararam os valores do coeficiente de descarga obtidos computacionalmente e experimentalmente, em regime permanente, obtendo erros entre 5.9% a 7.4%, para diferentes aberturas da válvula e admissão.

Miller et al (1999), obteve um erro dentro de 5% ao comparar resultados computacionais com experimentais, considerando uma queda de pressão de 2.478 kPa e 10mm de abertura da válvula de admissão.

Durante o desenvolvimento de coletores de admissão na Delphi Automotive Systems, os seguintes detalhes computacionais (detalhes de simulação e condições de contorno) foram levados em consideração para simulação em regime permanente, a partir do software Fluent:

- Escoamento de única fase;
- Escoamento compressível e turbulento;
- O fluido é tratado como gás ideal;
- Modelo de turbulência k- ϵ com funções de parede padrão;
- Pressão total na entrada = 10 Pa (27°C);
- Pressão total na saída = -7000 Pa;
- Velocidade na parede é zero, segundo postulado da Mecânica dos Fluidos;
- Não há troca de calor na parede do duto (adiabática); e
- Pressão de operação = 101325 Pa.

A Tabela 07 mostra um comparativo entre resultados computacionais e experimentais, resultando num erro aproximado de 3%.

TABELA 07 – Comparação da vazão volumétrica experimental com cálculo computacional - 7kPa (Delphi Automotive Systems).

Peça	Vazão Mássica por Duto (g/s)				Correlação com CFD (%)			
	1	2	3	4	1	2	3	4
CFD	87,90	93,30	93,70	87,80	-			
1	85,78	93,66	96,03	86,01	-2,41	0,39	2,48	-2,04
2	86,28	94,45	96,54	86,35	-1,85	1,23	3,04	-1,66
3	85,97	94,76	96,58	86,66	-2,19	1,56	3,07	-1,30
Média	86,01	94,29	96,38	86,34	-2,15	1,06	2,86	-1,67

Com base nestas informações, os principais objetivos destas análises são:

- ✓ Verificar a distribuição de ar entre os dutos do coletor;
- ✓ Verificar distribuição de outros fluidos constituintes (vapores de óleo e combustível);
- ✓ Observar áreas de recirculação;
- ✓ Observar descolamento do escoamento na parede do duto; e
- ✓ Obter valores de vazão e compará-los com resultados experimentais.

Maftouni et al (2006), afirma que uma distribuição de ar não uniforme conduz a uma eficiência volumétrica não uniforme no cilindro, perda de potência e aumento do consumo de combustível. A maioria dos fabricantes de motores especifica 3% de distribuição, na condição de plena carga (pior condição), pois o coletor de admissão fornece sua máxima capacidade de vazão e maior queda de pressão ocorre entre o coletor e a válvula de admissão. Esta distribuição pode ser calculada através da equação (21), (Delphi Application Manual):

$$Di = \frac{V_{m\acute{a}ximo} - V_{m\acute{i}nimo}}{V_{m\acute{e}dio}} \times 100 \quad (21)$$

Onde: Di = Distribuição (%)

$V_{m\acute{a}ximo}$ = Cilindro com maior vazão (g/s);

$V_{m\acute{i}nimo}$ = Cilindro com menor vazão (g/s); e

$V_{m\acute{e}dio}$ = Valor médio de vazão dos cilindros (g/s);

Experiências passadas na medição de vazão em motores de produção realizadas na Delphi mostram uma correlação empírica entre potência (HP) e vazão (g/s), equação 22, considerando regime permanente e queda de pressão entre a atmosfera e a válvula de admissão de 7 kPa.

$$1HP = 3g / s \quad (22)$$

Tomando como exemplo um motor de 6 cilindros com vazão de 120 g/s por duto, é esperado 40 HP / duto, totalizando 240 HP ao considerar todos os dutos. Vale salientar que esta relação empírica não será precisa em alguns motores aspirados que utilizam dispositivos de sintonia os quais aumentam a eficiência volumétrica do motor.

Como visto, quanto maior a vazão do coletor maior será a eficiência volumétrica do motor e, por consequência, a potência. A eficiência do coletor pode ser melhorada considerando os seguintes aspectos:

- A passagem do ar deve ser desenhada o mais próximo possível do formato circular;
- O formato dos dutos deve apresentar grandes raios, evitando pontos de turbulência;

- Conexão entre as partes do coletor e outros componentes deve ser desenhada evitando degraus na direção do fluxo; e
- A razão entre raio de curvatura do duto e raio do duto deve ser, preferivelmente, maior que três.

Normalmente, é estabelecido o valor máximo de 10% de perda de carga no sistema de admissão, considerando desde o corpo de borboleta ao cilindro do motor.

Áreas de recirculação e descolamento do escoamento reduzem a área efetiva da seção transversal, como é conhecido da Mecânica dos Fluidos, diminuindo o enchimento dos cilindros.

Shaw et al (2000), realizou um estudo experimental sobre a variação da geometria na interface plenum-runner comparando com resultados previstos através da simulação numérica da dinâmica dos fluídos, em regime permanente.

A geometria básica estudada é mostrada na Figura 58:

FIGURA 58. Geometria do sistema plenum-runner genérico (SHAW et al, 2000).

Num primeiro momento o raio de concordância na interface plenum-runner foi estudado, conforme mostra a Figura 59. É observado que a adição do raio atrasa a separação do escoamento e reduz a área desta separação na face do runner logo após a junção plenum-runner. Em termos de perda de pressão, os seguintes valores foram encontrados: 6243 Pa para o canto vivo, 4181 Pa para raio de 0.0005m e

4152 Pa para raio de 0.01m. As perdas de pressão são reduzidas consideravelmente, em 33% e 33.5%, respectivamente, ao adicionar cantos arredondados. Outro ponto importante é a redução da energia cinética de turbulência em aproximadamente 50%, melhorando a qualidade do escoamento.

FIGURA 59. Efeito do raio de concordância no campo de velocidades: a) $r = 0.0\text{m}$; b) $r = 0.005\text{m}$ c) $r = 0.01\text{m}$ (SHAW et al, 2000).

Com a adição de uma protusão na interface a perda de pressão é reduzida em 7.5% (5773 Pa) quando comparado à interface de canto vivo. A separação do escoamento no duto logo após a junção plenum-runner pode ser vista na Figura 60. Os níveis de energia cinética turbulenta aumentaram em 77% quando comparado a interface de canto vivo.

FIGURA 60. Efeito das protusões e raio de concordância no campo de velocidades: a) protusão reta; b) protusão com raio de 90 graus c) protusão com raio de 180 graus (SHAW et al, 2000).

É comum realizar protusões arredondadas nesta interface e, portanto a adição de 90 graus e 180 graus foi avaliada. É possível notar na Figura 60 que a região de separação foi significativamente reduzida. Em termos de perda de pressão os valores encontrados para as protusões com 90 graus e 180 graus de

arredondamento foram, respectivamente, 4238 Pa (redução de 32.1% em relação a interface com canto vivo) e 4192 Pa (redução de 32.8% em relação a interface com canto vivo). Também os níveis de energia cinética turbulenta reduziram em 66% e 63%, respectivamente.

Safari et al (2003), realizou simulações CFD num coletor cuja geometria pode ser observada na Figura 61.

FIGURA 61. a) Coletor de admissão com corpo de borboleta central. b) Volume interno (SAFARI et al, 2003).

Áreas de recirculação podem ser observadas, Figura 62, aumentando a perda de carga. Como sugestão do autor, a utilização de cantos arredondados na interface plenum-runner tende a reduzir a queda de pressão, melhorando a vazão mássica do coletor. É claramente observado que a localização do corpo de borboleta adotada não é ideal para o escoamento do ar através do coletor de admissão para a câmara de combustão e deve ser alterada.

FIGURA 62. Vetores de velocidade do escoamento no interior do Plenum (regime permanente – duto 1 aberto) (SAFARI et al, 2003).

Outros trabalhos apresentam estudos do escoamento no coletor de admissão como, por exemplo, o trabalho publicado por Chapman (1979) com o título *Two Dimensional Numerical Simulation of Inlet Manifold Flow in a Four Cylinder Internal Combustion Engine*. Siqueira et al (2006), estudou em seu trabalho *Three-dimensional Transient Simulation of an Intake Manifold using CFD Techniques* o escoamento no interior do coletor de admissão, avaliando numericamente a distribuição de pressão e a vazão mássica em cada um dos quatro dutos durante quatro ciclos de operação, considerando três diferentes geometrias de plenum. Esta análise possibilitou visualizar detalhes do escoamento os quais são extremamente difíceis de medir na prática, possibilitando observar áreas de recirculação. É importante salientar que as simulações em regime transiente proporcionam resultados mais realistas quando comparados às análises em regime permanente, além de apresentarem melhor correlação quando comparados ao teste prático.

Além dos gráficos de vetores de velocidade, os quais facilitam a observação de vórtices, descolamento da camada, etc, os gráficos de contorno de pressão

também são importantes, pois permitem analisar regiões de perda de carga do escoamento. A Figura 63 mostra o contorno da pressão para dois desenhos de coletores de admissão realizados na Delphi Automotive Systems. Nesta análise com o software Fluent foram considerados os seguintes detalhes:

1) Detalhes da malha:

a. Tipo de Malha: Elementos Tetraédricos; e

b. Tamanho da malha:

i. Número total de elementos: ~317k.

ii. Número total de nós: ~140k.

2) Detalhes computacionais:

a. Regime permanente, apenas uma fase, fluxo compressível e turbulento;

b. Fluido: gás ideal;

c. Modelo de turbulência k-epsilon com funções padrão de parede;

d. Pressão total na entrada: 10 Pa (27°C);

e. Pressão estática na saída: -7000 Pa;

f. Parede adiabática sem deslizamento; e

g. Pressão de operação: 101325 Pa.

As cores mais escuras representam maior queda de pressão. É possível observar que na primeira curvatura do duto após o plenum, Pontos 2 e 4, o desenho (a) apresenta maior descolamento do fluxo da superfície comparado ao desenho (b). Também é notada uma maior queda de pressão no Ponto 1, desenho (a) quando comparado ao Ponto 3, desenho (b). Isto é resultado da curvatura mais acentuada característica do desenho (a). Algumas melhorias são necessárias para minimizar a

perda de carga no desenho (a) como arredondamento da região contemplada entre os Pontos 1 e 2 e menor inclinação na chegada do duto no plenum.

FIGURA 63. Contornos de pressão gerados a partir da análise CFD (a) Desenho 1 (b) Desenho 2 (Delphi Automotive Systems).

No trabalho realizado por Tallio et al (1993), foi realizado um levantamento para um motor de quatro cilindros das regiões do coletor de admissão que contribuem mais significativamente para as perdas de carga do sistema. Foi constatado que a interface plenum-runner contribui praticamente com 50% da perda de carga no coletor de admissão, e, portanto deve ser devidamente estudada durante o projeto.

Mariucci et al (2007), estudou o efeito da relação R_i / D , Figura 64, na junção plenum-runner, sendo $D = 4.20\text{cm}$. A razão R_i / D foi variada de 0.05 a 1.00 conforme mostra a Tabela 08 a seguir.

FIGURA 64. Junção plenum-runner (MARIUCCI et al, 2007).

TABELA 08 – Dimensões da interface plenum-runner (MARIUCCI et al, 2007).

Admissão #	R_i (cm)	R_i/D	Comprimento total (cm)
1 (referência)	1,45	0,35	26,45
9	0,21	0,05	25,21
10	0,84	0,20	25,84
11	2,10	0,50	27,10
12	4,20	1,00	29,20

As Figuras 65 e 66 apresentam os resultados encontrados para a eficiência volumétrica e potência, ao aplicar a “Boca de Sino” na junção plenum-runner.

FIGURA 65. Eficiência volumétrica e potência para valores de $R_i/D = 0,05$ e $0,2$ (MARIUCCI et al, 2007).

É importante notar na figura acima que a razão $R_i/D = 0,05$ reduz a eficiência volumétrica nas seguintes velocidades do motor 3000, 3750 e 4750 RPM, quando comparado à referência (admissão #1). Isto se explica devido ao coeficiente de perda de carga nesta configuração. A potência máxima em 4750 RPM foi ligeiramente reduzida enquanto que a potência entre 5250 e 5500 RPM aumentou. Para a razão $R_i/D = 0,2$ é observado que não há perda significativa de eficiência volumétrica ao longo da velocidade do motor.

Quanto às relações $R_i/D = 0,5$ e $R_i/D = 1,0$ é verificado um deslocamento da eficiência volumétrica para baixas velocidades do motor. Mariucci et al (2007, apud Selamet et al, 2001), relata que para um duto com “Boca de Sino”, à medida que a razão R_i/D aumenta, o comprimento da correção final (um comprimento hipotético do duto anexado a entrada do duto para levar em conta efeitos inerciais do ar) aumenta para frequências suficientemente baixas que afetam a sintonia do motor. Este efeito aumenta o comprimento efetivo do duto (admissão #11) quando comparado à referência (admissão #1), apesar de estes terem a mesma distância até a “Boca de Sino”. O mesmo fato pode ser observado ao comparar o duto (admissão #12) com a referência (admissão #1), conforme Figura 64.

FIGURA 66. Eficiência volumétrica e potência para valores de $R/D = 0,5$ e $1,0$ (MARIUCCI et al, 2007).

Christian et al (2004) e Paul et al (2007) publicaram os trabalhos com os títulos *Flow Losses at Circular T-Junctions Representative of Intake Plenum and Primary Runner Interface* e *Combining Flow Losses at Circular T-Junction Representative of Intake Plenum and Primary Runner Interface*, respectivamente. Tais trabalhos avaliaram diversos aspectos relacionados com a interface plenum-runner.

A maioria dos coletores de admissão integram conexões para vapores de óleo do Carter (PCV), vapores do tanque de combustível e re-circulação dos gases de exaustão (EGR). A localização destas conexões também deve ser estudada aplicando a simulação CFD. É recomendado que a distribuição destes fluidos constituintes não exceda 0.5%, para minimizar emissões de poluentes e promover uma melhor eficiência do conversor catalítico. Algumas considerações devem ser seguidas ao desenhar o coletor de admissão:

- ❖ Conexões de re-circulação dos gases de exaustão (EGR) e vapores de combustível devem ser desenhadas próximas ao corpo de borboleta ou outra área de alto fluxo para uma melhor mistura e distribuição para cada duto;
- ❖ A conexão para os vapores de óleo do Carter não deve ser desenhada próximo ao corpo de borboleta e EGR, pois pode causar depósitos na borboleta. Caso isto não seja atendido é necessário certificar que a

temperatura na região escolhida esteja abaixo de 195°C a 230°C, para evitar a formação de depósitos.

Enfim, durante o projeto do coletor de admissão os assuntos destacados neste tópico devem ser cuidadosamente estudados visto que afetam consideravelmente as perdas de carga do escoamento. Às vezes são necessárias novas atualizações do modelo 3D e simulações unidimensional para verificar se alterações baseadas na análise CFD afetaram o desempenho do motor.

3.3.5 – Análise estrutural

Algumas desvantagens do coletor de admissão plástico são redução da integridade estrutural e necessidade de atender a pressões de estouro.

A análise estrutural tem como objetivo auxiliar o projeto do coletor na melhoria dos pontos destacados acima. A maioria dos fabricantes especifica, para motores de quatro cilindros, que a frequência natural de primeira ordem do coletor deve estar acima de 250 Hz. A equação abaixo auxilia no cálculo da frequência natural que o coletor de admissão deve atingir. Uma boa prática é utilizar 20% acima do valor calculado.

$$F_N = \frac{\left(\frac{V_{\max}}{60} \right) \times N_c}{n} \times 1.2 \quad (23)$$

Onde: F_N = Frequência natural a ser atingida pelo coletor (Hz);

$V_{\max}$ = Velocidade máxima do motor (rev/min); e

N_c = Número total de cilindros (adm.).

n = Número de voltas no eixo de manivelas para uma explosão (adm.).

Algumas soluções auxiliam no aumento da frequência natural como adição de nervuras, utilização de suportes e aumento de raios. Ganhos significativos podem ser alcançados adicionando postes estruturais que conectam as partes do coletor de admissão através do plenum (AGNEW e ROHRBACK, 2004).

A necessidade de atender a pressão de estouro esta ligada com o fluxo reverso na admissão que pode ocorrer devido ao cruzamento de válvulas, e gerar pressões no coletor acima de 0.7 MPa. O acúmulo de combustível em áreas do coletor pode amplificar a pressão do fluxo reverso, causando o estouro do coletor de admissão.

Kondapalli e Sirani (2000) estudaram o efeito de diversos fatores que contribuem para o aumento da resistência do coletor à pressão de estouro. Como referência foi utilizado um modelo de elementos finitos de um plenum, considerando uma espessura de parede igual a 3mm e larguras do cordão de solda inferior e superior de 4 e 6mm, respectivamente. Propriedades características de um nylon com fibra de vidro foram utilizadas. Foi definido uma pressão interna de 0.69 MPa para realização deste estudo. A região com maior nível de tensão (97 MPa) foi utilizada neste estudo, conforme Figura 67.

FIGURA 67. Modelo de elementos finitos do Plenum estudado (KONDAPALLI e SIRANI, 2000).

Como pode ser observado na Tabela 09, algumas modificações apresentaram resultados extremamente significativos, alcançando reduções do nível de tensão de até 62%, aproximadamente.

TABELA 09 – Modificações de desenho e resultados encontrados (KONDAPALLI e SIRANI, 2000).

Modificação do desenho		Tensão máxima de solda (MPa)	% em relação à referência
1	Referência (forma praticamente sem curvatura)	97	-
2	Mudança na forma (maior curvatura)	51	47,4
3	Aumento da espessura do cordão de solda, inferior e superior, em 2mm	50	48,5
4	Adição de nervuras	85	12,4
5	Adição de postes estruturais	95	2,1
6	Alinhamento do centro do cordão de solda ao centro da parede da peça	37	61,9

A maior redução de tensão foi alcançada alterando o desenho da solda, como mostra a Figura 68.

FIGURA 68. Detalhe da modificação no desenho da solda. (KONDAPALLI e SIRANI, 2000).

Após otimização estrutural do coletor de admissão é necessário atualizar o modelo tridimensional considerando as melhorias alcançadas.

3.3.6 – Protótipo à produção.

Dando continuidade ao processo de desenvolvimento do coletor de admissão é necessário construir protótipos para validação do conceito. Na seqüência de etapas adotada, esta fase inicia-se após a análise estrutural, entretanto em muitos desenvolvimentos o protótipo pode ser construído logo após o primeiro modelamento tridimensional, que foi gerado com base nas dimensões obtidas da simulação unidimensional. Em outros casos o protótipo pode ser construído após atualização do modelo tridimensional com resultados da análise CFD, para estabelecer relação de vazão mássica entre experimento e resultado computacional.

Basicamente três tipos de protótipos podem ser construídos:

- Protótipos em SLS;
- Protótipos em PU; e
- Protótipos provindos de ferramental de baixo volume normalmente construídos em alumínio ou aço comum, possibilitando a utilização da mesma matéria prima a ser utilizada durante produção em série (nylon com fibra).

Na maioria das vezes os protótipos em SLS são realizados logo após a simulação CFD para confirmação das curvas de torque e potência em dinamômetro.

Por sua vez, a construção dos protótipos em PU (poliuretano), é realizada após análise estrutural para obtenção de uma peça representativa do desenho final do coletor de admissão. Os protótipos em PU apresentam um custo inferior ao SLS e portanto são utilizados quando são necessárias maiores quantidades de amostras para realização de testes longos, como por exemplo, ajustes de calibração.

Usualmente são montados em veículos e podem rodar cerca de aproximadamente 6000 quilômetros.

Às vezes, durante o desenvolvimento, um ferramental de baixo volume é utilizado na fase de protótipos. As vantagens deste processo são:

- Analisar as características dimensionais do coletor devido à contração do material após injeção, corrigindo-as na ferramenta de produção;
- Construção de protótipos com a matéria-prima de produção (nylon com fibra) permitindo a realização de ensaios de validação verificando características como envelhecimento térmico, resistência à explosão e resistência a vibração. Características do projeto do coletor podem ser melhoradas antes da construção do ferramental de produção; e
- Análise de ruído.

A principal desvantagem é o alto custo de fabricação destes ferramentais, pois são necessários moldes de injeção e dispositivos de solda para construção das peças.

Após refinamento do modelo CAD e confirmação do desempenho do motor com relação a torque e potência, o desenho do coletor de admissão é congelado e, portanto a construção do ferramental de produção pode ser iniciada (moldes de injeção e dispositivos de solda).

A construção dos ferramentais pode ser dividida em quatro etapas básicas:

- a. Projeto;
- b. Construção;
- c. Validação; e
- d. Correção.

Com relação aos moldes de injeção, na primeira fase é necessário realizar a análise de fluxo do molde a qual permite identificar características como: melhor

ponto de injeção, minimização do empenamento, compensação da contração do material, pontos de refrigeração, preenchimento e pressão de injeção. Por sua vez, algumas características são levadas em consideração no projeto dos dispositivos de solda: apoio em toda região de solda, balanceamento das peças para melhor condição de solda e sistemas para facilitar ajustes durante a produção em série.

Em seguida é realizada a construção, validação e correções necessárias para início da produção.

3.4 – Considerações finais.

Este tópico apresenta informações básicas com relação aos seguintes pontos:

- Processos de construção de protótipo em SLS e SLA;
- Análise de ruídos;
- Ressonador de Helmholtz; e
- Sistemas variáveis.

3.4.1 – Processo de construção de protótipos SLS e SLA.

A construção de protótipos SLS segue as seguintes etapas:

- Geração do modelo tridimensional da peça;
- Divisão da peça em camadas;
- Construção da peça através da sinterização a laser das camadas;
- Resfriamento da peça até atingir a temperatura ambiente;

- Acabamento da peça;
- Montagem de componentes; e
- Testes funcionais, por exemplo, vazamento.

Neste processo, as peças podem ser fabricadas com pó de nylon incluindo ou não fibra de vidro. A diferença é o custo o qual é 25% maior com fibra de vidro. Usualmente é utilizado o nylon sem fibra de vidro, pois atende os requisitos para testes.

No caso dos protótipos SLA, as mesmas etapas são necessárias com exceção do resfriamento e a construção que ao invés de utilizar pó de um determinado material, se utiliza resina líquida que é solidificada através do laser.

Para o coletor de admissão, normalmente é necessário a construção de peças em Poliuretano injetadas em molde de silicone. Basicamente, o processo consiste na construção de uma peça a partir do processo SLA, que em seguida é colocada num recipiente o qual é preenchido com silicone. Após a solidificação, o molde é manualmente cortado e a peça SLA retirada.

Na seqüência, é realizada a deposição do Poliuretano por gravidade no molde. Após a cura do material, a peça pode ser retirada do molde.

3.4.2 – Análise de ruídos.

Lee (1998) apresentou em seu trabalho com o título de *A Study on the Influence of Plastic Intake Manifold on the Performance and NVH of In-Line 4 Cylinder Gasoline Engine*, um comparativo entre coletor de admissão plástico e alumínio com relação à ruído e frequência natural.

Durante o desenvolvimento do coletor de admissão pode ser necessário realizar testes para levantamento dos ruídos.

3.4.3 – Ressonador de Helmholtz.

Tabaczynski (1997) destaca os principais efeitos do projeto de um sistema de admissão no desempenho do motor. Durante o desenvolvimento do mesmo a minimização dos efeitos de perda de carga no sistema é buscada. Em seguida, efeitos devido ao regime transiente são levados em consideração com o auxílio de diversas teorias disponíveis na literatura tais como: Ressonador de Helmholtz, Efeito “RAM” e Efeito “Tuning”.

Engelman (1973) apresenta uma descrição excelente da teoria do ressonador de Helmholtz e sua aplicação em motores de quatro cilindros. A Figura 69 mostra um ressonador de Helmholtz básico, cujo funcionamento assemelha-se a um sistema massa-mola, onde o ar no duto, de comprimento “C” e área da seção transversal “A” representam a massa oscilante e o volume “V” representa a mola.

FIGURA 69. Ressonador de helmholtz (ENGELMAN, 1973).

A frequência de ressonância é dada pela equação (24):

$$f_r = \frac{V_s}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{CmVo}} \quad (24)$$

Onde: f_r = Frequência de ressonância (Hz);

V_s = Velocidade do som (m/s);

A = Área da seção transversal do duto (m^2);

C_m = Comprimento do duto (m); e

V_o = Volume (m^3).

O cilindro do motor com o duto e válvula de admissão constitui um ressonador de Helmholtz, como mostra a Figura 70.

FIGURA 70. Cilindro do motor e duto de admissão modelados como um ressonador de Helmholtz (ENGELMAN, 1973).

O volume efetivo do cilindro do motor, V_{ef} , é dado pela equação (25):

$$V_{o_{ef}} = \frac{V_{o_d}}{2} \left(\frac{r_c + 1}{r_c - 1} \right) \quad (25)$$

Onde: $V_{o_{ef}}$ = Volume efetivo do cilindro do motor (m^3); e

V_{o_d} = Volume deslocado pelo cilindro (m^3); e

r_c = Razão de compressão do motor (adm.).

Substituindo o volume efetivo no volume “ V_o ” da equação (24) é possível encontrar a frequência de ressonância do cilindro e duto de admissão com um pistão em movimento, onde a outra extremidade do duto é aberta.

O pico do “tuning” ocorre quando a frequência natural do cilindro acoplado ao duto de admissão é aproximadamente duas vezes a frequência do pistão. Para um motor monocilíndrico, a velocidade do motor na qual a ressonância ocorre pode ser calculada através da equação (26):

$$RPM = \frac{162}{K} V_s \sqrt{\frac{A}{C_m V_o}} \sqrt{\frac{r_c - 1}{r_c + 1}} \quad (26)$$

Onde: K = Taxa das frequências, podendo variar de 2.0 a 2.5 dependendo do tempo de válvulas (adm.);

V_s = Velocidade do som (m/s);

A = Área da seção transversal do duto (m²);

C_m = Comprimento do duto (m);

V = Volume (m³); e

r_c = Razão de compressão do motor (adm.).

Para motores multicilíndrico, Figura 71, os dutos que não estão em processo de admissão, são tratados como volumes adicionais. Assim, Engelman apresenta uma analogia elétrica para obter as frequências de ressonância.

FIGURA 71. Modelo acústico do coletor de admissão (ENGELMAN, 1973).

Para o sistema representado na figura anterior, as frequências de ressonância, menor e maior, podem ser obtidas através das equações (27) e (28), respectivamente:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(ab + a + 1) - \sqrt{(ab + a + 1)^2 - 4ab}}{2abCm_1D_1}} \quad (27)$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(ab + a + 1) + \sqrt{(ab + a + 1)^2 - 4ab}}{2abCm_1D_1}} \quad (28)$$

Onde: $a = (Cm / A)_2 / (Cm / A)_1$;

$$b = Vo_2 / Vo_1;$$

$$D_2 = Vo_2;$$

$$D_1 = Vo_1;$$

$$Cm_1 = (Cm / A)_1;$$

$$Cm_2 = (Cm / A)_2; \text{ e}$$

$$Vo_{ef} = Vo_1.$$

3.4.4 – Sistemas variáveis.

Para melhorar o aproveitamento dos efeitos presentes no coletor de admissão e maximizar o desempenho do motor de combustão interna sistemas variáveis têm sido comumente utilizados nas aplicações atuais.

Alguns dos sistemas variáveis que são utilizados atualmente se baseiam nas seguintes características do coletor de admissão:

- Volume de plenum; e

- Comprimento dos dutos.

A Figura 72 apresenta um exemplo de um coletor de admissão para motor V6 o qual é composto por duas válvulas, uma localizada no plenum e outra nos dutos. As configurações possíveis com estas válvulas proporcionam diferentes sistemas acústicos de sintonia que melhoram o torque para diferentes velocidades do motor.

FIGURA 72. Coletor de admissão com variação no comprimento do duto e volume do plenum (Delphi Application Manual).

A Figura 73 apresenta um exemplo de um coletor de admissão o qual apresenta um sistema variável para comprimento do duto. É observado, com a válvula fechada, que o ar percorre um comprimento maior, Figura 73a. Por outro lado, quando a válvula esta aberta, o ar percorre um comprimento menor, Figura 73b.

- 1 - Válvula**
- 2 - Plenum**
- 3 - Comprimento maior quando a válvula encontra-se fechada**
- 4 - Comprimento menor quando a válvula encontra-se aberta**

FIGURA 73. Coletor de admissão com variação nos comprimentos dos dutos. (a) Comprimento de duto maior (b) Comprimento de duto menor (BOSCH, 2004).

4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao final desta dissertação diversos subsídios foram identificados os quais definitivamente, auxiliam o desenvolvimento de coletores de admissão.

Dentre eles, é importante destacar o avanço tecnológico nas ferramentas de simulação, apresentando correlações de 3% na simulação de motores através do software GT power e simulação do fluxo interno de coletores de admissão através de códigos CFD (Fluent). Tal fato contribui significativamente para a redução no tempo de desenvolvimento de coletores de admissão, pois as características principais do coletor de admissão podem ser avaliadas e definidas com maior facilidade para atender os requisitos de desempenho propostos pelo cliente.

Foram expostos diversos cuidados necessários e etapas a serem seguidas no desenvolvimento de um coletor de admissão plástico soldado por vibração:

- As dimensões do coletor de admissão devem ser bem definidas para maximizar o desempenho do motor;
- A geometria interna deve ser otimizada visando diminuir a perda de carga, tendo como resultado o aumento da eficiência volumétrica;
- Restrições de espaço no compartimento do motor, como da manufatura do coletor de admissão devem ser levadas em consideração;
- Atender a requisitos de pressão de estouro;
- Atender a frequência natural dada pelo fabricante; e
- Reduzir ao mínimo rebarbas e degraus provindos do processo de solda.

Para atender os requisitos de pressão de estouro fatores relativos ao projeto e processo devem ser considerados como: material, projeto da área de solda e os principais parâmetros de solda (amplitude e frequência do movimento, pressão de solda e tempo de solda).

Como sugestões para próximos trabalhos, alguns itens podem ser enumerados:

- Levantamento da influência de rebarbas e degraus no desempenho do motor;
- Aplicação de um coletor variável num motor de quatro cilindros; e
- Utilização de Polipropileno (PP) com fibra de vidro ao invés de Nylon.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGNEW, D. D. e ROHRBACK, G. J. **Engineering a Composite Intake Manifold for the Performance Aftermarket**. Society of Automotive Engineers: 2004.
- BATES, P. J. et al. **Vibration Welding Air Intake Manifolds from Reinforced Nylon 66, Nylon 6 and Polypropylene**. Science Direct: 2004.
- BENSLER, H. **Intake manifold optimization by using CFD analysis**. Volkswagen AG, Powertrain Calculations Dept, 2002.
- BRANDS, M. C. **Helmholtz Tuned Induction System for Turbocharged Diesel Engine**. Society of Automotive Engineers: 1979.
- BRANSON. **Designing Parts for Linear Vibration Welding**. Disponível em: <http://www.bransonultrasonics.com/literature.asp>. Acesso em: 17-Jan-2010.
- Automotive Handbook**. 6th Edition. Bosch: 2004.
- CAUFIELD, S. et al. **A Comparison Between CFD Predictions and Measurements of Inlet Port Discharge Coefficient and Flow Characteristics**. Society of Automotive Engineers: 1999.
- CEVIZ, M. A. **Intake plenum volume and its influence on the engine performance, cyclic variability and emissions**. Turkey: University of Atatürk: 2006.
- CHAPMAN, M. **Two Dimensional Numerical Simulation of Inlet Manifold Flow in a Four Cylinder Internal Combustion Engine**. Society of Automotive Engineers: 1979.
- CHRISTIAN et al. **Flow Losses at Circular T-Junctions Representative of Intake Plenum and Primary Runner Interface**. Society of Automotive Engineers: 2004.
- CHUUBACHI, M. et al. **Development of a Highly Efficient Manufacturing Method for a Plastic Intake Manifold**. Society of Automotive Engineers, 2002.
- CUI, Y. et al. **Cylinder-to-Cylinder Variation of Losses in Intake Regions of IC Engine**. Society of Automotive Engineers: 1998.

Designing with plastics: The fundamentals. Disponível no site: http://www.ticona.com/tools/search/lit_details.cfm?docid=227. Acesso em: 20-Jul-2010.

ENGLEMAN, H. W. **Design of a Tuned Intake Manifold.** Ohio: American Society of Mechanical Engineers, 1973. Paper 73-WA/DGP-2.

FERGUSON, C. R. e KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines Applied Thermosciences.** 2nd ed. NY: John Wiley & Sons, Inc., 2001.

HAMILTON, L. J.; COWART, J.S. e ROZICH, J.J. **The effects of Intake Geometry on SI Engine Performance.** Society of Automotive Engineers: 2009.

HAMILTON, L. J.; e LEE, J. E. **The Effects of Intake Plenum Volume on the Performance of a Small Normally Aspirated Restricted Engine.** Society of Automotive Engineers: 2008.

HARPER, Charles A. **Handbook of plastics, elastomers and composites.** 4.rd. ed. New York: McGraw-Hill, 2004.

HEISLER, H. **Advanced engine technology.** SAE International: Warrendale - Pennsylvania, 1995.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** McGraw-Hill, 1988.

HICKMAN, G. F. e SCHUMACKER, D. **Polyamide Intake Manifold Shell Bonding.** Society of Automotive Engineers, 2005. SAE 2005-01-1518.

Integrated Air and Fuel Module: Delphi Application Manual.

KONG, H. e WOODS, R. L. **Tuning of Intake Manifold of an Internal Combustion Engine Using Fluid Transmission Line Dynamics.** Society of Automotive Engineers: 1992.

KONDAPALLI, S. P. e SIRANI, V. **General Guidelines for Improving Burst Pressure Strength of Welded Nylon Intake Manifolds.** Society of Automotive Engineers: 2000.

LEE, D. J. et al. **Modeling the Effect of Plenum-Runner Interface Geometry on the Flow Through an Inlet System.** Detroit: Society of Automotive Engineers, 2000. SAE 2000-01-0569.

LEE, Ki-Ho. **A Study on the Influence of Plastic Intake Manifold on the Performance and NVH oh In-line 4 Cylinder Gasoline Engine.** Society of Automotive Engineers, 1998.

- MAFTOUNI, N. et al. **The effect of Intake Manifold Runners Length on the Volumetric Efficiency by 3-D CFD Model**. Society of Automotive Engineers: 2006.
- MARIUCCI, V. et al. **Effect of Primary Intake Runners Tapers and Bellmouths on the Performance of a Single Cylinder Engine**. Society of Automotive Engineers: 2007.
- MILLER, R. et al. **A Comparison of Experimental and Analytical Steady State Intake Manifold Port Flow Data using Digital Physics**. Society of Automotive Engineers: 1999.
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. LTC, 4a edição, 2002, 678 págs.
- MOTEKI, K. et al. **A Study of a Variable Compression Ratio System with a Multi-Link Mechanism**. Society of Automotive Engineers: 2003.
- MUKAWA, T. et al. **Development of a Plastic Intake Manifold**. Society of Automotive Engineers of Japan: 1996.
- PAUL et al. **Combining Flow Losses at Circular T-Junctions Representative of Intake Plenum and Primary Runner Interface**. Society of Automotive Engineers: 2007.
- Plastics Design Library Staff. **Handbook of Plastics Joining**. William Andrew Publishing/Plastics Design Library, 1997.
- POGOREVC, P. e KEGL, B. **Intake an Exhaust Influence on Engine Performance**. Slovenia: Professional Engineering Publishing, 2004. vol 11, No 3-4.
- Principles of Automotive Vehicles**. Department of the Army Technical Manual 9-8000. 1985.
- PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. New york: Prentice Hall, 2003.
- ROBERTS, M. **Benefits and Challenges of Variable Compression Rate (VCR)**. Society of Automotive Engineers: 2003.
- RUBAYI, N. A. **Acoustic Vibrations in Intake Manifold System and the Supercharging Engines**. 1971.
- SAFARI, M. et al. **Intake Manifold Optimization by Using 3-D CFD Analysis**. Society of Automotive Engineers: 2003.

- SANDFORD, M. et al. **The All New AJV8**. Society of Automotive Engineers: 2009. SAE 2009-01-1060.
- SELAMET, A. et al. **Wave Reflections from Duct Terminations**. Journal of the Acoustical Society of America: 2001.
- SHAW, C. T.; Lee, D. J.; Richardson, S. H. e Pierson, S. **Modeling the Effect of Plenum-Runner Interface Geometry on the Flow Through an Inlet System**. Society of Automotive Engineers: 2000.
- SIQUEIRA, C. R. et al. **Three-dimensional Transient Simulation of an Intake Manifold using CFD Techniques**. Society of Automotive Engineers: 2006.
- SODRÉ, J. R.; COSTA, R. C. e SILVA, R. H. **Efeitos do Comprimento do Conduto de Admissão na Performance de um Motor de Combustão Interna**. Cambuí: I Jornada Científica e VI FIPA do CEFET Cambuí, 2008.
- STOKES, V. K e HOBBS, S. Y. **Cross-thickness vibration welding of polycarbonate, polyetherimide, poly(butylenes terephthalate), and modified poly (phenylene oxide)**. Polym Engng SCI: 1997.
- STOKES, V. K. **The vibration welding of poly(phenylene oxide)/poly(phenylene sulfide) blend**. Polym Engng SCI: 1998.
- STOKES, V. K. **Vibration welding of thermoplastics. Part III. Strength of polycarbonate butt welds**. Polym Engng SCI: 1988.
- STOKES, V. K. **Vibration welding of thermoplastics. Part IV. Strength of poly(butylenes terephthalate), polyetherimide, and modified polyphenylene oxide butt welds**. Polym Engng SCI: 1988.
- STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 3a. ed. Society of Automotive Engineers, 1999.
- TABACZYNSKI, R. J. **Effects of Inlet and Exhaust System Design on Engine Performance**. Pennsylvania: Society of Automotive Engineers, 1997. SAE Document 821577.
- TALLIO, K. V. et al. **The Application of Steady-Flow Loss Correlations to Intake Manifold Design**. Society of Automotive Engineers: 1993.
- THOMPSON, M. P. e ENGLEMAN, H. W. **The Two Types of Resonance in Intake Tuning**. Ohio: American Society of Mechanical Engineers, 1969. Paper 69-DGP-11.
- VÍTEK, O. e POLÁSEK, M. **Tuned Manifold Systems – Application of 1-D Pipe Model**. Society of Automotive Engineers: 2002.

WINTERBONE, D. E., e PEARSON, R. J. **Design techniques for engine manifolds - Wave Action Methods for IC Engines**. USA: Society of Automotive Engineers, 1999.