UM ESTUDO SOBRE A EVOLUÇÃO DAS CÂMARAS DE COMBUSTÃO DOS MOTORES DO CICLO OTTO À GASOLINA E SUA APLICAÇÃO AO ETANOL HIDRATADO COMO COMBUSTÍVEL ALTERNATIVO

SANDRO GUIMARÃES SOUZA

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

ORIENTADOR: Prof. Dr. Luis Carlos Passarini

São Carlos
2004

AGRADECIMENTOS

A Jesus Cristo, meu Senhor.

Ao Prof. Dr. Luis Carlos Passarini.

Ao Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos.

Ao Prof. Dr Fábio Moreira da Silva.

Ao Prof. Dr Josmar Davilson Pagliuso.

Ao Prof. Dr. Antônio Carlos Canale.

Ao Mestre Carlos Eduardo Milhor.

Ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico)

À empresa RH Retificadora.

À minha esposa Adriana.

À minha filha Dâmaris.

Devo ainda enfocar a imensa colaboração da ***RH Retificadora*** para a confecção do banco de dados apresentado nessa dissertação, por meio da disponibilização de seu espaço físico para trabalho de campo, bem como de seu acervo técnico e material, como: manuais, catálogos, e cabeçotes para fins de análises e sessões fotográficas, porém, isentando-a de quaisquer responsabilidades sobre os dados apresentados.

Esta obra foi desenvolvida com o imenso apoio do CNPq.

SUMÁRIO

1	<i>Introdução</i>	1
2	<i>Motores de combustão interna do Ciclo Otto</i>	2
3	<i>Etanol Hidratado Como Combustível Alternativo</i>	6
4	<i>Processo de formação da mistura ar-combustível</i>	9
4.1	Volatilidade	10
4.2	Tipo de mistura	11
4.2.1	Motor de Mistura Homogênea	11
4.2.2	Motor de Carga Estratificada	11
4.2.3	Efeito das Condições Operacionais Sobre o Requisito de Mistura	12
4.3	Dinâmica da Admissão	13
4.3.1	Influência do Coletor de Admissão	13
4.3.2	Influência do Duto de Admissão do Cabeçote	17
4.3.3	Influência da configuração da Válvula de Admissão	21
5	<i>Formação da mistura ar-combustível na Câmara de Combustão</i>	26
5.1	Área de compressão e resfriamento (<i>Squish</i> e <i>Quench</i>)	27
5.2	Relação Superfície / Volume	27
5.3	Relação Curso / diâmetro	28
6	<i>A combustão nos motores de ignição por centelha</i>	29
6.1	Velocidade e percurso da frente de chama, taxa de queima e desenvolvimento de pressão	31
6.1.1	Efeito da Rotação do Motor	32
6.1.2	Efeito da Pressão de Admissão	32
6.1.3	Efeito da Razão Entre as Pressões de Descarga e Admissão	32
6.1.4	Efeito da Relação Combustível / ar	32

6.1.5	Efeito do Número e Posições das Velas de Ignição na Câmara de Combustão	33
6.2	Pré-ignição	35
6.3	Detonação	36
6.4	Emissões de Poluentes	37
6.5	Influência da câmara de combustão sobre a performance e emissões do motor	39
7	<i>Estado da arte das câmaras de combustão</i>	48
7.1	Aspéctos gerais dos projetos das câmaras de combustão	48
7.1.1	Câmara Tipo “T”	48
7.1.2	Câmara Tipo “L”	49
7.1.3	Câmara tipo “F”	50
7.1.4	Câmara Tipo Coração	51
7.1.5	Câmara Tipo Banheira no Pistão (Cabeçote Plano)	52
7.1.6	Câmara de Combustão Tipo Cunha (<i>Wedge Chamber</i>)	53
7.1.7	Câmara de Combustão com Câmara Auxiliar	54
7.1.8	Câmara de Combustão May Fireball	56
7.1.9	Câmara de Combustão Hemisférica	57
7.1.10	Câmara de Combustão para Motor de Queima Pobre	61
7.2	Câmara de Combustão para Motor Assistido por Injeção Direta de Combustível	63
7.2.1	Requisitos do Sistema de Injeção GDI	65
7.2.2	Geometria da Câmara de Combustão	65
7.2.3	Estratégias Básicas para Formação da Mistura	68
7.3	Resumo dos requisitos de uma câmara de combustão para motores ICE	69
8	<i>Classificação e Análise de Câmaras de Combustão Nacionais à Gasolina e Etanol</i>	71
8.1	Considerações iniciais da análise	71
8.2	Classificação e Análise das Câmaras de Combustão	72
8.3	Observações Gerais	112
9	<i>Conclusão e Propostas para Trabalhos Futuros</i>	115
9.1	Propostas para Trabalhos Futuros	116

10	<i>ANEXO A</i>	119
11	<i>Bibliografia</i>	158
11.1	Bibliografia Referenciada	158
11.2	Bibliografia Consultada	162

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 - Diagrama de válvulas. (SANTOS, 2000)	3
Figura 02 – Cabeçotes em T, F, L, I. (RINSCHLER e ASMUS, 1995)	4
Figura 03 – Coletor de comprimento variável. (HEISLER, 1995)	15
Figura 04 – Coletor de diâmetro variável. (HEISLER, 1995)	16
Figura 05 – Comparação entre um coletor de comprimento continuamente variável e um convencional. (LENZ, 1992)	16
Figura 6 – Duto de admissão helicoidal para geração de FRH (<i>swirl</i>). (HEISLER, 1995)	17
Figura 7 – Fluxo Rotacional Vertical (HEISLER, 1995)	18
Figura 08 - Duto de admissão de fluxo direto. (HEISLER, 1995)	19
Figura 9 - Duto de admissão de parede semicircular. (HEISLER, 1995)	19
Figura 10 - Duto de admissão com válvula restrita. (HEISLER, 1995)	20
Figura 11 - Duto de admissão com paredes de deflexão. (HEISLER, 1995)	21
Figura 12 – Diferentes combinações de múltiplas válvulas de admissão restritas (LEE, 1938)	23
Figura 13 – Geração de FRH por meio de válvula auxiliar. (AUTOMOTIVE ENGINEER, 1977)	24
Figura 14 – Duto de admissão variável. (AUTOMOTIVE ENGINEERING, 1987)	25
Figura 15 – Área de compressão.(HEISLER, 1995)	27
Figura 16 – Relação superfície-volume. (HEISLER, 1995)	28
Figura 17 – Regiões da Câmara de Combustão (JUDGE, 1965)	30
Figura 18 - Efeito da relação combustível-ar no avanço da centelha e performance do motor (GERRISH e VOSS, 1940)	33
Figura 19 – Efeito do número e posições das velas de ignição sobre a performance do motor (MARVIN et al., 1935)	34
Figura 20 – Efeito da relação ar-combustível sobre os fenômenos de pré-ignição e detonação (MOGI et al., 1998)	35
Figura 21 – Influência da temperatura do cabeçote sobre o fenômeno de detonação, para misturas ricas e pobres (SANDERS e PETERS, 1945)	37
Figura 22 – Controle de emissões. (http://www.ambiente.sp.gov.br)	39
Figura 23 – Efeito da rotação sobre o requisito de octanas (CARIS et al., 1956)	40
Figura 24 – Influência do requisito de octanas sobre o tempo de queima, temperatura e pressão do gás na zona extrema (CARIS et al., 1956)	41
Figura 25 – Efeito da geometria da câmara de combustão sobre o período de queima (CARIS et al., 1956)	41

Figura 26 – Efeito do <i>gap</i> na área de compressão sobre o requisito de octanas (CARIS et al., (1956)	42
Figura 27 – Área de compressão inclinada e plana (UEDA et al., 1999)	43
Figura 28 – Efeito da área de compressão inclinada sobre a performance do motor (UEDA et al., 1999)	44
Figura 29 – Efeito da localização da área de compressão (FUJIMOTO et al., 2002)	45
Figura 30 – Câmara tipo “T” (MALEEV, 1945)	49
Figura 31 – Câmaras Tipo “L” de baixa turbulência (a) e alta turbulência (b) (MALEEV, 1945)	50
Figura 32 – Câmara Tipo “F” (JUDGE, 1965)	51
Figura 33 - Câmara em forma de coração (HEISLER, 1995)	52
Figura 34 - Câmara Tipo Banheira no pistão (HEISLER, 1995)	53
Figura 35 - Câmara de Combustão Tipo cunha (HEISLER, 1995)	54
Figura 36 - Câmara de combustão com câmara auxiliar (LENZ, 1992)	55
Figura 37 – Câmara do Porsche SKS com injeção mecânica (LENZ, 1992)	55
Figura 38 - Câmara de combustão May fireball (HEISLER, 1995)	56
Figura 39 - Câmara Hemisférica de três válvulas (HEISLER, 1995)	58
Figura 40 – Efeito do número de válvulas sobre a performance do motor (HEISLER, 1995)	60
Figura 41 – Câmara Hemisférica de quatro e cinco válvulas (HEISLER, 1995)	60
Figura 42 – Câmara com duas velas de ignição (HEISLER, 1995)	62
Figura 43– Motor Benz 300 SL (ZHAO, 1999)	67
Figura 44 – Câmaras de Combustão GDI (ZHAO, 1999)	68
Figura 45 – Fluxo Rotacional Vertical Reverso (<i>reverse tumble</i>) (ZHAO, 1999)	69
Figura 46 – Câmara no cabeçote pistão e dutos do motor Ford Willys (2200 cc)	73
Figura 47 – Câmara no cabeçote, pistão e dutos do motor Ford OHT (1300 e 1400 cc)	75
Figura 48 – Câmara no cabeçote pistões e dutos do motor Ford OHT (1600 cc)	77
Figura 49 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores Ford CHT e AE (1300 e 1600 cc)	79
Figura 50 – Câmara no cabeçote do motor Ford Zetec 16V de 1600 cc	82
Figura 51 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores FIASA (1000, 1050, 1300 e 1500 cc)	84
Figura 52 – Câmara no cabeçote pistões e dutos dos motores Fiat (1500 e 1600 cc) (SEVEL)	86
Figura 53 – Câmara no cabeçote pistões e dutos do motor Fiat 2000 cc 8v	89
Figura 54 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores Fiat 1600 cc 16v e 2000 cc 16v	91
Figura 55 – Câmara no cabeçote pistão e dutos do motor VW AT 1000cc	93
Figura 56 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores VW 1500, 1600, 1800, 2000 cc	96
Figura 57Câmara pistão e dutos do motor VW 1000 cc 16v	97
Figura 58 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores VW 1600 cc (AR)	99
Figura 59 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores GM 1400 e 1600 cc (Chevette)	101
Figura 60 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores GM 1600 e 1800 cc (Monza Fase I)	105
Figura 61 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores GM 1800 e 2000 cc (Monza Fase II)	107

Figura 62 – Câmara no cabeçote pistões e dutos dos motores GM 1000cc (Corsa)	110
Figura 63 – Câmara no cabeçote pistões e dutos dos motores GM 2000 cc 16v e 2200 cc 16v	111

GLOSSÁRIO

A / C	- Relação entre as massas de ar e combustível
APMS	- Antes do Ponto Morto Superior
BSFC	- Break Specific Fuel Consumption (Consumo Específico de Combustível)
CONAMA	- Conselho Nacional de meio Ambiente
DPMS	- Depois do Ponto Morto Superior
ICE	- Ignição por Centelha Elétrica
FRC	- Fluxo Radial de Compressão
FRE	- Fluxo Radial de Expansão
FRH	- Fluxo Rotacional Horizontal
FRV	- Fluxo Rotacional Vertical
FRVR	- Fluxo Rotacional Vertical Reverso
GDI	- Gasoline Direct Injection (Injeção Direta de Gasolina)
imep	- Indicated Mean Effective Pressure (Pressão Média Efetiva Indicada)
MBT	- Mean Best Torque (Média do melhor torque)
mep	- Mean Effective Pressure (Pressão Média Efetiva)
MPFI	- Multipoint Fuel Injection (Injeção de combustível multiponto)
PFI	- Port Fuel Injection (Injeção de combustível atrás da válvula de admissão)
PMI	- Ponto Morto Inferior
PMS	- Ponto Morto Superior
PROCONVE	- Programa de Controle da Poluição do ar por Veículos Automotores
RPM	- Rotações Por Minuto

WOT - Wide Open Throttle (Borboleta de Aceleração Totalmente Aberta)

Resumo

SOUZA, S.G.(2004). *Um estudo sobre a evolução das câmaras de combustão dos motores do ciclo Otto à gasolina e sua aplicação ao etanol hidratado como combustível alternativo*. São Carlos. Dissertação de Mestrado – Escola de Engenharia de São Carlos – USP.

Apresenta o estado da arte das câmaras de combustão dos motores de combustão interna ciclo Otto à gasolina e a etanol, onde observa de forma qualitativa aspectos evolutivos e específicos ao uso do etanol como combustível alternativo. Propõe sugestões para trabalhos futuros, visando a otimização de uma câmara mais apropriada ao uso deste importante combustível renovável.

Palavras chave: motor, câmara de combustão, etanol, combustível alternativo.

Abstract

SOUZA, S.G. (2003). *A study about combustion chambers evolution of gasoline Otto cycle internal combustion engine and its application to ethanol as an alternative fuel.*

It presents the state of the art of combustion chambers of gasoline and ethanol Otto cycle internal combustion engines, where it observes qualitatively evolutive and specific aspects to the use of the ethanol as an alternative fuel. It proposes suggestions for future works, seeking the optimization of a more appropriate combustion chamber for the use of that important renewable fuel.

Keywords: engine, combustion chamber, ethanol.

1 INTRODUÇÃO

Este estudo tem por objetivos levantar o estado da arte das câmaras de combustão dos motores do ciclo Otto à gasolina e a etanol hidratado, observando, de forma qualitativa, seus aspectos evolutivos e características de projetos que permitam a identificação de aspectos específicos das câmaras de combustão dos motores a etanol hidratado existentes até o momento, e apontar tendências futuras dos projetos de câmaras de combustão mais apropriadas ao uso do etanol hidratado como fonte renovável de energia alternativa ao uso de combustíveis fósseis.

Para uma melhor compreensão da influência da geometria da câmara de combustão sobre a eficiência e performance do motor, a revisão de literatura é feita de forma a manter uma sequência que mostra desde o início do processo de formação de mistura pelo sistema de alimentação, coletor de admissão, dutos de admissão do cabeçote, até o término desse processo na própria câmara de combustão, bem como o processo de combustão dessa mistura.

O capítulo 8 apresenta análises de câmaras de combustão dos motores à gasolina e a etanol produzidos no Brasil, sendo selecionadas as mais variadas formas disponíveis. A análise se baseou em observações feitas diretamente nos cabeçotes e pistões dos motores relacionados em tal capítulo, e da utilização de um banco de dados construído para facilitar a compreensão dos resultados. Diversas fotografias foram tiradas durante a análise direta, e disponibilizadas em apêndice para fins ilustrativos. Dificuldades encontradas para aquisição do material de análise, bem como para a construção do banco de dados, são apresentadas em tal capítulo.

As conclusões tiradas a partir das análises relacionadas no capítulo 8, juntamente com propostas para trabalhos futuros, compõem o capítulo 9.

2 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DO CICLO OTTO

Segundo Obert (1971), os motores de combustão interna com ignição por centelha (ICE), ou ciclo Otto, tiveram início em 1862, quando o físico francês Beau de Rochas propôs uma seqüência de operações que futuramente, se tornaria típica dos motores de ignição por centelha. Esta seqüência já bastante conhecida é: admissão; compressão; expansão; exaustão.

Essa seqüência determina o ciclo de trabalho, sendo descrita da seguinte forma:

Admissão: uma mistura ar-combustível é aspirada para o interior do cilindro, com a válvula de admissão aberta e a de descarga fechada, quando o pistão desloca-se do ponto morto superior (PMS) ao ponto morto inferior (PMI), gerando uma região de baixa pressão no interior do cilindro, permitindo assim, que a pressão atmosférica empurre a mistura para o interior do cilindro.

Compressão: com as duas válvulas fechadas, inicia-se a subida do pistão, comprimindo a mistura ar-combustível;

Expansão: nas proximidades do ponto morto superior, inicia-se uma centelha que será responsável pelo início da queima do combustível, e na medida em que a frente de chama se propaga no interior da câmara de combustão, há conseqüentemente grandes aumentos de temperatura e pressão no interior do cilindro. Quando o pistão passa pelo PMS, a pressão se aproxima de seu valor máximo, fazendo com que o pistão seja fortemente empurrado para baixo, realizando trabalho.

Exaustão: com a válvula de exaustão aberta e a de admissão fechada, inicia-se a subida do pistão, promovendo a expulsão dos gases queimados para o sistema de escapamento. A partir daí todo o processo se repete.

Apesar de Beau de Rochas ter formulado as condições de funcionamento desse motor, foi Nikolaus Otto, em 1876, quem construiu o primeiro motor ICE de quatro tempos (OBERT. 1971).

A abertura e o fechamento das válvulas de admissão e exaustão ocorrem em momentos específicos definidos pelo projeto do motor, em função da maior eficiência volumétrica, e do perfil da curva de torque desejada. Na Figura 01 observa-se um diagrama típico dos motores modernos, para os processos de abertura e fechamento das válvulas.

Figura 01 - Diagrama de válvulas. (SANTOS, 2000)

Os motores de combustão interna ICE têm sido instrumento de pesquisa há mais de um século, onde, por meio de um processo evolutivo, sofreu diversas modificações tecnológicas.

Na busca de motores de maior desempenho e baixo consumo específico que sejam capazes de atender às normas de emissões de poluentes, a eletrônica embarcada têm sido uma das maiores aliadas no processo de integração e automação dos diversos dispositivos dos motores modernos.

O processo de formação da mistura ar-combustível sempre é alvo de muita investigação, pois é necessário que se tenha um completo controle sobre as diversas variáveis que regem tal fenômeno para as mais diversas condições de funcionamento do motor, seja em regime permanente ou transitório. Esse conhecimento possibilita modelagens mais realísticas capazes de representar matematicamente os fenômenos físico-químicos envolvidos nesse processo.

Idealmente, o fornecimento de mistura aos cilindros do motor deveria se dar com a mínima perda de eficiência volumétrica, por exemplo: o diâmetro e o comprimento do coletor de admissão deveriam variar continuamente em função da rotação. É claro que tal coisa parece ser pouco provável de se encontrar na prática. O que normalmente se encontram são coletores cujos comprimentos variam de forma discreta em diferentes regimes de rotações.

Também é notável a evolução do sistema de ignição, onde os tradicionais dispositivos mecânicos, de funcionalidades limitadas, deram lugar a dispositivos de controle eletrônicos, muitas vezes integrados ao sistema de injeção eletrônica, capazes de gerenciar o momento ideal para o disparo da centelha com maior grau de confiabilidade a partir de um mapeamento (Tabela de pontos), com dados levantados numa bancada dinamométrica.

No processo de evolução dos motores de ignição por centelha, as câmaras de combustão do início do século 20, possuíam formas que as faziam ser identificadas por letras, como por exemplo: cabeçote tipo “T”, utilizado pela Mercedes - Benz em 1901, com o sistema de admissão de um lado do cilindro e o sistema de escapamento do outro, com as respectivas faces voltadas para cima; cabeçote tipo “L”, uma versão mais simples dos cabeçotes tipo “T”, utilizada a partir de 1910, onde as válvulas de admissão e escape encontram-se do mesmo lado do cilindro, mas ambas com as faces para cima; cabeçote tipo “I”, utilizado pela Buick, assemelhando-se às atuais câmaras em forma de cunha; e os cabeçotes tipo “F” (RINSCHLER e ASMUS, 1995). Alguns exemplos dessas câmaras são mostrados na Figura 02:

Figura 02 – Cabeçotes em T, F, L, I. (RINSCHLER e ASMUS, 1995)

Ao longo desta dissertação serão mostrados mais detalhes de tais câmaras.

Naturalmente, um outro aspecto fundamental para o funcionamento dos motores é o combustível que utilizam. Os combustíveis derivados do petróleo têm sido os de mais ampla utilização, mas nas últimas décadas os combustíveis renováveis, principalmente o etanol, tem ganhado importância, inicialmente em razão da escassez e / ou custo do petróleo e mais recentemente em razão da mudança climática.

O Brasil tem mostrado ao mundo sua experiência na aplicação ao etanol hidratado como uma fonte limpa e renovável de combustível alternativo. O capítulo a seguir mostra uma breve história dessa experiência.

3 ETANOL HIDRATADO COMO COMBUSTÍVEL ALTERNATIVO

Como definido no dicionário Aurélio, o álcool (etanol hidratado) é uma substância líquida e inflamável obtida pela destilação de certos produtos fermentados. Sua fórmula é C_2H_5OH . A sua aplicação como combustível carburante não é uma idéia nova, pois desde o final dos anos 1800 essa possibilidade era levada a sério. Nos Estados Unidos, em 1826, Samuel Morey usou o etanol disponível no mercado para fazer funcionar o primeiro protótipo americano de um motor de combustão interna movido a etanol. Segundo Leão (2002), o trabalho de Samuel Morey foi engavetado por causa do entusiasmo com o uso da máquina a vapor, e pela falta de recursos financeiros para dar continuidade às pesquisas.

No ano seguinte o engenheiro alemão Nikolaus August Otto (1832-1891) desenvolveu o motor de combustão interna, de quatro tempos, que funcionava com apenas um cilindro, e era mais eficaz e seguro do que os movido a vapor, predominantes naquela época.

Segundo Leão (2002), o etanol tem uma relação especial com o ciclo Otto, devido a seu baixo valor calorífico (5.600 kcal / litro) em comparação com a gasolina (8.340 kcal / litro), ele deveria provocar um consumo 49% maior nos motores, mas esse percentual ficou no entorno de 20%, e tal índice foi sendo reduzido com o tempo à medida que se aumentava a compressão do motor. O rendimento termodinâmico de um motor que funciona com etanol é superior ao do motor movido à gasolina.

De acordo com Santos (2000), em novembro de 1975, movido pela necessidade de produzir combustíveis alternativos e baseado na boa capacidade instalada para a produção do açúcar e do etanol, o governo brasileiro criou o *Programa Nacional do Etanol* (Pró-etanol). Procurava-se a substituição da gasolina como combustível

propulsor de motores ciclo Otto, já que havia o risco de findarem-se as reservas de petróleo. O Brasil, visando promover a adaptação para a nova conjuntura energética, através de órgãos como o *Instituto de Pesquisas Tecnológicas* (IPT) da *Universidade de São Paulo* (USP) e o *Laboratório de Termodinâmica* da *Escola de Engenharia de São Carlos* (EESC / USP), desenvolveu inúmeras pesquisas com o intuito de promover a alteração dos motores que permitiram alcançar resultados muito importantes no que diz respeito ao novo combustível.

Os motores movidos a etanol etílico hidratado atingiram um tal nível de desenvolvimento, que passaram a ser mais duráveis que os tradicionais motores à gasolina, em razão da melhor qualidade do etanol como combustível (mais puro e mais limpo), que proporciona pouquíssimos resíduos de combustão e pequenas contaminações do óleo lubrificante, além do baixo nível de emissões de poluentes.

Em 1979, a Fiat lançou o Fiat 147 movido a etanol hidratado, primeiro modelo a utilizar etanol sem gasolina, que saiu da fábrica de Betim (MG) em 2 de julho daquele ano.

Mais tarde, a indústria automobilística oferecia no mercado vários modelos de carros a etanol, alguns disponíveis só nessa versão, como o Escort XR3, da Ford, e o Kadett, da General Motors.

O etanol também se mostrou um ótimo substituto do óleo Diesel. Inúmeros motores a Diesel foram convertidos a etanol na década de 80 pela USP (São Carlos). Motores como o *Perkins A.4.236*, *MWM D-229-4*, *Mercedes Benz OM-352* e *Yamar NSB-50* sofreram algumas mudanças em seu projeto inicial para trabalhar com o ciclo Otto, e após vários ensaios em dinamômetro concluiu-se que o motor convertido ao uso do etanol hidratado tinha maior torque e potência em regime de plena carga, onde caminhões, ônibus e tratores costumam trabalhar a maior parte do tempo (ÁVILA, 1994).

Segundo LEÃO (2002), os veículos movidos exclusivamente a etanol representam uma redução de 60% de monóxido de carbono, 25% de hidrocarbonetos e 11% de óxido de nitrogênio em comparação aos movidos à gasolina. A agência ambiental paulista (*Companhia de Tecnologia e Saneamento Ambiental do Estado de São Paulo, a Cetesb*) constatou, já em 1980, que os automóveis movidos a gasolina emitiam 54 gramas de monóxido de carbono por quilômetro rodado, enquanto que os

movido a etanol emitiam apenas 3,9 gramas. Também foi constatado que os veículos movidos à gasolina lançavam na atmosfera 835.000 toneladas de monóxido de carbono por ano, os movidos a diesel, 218.000 toneladas, e os que usavam somente etanol, 172.000 toneladas.

O Proálcool teve seu apogeu em 1985, quando a produção de automóveis no Brasil era cerca de 96 %, porém deixou de ser priorizado a partir de 1986, possivelmente pela recessão e aumento descontrolado da inflação que se instalou no período, e pela queda dos preços do petróleo, gerando uma crise de abastecimento de álcool na ocasião. A Tabela 8 do **anexo A** mostra a evolução da produção dos veículos a etanol desde 1979 à 2000.

Embora a produção dos veículos movidos a etanol atualmente seja relativamente baixa, pode-se perceber que alguns fabricantes de automóveis têm apostado em um crescimento no setor. Leão (2002), reportou que a Volkswagen, sendo a única montadora a manter os veículos a etanol em sua linha de produção, investiu cerca de R\$ 5 milhões no projeto do motor de 1000 cc de oito válvulas, que equipa o Gol, fabricado desde 1999 na unidade de São Carlos.

A produção atual de automóveis bi – combustíveis no Brasil, representa um forte indício de que o proálcool está retomando seu espaço.

4 PROCESSO DE FORMAÇÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL

Em função do regime de funcionamento, um motor ICE pode operar com uma grande variação da relação ar / combustível, sendo essa relação definida como a razão entre as massas de ar e de combustível na mistura (A/C). A razão entre A/C real admitida pelo motor e a A/C estequiométrica (mistura quimicamente correta) é definida como fator de excesso de ar (λ):

$$\lambda = \frac{(A/C)_{Real}}{(A/C)_{Estequiométrica}} \quad (1)$$

Sendo:

$\lambda = 1$ indica uma mistura estequiométrica;

$\lambda > 1$ indica uma mistura pobre (excesso de ar, ou seja, com menos combustível que a estequiométrica);

$\lambda < 1$ indica uma mistura rica (falta de ar, ou seja, com mais combustível que a estequiométrica);

Os valores ilustrados abaixo representam uma idéia aproximada da faixa de operação prática dos valores de λ :

$0,85 < \lambda < 0,95$ – máxima potência;

$0,75 < \lambda < 0,85$ – transição rápida entre regimes;

$1,0 < \lambda < 1,1$ – economia de combustível;

$0,95 < \lambda < 1,05$ – funcionamento ideal do catalisador de 3 vias;

Alguns motores atuais podem operar com λ em torno de 1,7 em determinados regimes, visando máxima economia de combustível e menores índices de emissões de poluentes.

4.1 VOLATILIDADE

A volatilidade é um fator importante no processo de formação de mistura, sendo definida como a tendência de um líquido a evaporar. Segundo Taylor (1976), nos motores que queimam uma mistura uniforme de vapor de combustível e ar, a razão vapor-ar não deve ser inferior a cerca de metade da estequiométrica para ignição satisfatória à propagação da chama. Dessa forma a volatilidade do combustível deve ser suficiente para dar pelo menos essa razão vapor-ar no instante da ignição em todas as condições de operação, incluindo a partida e aquecimento de um motor frio.

A razão da massa de vapor de combustível para a massa de ar, em dado instante, pode ser expressa pela equação (2):

$$F_v = \frac{m_{fv} p_f}{M_{ar} (p - p_f)} \quad (2)$$

Sendo F_v a razão da massa de combustível evaporado em relação a massa de ar; m_{fv} a massa molecular médio do vapor de combustível; p_f a pressão parcial do vapor de combustível; M_{ar} a massa molecular do ar; e p a pressão total da mistura.

Se o combustível é uma mistura de vários constituintes, para qualquer constituinte no equilíbrio com combustível líquido, temos:

$$p_f = p_v \left(\frac{M}{M_L} \frac{m_L}{m} \right) \quad (3)$$

Sendo p_v a pressão normal de vapor do constituinte em questão; M a massa do constituinte no líquido; M_L a massa do líquido remanescente; m o peso molecular do constituinte; m_L o peso molecular médio do líquido remanescente.

Embora a volatilidade a baixas temperaturas seja desejável para a partida, o bloqueio de vapor, que é um sério obstáculo no suprimento de combustível, devido a uma rápida formação de vapor no sistema de fornecimento de combustível, é claramente indesejável na temperatura normal de funcionamento.

Outro fator indesejável é a perda por evaporação no tanque de combustível por combustíveis de alta volatilidade provocando problemas com a poluição do ar. Em contrapartida, baixa volatilidade do combustível pode provocar diluição do óleo lubrificante pelo combustível não evaporado, reduzindo a viscosidade do mesmo.

4.2 TIPO DE MISTURA

Os motores do ciclo Otto podem ser classificados como: motores de mistura homogênea (distribuição uniforme da mistura ar-combustível na câmara de combustão) e motores de carga estratificada (distribuição não-uniforme da mistura ar-combustível na câmara de combustão).

4.2.1 Motor de Mistura Homogênea

Os motores de mistura homogênea devem preparar e queimar uma mistura devidamente homogeneizada, devendo diminuir, ao máximo, as variações inevitáveis desse grau de homogeneidade. Esses motores podem trabalhar com mistura estequiométrica ou pobre, dependendo de seu projeto. No caso de se buscar menores índices de emissões e consumo de combustível, a estratégia de empobrecimento da mistura homogênea deve ser feita de maneira criteriosa, pois o empobrecimento da mistura na região da vela de ignição aumenta a probabilidade de falhas do motor. Por isso, os primeiros motores de queima pobre utilizavam câmara auxiliar.

Automotive Engineering (1974), apresentou uma matéria sobre o motor Honda CVCC (compound vortex controled-combustion) que utilizava câmara auxiliar, que normalmente era de 4 a 12% do volume do cilindro, onde a mistura pobre era introduzida no cilindro através do sistema de alimentação convencional, enquanto que uma mistura rica era formada na câmara auxiliar, onde se localizava a vela de ignição. Nessa mesma matéria, há um comentário explicando que embora seja aparente uma estratificação de carga, isso é incidental, pois isso, a princípio, tem o intuito apenas de garantir a queima da mistura homogênea excessivamente pobre na câmara principal.

4.2.2 Motor de Carga Estratificada

A estratificação pode ser feita com ou sem o auxílio de câmara auxiliar, onde de qualquer forma, a estratificação, a priori, se dará pela admissão de ar fresco para o interior do cilindro, e ao final da fase de compressão haverá uma concentração de mistura rica em torno da vela, seja por meio de injeção direta na câmara de combustão ou pela injeção na câmara auxiliar. No caso do motor anterior, a estratificação será realmente consolidada quando possivelmente não houver

admissão de mistura pelo sistema principal (AUTOMOTIVE ENGINEERING, 1974).

4.2.3 Efeito das Condições Operacionais Sobre o Requisito de Mistura

Os requisitos de mistura para os motores de ignição por centelha podem mudar substancialmente em função das condições operacionais do motor, como: partida a frio, aquecimento, marcha lenta, carga parcial, plena carga e acelerações, conforme mostrado a seguir:

4.2.3.1 Partida a frio

Durante a partida a frio, a baixa taxa de evaporação do combustível torna a mistura na câmara de combustão muito pobre, devido à remoção de uma fração do combustível gasoso devido ao contato com as superfícies ainda frias do motor. Para compensar esse empobrecimento e facilitar a partida, promove-se um débito suplementar de combustível, variável conforme estratégia do fabricante.

4.2.3.2 Fase de aquecimento

Após a partida a frio, o motor ainda precisa de um enriquecimento da mistura até que o coletor de admissão, o cabeçote e a parede dos cilindros atinjam uma temperatura capaz de alcançar uma máxima eficiência no processo evaporativo do combustível.

4.2.3.3 Marcha Lenta

Nessa condição o motor está operando com a borboleta fechada, sem carga aplicada ao motor. Todo o torque produzido pelo motor é suficiente apenas para manter o motor operante.

Devido ao cruzamento das válvulas de admissão e descarga e como a pressão no interior do cilindro ao final do curso de descarga é maior que a pressão no coletor de admissão, parte dos gases resultantes da combustão penetra no coletor de admissão, diluindo a mistura fresca, diminuindo a taxa de queima da mistura. Para compensar, faz-se um enriquecimento da mistura.

4.2.3.4 Cargas Parciais

Regime compreendido desde a abertura da borboleta até aproximadamente $\frac{3}{4}$ da abertura total. Normalmente os motores convencionais trabalham com mistura estequiométrica nesse regime, mas alguns motores à gasolina e de queima pobre estão aptos a trabalhar com relação ar-combustível entre 18:1 e 25:1 nesse regime.

4.2.3.5 Plena Carga

Regime de carga obtida com a borboleta aberta mais de $\frac{3}{4}$ de sua abertura total. O enriquecimento da mistura é fundamental nesse regime devido ao requisito de potência.

4.2.3.6 Acelerações

O potencial de evaporação é fortemente afetado pelo nível de pressão no coletor de admissão. O aumento repentino na pressão do coletor provocado pela abertura rápida da borboleta de aceleração provoca baixos níveis de evaporação de combustível nas paredes do coletor, do cabeçote, e do cilindro, necessitando de enriquecimento da mistura.

4.2.3.7 Desaceleração

O processo de evaporação na desaceleração é o inverso da aceleração, uma vez que o nível de evaporação é aumentado com a queda repentina de pressão no coletor de admissão, conseqüentemente a mistura tende a ficar mais rica.

Como esse enriquecimento é desnecessário nessa condição, adota-se a estratégia *dash-pot* (desaceleração progressiva) ou *cut-off* (bloqueio momentâneo no suprimento de mistura ou combustível) para a eliminação desse inconveniente enriquecimento, que além de emitir altos índices de poluentes, pode danificar o catalisador dos veículos equipados com o mesmo.

4.3 DINÂMICA DA ADMISSÃO

4.3.1 Influência do Coletor de Admissão

O coletor de admissão tem uma importância fundamental no processo de formação de mistura, e conseqüentemente, no desempenho do motor. A escolha do coletor deve ser feita de forma criteriosa em função dos requisitos de projeto do

motor, ou seja, requisito de alto torque em baixas rotações, requisito de potência em altas rotações, etc, uma vez que tais requisitos podem ser conflitantes entre si. A eficiência volumétrica e a Mep (pressão média efetiva) são afetadas pela dinâmica do sistema de admissão. Em geral, um coletor de admissão deve atender a diversos requisitos, como por exemplo:

- Promover uma distribuição uniforme de mistura para todos os cilindros do motor;
- Promover uma rápida descarga de mistura para os cilindros;
- Promover baixa perda de carga;
- Promover baixo acúmulo de filme de combustível não vaporizado;

Para isso alguns critérios devem ser adotados:

4.3.1.1 *Comprimento do Coletor*

Segundo Heisler (1995), quando se fixa o diâmetro do coletor de admissão observa-se que (Figura 03):

- Um coletor longo possui uma área de atrito maior que a de um coletor curto, provocando maior resistência ao fluxo de ar ou mistura;
- Uma maior área de atrito também corresponde a uma maior área para troca de calor;
- O valor de pico da eficiência volumétrica é alcançado a menores rotações quando se aumenta o comprimento do coletor;
- O valor de pico da eficiência volumétrica é maior no coletor longo do que o valor de pico para o coletor curto;

Figura 03 – Coletor de comprimento variável. (HEISLER, 1995)

4.3.1.2 Diâmetro do Coletor

Segundo Heisler (1995), quando se fixa o comprimento do coletor de admissão observa-se que (Figura 04):

- Um coletor de maior diâmetro possui uma área de troca de calor maior que a de um coletor de menor diâmetro;
- Um coletor de menor diâmetro aumenta a velocidade de escoamento do fluido diminuindo a rotação onde ocorre o pico da eficiência volumétrica;
- O valor de pico da eficiência volumétrica praticamente não parece variar com o diâmetro do coletor, somente a rotação em que ocorre;

Figura 04 – Coletor de diâmetro variável. (HEISLER, 1995)

Lenz (1992) mostrou um ensaio feito com um motor cujo coletor de admissão era de variação contínua do comprimento, onde se notou uma apreciável melhora na dinâmica da admissão, gerando maior desempenho do motor. A Figura 05 mostra a relação entre a pressão média efetiva (Mep) e a rotação do motor para esse tipo de coletor e para o mesmo motor com coletor comum..

Figura 05 – Comparação entre um coletor de comprimento continuamente variável e um convencional. (LENZ, 1992)

Analisando a figura acima, pode-se perceber o melhor desempenho do sistema de coletor de variação contínua em todos os regimes de rotações ensaiados.

4.3.2 Influência do Duto de Admissão do Cabeçote

O projeto do cabeçote tem uma vital importância no processo de formação de mistura, onde a geometria e dimensões de seus componentes são responsáveis pela garantia de que a mistura estará nas condições ideais de queima prevista pelo projeto do motor. Fatores como: dimensões e geometria do duto de admissão, válvula(s) de admissão, câmara de combustão, diagrama de válvulas, etc., devem ser cuidadosamente analisados.

Diversas formas de duto de admissão foram desenvolvidas para garantir os níveis de turbulência desejados:

4.3.2.1 Geração de Fluxo Rotacional Horizontal (FRH)

FRH é o fluxo rotacional da carga no interior do cilindro em torno de seu eixo, produzido pelo posicionamento do duto de entrada para um lado do eixo do cilindro, a fim de induzir um fluxo de carga tangencial à parede do cilindro, ou mesmo pela adição de elementos direcionadores de fluxo capazes de gerar o mesmo efeito (Figura 6).

Para fins quantitativos, define-se a taxa de FRH como a velocidade rotacional da carga (velocidade angular) dividida pela velocidade rotacional do virabrequim. O FRH também é conhecido como “*swirl*”, utilizado sem tradução em algumas literaturas.

Figura 6 – Duto de admissão helicoidal para geração de FRH (*swirl*). (HEISLER, 1995)

4.3.2.2 Geração de Fluxo Rotacional Vertical (FRV)

FRV é o fluxo rotacional da carga no interior do cilindro em torno de um eixo horizontal em forma de loop, que normalmente se estende até o final da fase de compressão, produzido pelo posicionamento do duto de admissão e pela inclinação da (s) válvula (s) de admissão. O FRV é geralmente característico de câmaras em forma de telhado (*pentroof*). O FRV também é conhecido como “*tumble*”, como pode ser observado na Figura 7.

Figura 7 – Fluxo Rotacional Vertical (HEISLER, 1995)

4.3.2.3 Duto de Admissão de Fluxo Direto

O ar ou a mistura fresca é induzido a passar por um duto geralmente de paredes paralelas (Figura 08), provocando um fluxo direto através da válvula de admissão devidamente posicionada para garantir a geração de FRH no interior do cilindro. Quando a câmara possui duas ou mais válvulas de admissão, esse tipo de duto é geralmente utilizado para a geração de FRV.

Figura 08 - Duto de admissão de fluxo direto. (HEISLER, 1995)

4.3.2.4 Duto de Admissão de Parede Semicircular

O ar ou a mistura fresca é forçado a fluir por um duto de entrada de parede levemente encurvada (Figura 9) a fim de promover um fluxo semicircular até a válvula, por onde passa, provocando um movimento em forma de espiral descendente no interior do cilindro.

Figura 9 - Duto de admissão de parede semicircular. (HEISLER, 1995)

4.3.2.5 Duto de Admissão com Válvula Restrita

O ar ou a mistura fresca é normalmente forçado a fluir por um duto de fluxo direto, onde o direcionamento do fluxo é feito por uma máscara de restrição na válvula de admissão (Figura 10).

Figura 10 - Duto de admissão com válvula restrita. (HEISLER, 1995)

4.3.2.6 Duto de Admissão Helicoidal

Nessa configuração, o FRH é gerado no interior do duto de admissão, acima da sede da válvula de admissão, sendo então, a mistura descarregada no interior do cilindro, normalmente utilizado em motores de queima pobre (Figura 6, p. 17).

4.3.2.7 Duto de Admissão com Paredes de Deflexão

A mistura é forçada a fluir por um duto de inclinação acentuada, tendo uma parede que restringe o fluxo em uma extremidade da válvula de admissão, onde a descarga de mistura é feita em direção à vela de ignição.

Segundo Heisler (1995), uma característica muito importante desse tipo de duto é sua interação com a geometria da câmara de combustão, que produz o movimento de rotação mais significativo do que o movimento descendente, garantindo um intenso FRH durante o curso de admissão (Figura 11).

Figura 11 - Duto de admissão com paredes de deflexão. (HEISLER, 1995)

4.3.3 Influência da configuração da Válvula de Admissão

Como já foi dito antes, a baixa eficiência volumétrica dos motores de combustão interna certamente é o fator mais importante no fornecimento de mistura aos cilindros. A eficiência volumétrica pode ser definida como a massa de mistura fresca que entra no cilindro, em um curso de aspiração, dividida pela massa de mistura que encheria o espaço correspondente ao deslocamento do pistão, para uma determinada densidade da mistura, expressa algebricamente por:

$$e_v = \frac{2M_i}{NV_d\rho_i} \quad (4)$$

Sendo e_v é a eficiência volumétrica; M_i massa de mistura fresca por unidade de tempo; N rotações por unidade de tempo; V_d volume de deslocamento total do motor; ρ_i a densidade da mistura de admissão.

Nos motores cujos cruzamentos de válvulas são variáveis, as diferentes combinações de cruzamentos das válvulas são otimizadas para obter-se a máxima eficiência volumétrica para as diferentes condições de funcionamento do motor. Seja de forma eletrônica ou mecânica, esse tipo de configuração permite que se trabalhe com um cruzamento de válvulas de zero grau para o regime de marcha lenta impedindo o refluxo de gases queimados para o coletor de admissão permitindo o emprego de misturas mais pobres nessa condição, diminuindo-se também a variação de pressão no cilindro ciclo a ciclo (variação cíclica), como mostrado por HENRY

(2001). Na medida em que se aumenta a rotação do motor aumenta-se o cruzamento de válvulas, melhorando-se a eficiência volumétrica do motor.

No caso do sistema de acionamento eletrônico das válvulas, pode-se ainda aumentar a permanência de abertura de cada válvula, algo que não se pode fazer com o sistema mecânico.

Mas até se chegar a essa tecnologia muitas tentativas foram feitas no intuito de se melhorar a eficiência volumétrica dos motores de ignição por centelha sem o comprometimento dos níveis de turbulência exigidos para uma ótima homogeneização da mistura antes da queima.

Lee (1938) ensaiou diferentes tipos de escoamentos de ar de admissão por meio de válvulas restritas com máscara de restrição de 180° sob diferentes posicionamentos, para um motor de injeção direta de combustível, como mostrado na Figura 12, p. 23.

Observou-se que a velocidade de escoamento era o dobro da velocidade obtida com válvulas sem restrição. As taxas de FRH obtidas pelos arranjos B e E foram iguais e menores que as dos arranjos A e C. Altos índices de turbulência foram atingidos, provavelmente porque em cada caso uma válvula descarregava em direção à outra.

Nesse experimento concluiu-se que:

- O movimento do ar criado no cilindro na fase de admissão continuava durante a fase de compressão auxiliando na distribuição do jato de gasolina injetada no cilindro;
- A velocidade de indução de ar era aproximadamente proporcional à rotação do motor e inversamente proporcional à área de entrada da válvula de admissão;
- A máxima taxa de FRH era alcançada em torno de 110° do eixo do virabrequim após o começo da fase de admissão, sendo esse movimento encontrado até o final da fase de exaustão;
- Quando as válvulas eram postas a garantir um fluxo direto, como na configuração F, era gerado FRV, que se estendia até o final da fase de compressão;

É importante notar que nessas experiências eram mantidas rotações muito baixas, onde a eficiência volumétrica não era um problema. Possivelmente seus resultados

não podem ser extrapolados para altas rotações, onde as perdas de cargas são consideráveis. Portanto, a utilização de válvulas restritas só seria interessante para baixas rotações, mas inviáveis para altas (LEE, 1938).

No caso dos motores com duas válvulas de admissão, a solução para o problema de perda de eficiência volumétrica parece ter sido feita pela utilização de borboleta de restrição em um dos dutos de entrada, de forma que essa possa ser aberta quando necessário.

Figura 12 – Diferentes combinações de múltiplas válvulas de admissão restritas (LEE, 1938)

Urushihara et al. (1996) mostraram que as taxas de FRH e FRV são maiores na utilização de duplo duto de entrada com borboleta restritiva em um deles, do que na utilização de válvulas restritas.

Automotive Engineer (1977) mostrou outra estratégia para se aumentar a indução de FRH, através da utilização de uma pequena válvula auxiliar (cerca de 10 mm para um diâmetro de 80 mm) na câmara de combustão, que está ligada a um by-pass de menor diâmetro, aumentando a velocidade de escoamento a baixas rotações (Figura 13, p. 24).

Figura 13 – Geração de FRH por meio de válvula auxiliar. (AUTOMOTIVE ENGINEER, 1977)

Outra forma é utilizar dutos de admissão variáveis (Figura 14, p. 25), onde duas ou mais válvulas de admissão têm o fluxo de ar ou de mistura ar-combustível controlados simultaneamente por uma borboleta de restrição, onde por meio de uma passagem auxiliar em apenas um dos dutos, um fluxo será estabelecido. Ou seja, em baixas rotações a borboleta de restrição encontra-se fechada, bloqueando o fluxo no duto principal, havendo apenas fluxo na passagem auxiliar, que se comunica com apenas uma das válvulas de admissão. Em rotações mais elevadas a borboleta de restrição encontra-se aberta, permitindo fluxo livre por todas as válvulas de admissão.

Figura 14 – Duto de admissão variável. (AUTOMOTIVE ENGINEERING, 1987)

Outro aspecto importante da configuração das válvulas de admissão é a relação entre o momento de abertura das válvulas e o de injeção de combustível, no caso de injeção PFI (injeção no duto de admissão).

Brehm e Whitelow (1999) analisaram o comportamento do motor com injeção no duto de admissão com válvula de admissão aberta, e com válvula fechada, e concluíram que:

- Injeção de combustível com válvula fechada, tem vantagens sobre injeção com válvula aberta, com o motor aquecido e em condições de mistura homogênea;
- Injeção de combustível com válvula aberta tem vantagens sobre injeção com válvula fechada na fase de aquecimento, quando a evaporação do combustível ainda é deficiente e acumula combustível líquido na válvula de admissão, e nas condições transitórias, assim como em plena carga.

5 FORMAÇÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Algumas características dos motores tais como: torque, potência, consumo de combustível, etc., são profundamente afetadas pela taxa de compressão, forma da câmara de combustão, número e tamanho das válvulas de admissão e descarga e posição da vela de ignição. Dessa forma, não se pode falar de câmara de combustão sem falar de todos esses fatores. Um exemplo importante dessa conexão é o “duto de admissão com paredes de deflexão”, visto na sessão 4.3.2.7, que mostra uma forte relação entre o projeto do duto de admissão e da câmara de combustão.

Os motores à gasolina com injeção direta de combustível (GDI) possuem câmaras de combustão projetadas para que o processo de formação de mistura se dê exclusivamente em seu interior (ver sessão 7.2, p. 63), mas mesmo nos motores cuja preparação da mistura se inicia fora da câmara de combustão, a etapa final desse processo certamente se dá em seu interior. O direcionamento do fluxo de mistura que entra no cilindro para as regiões mais aquecidas da câmara, os mecanismos de geração de turbulência, são recursos comumente utilizados para tentar garantir uma completa atomização na etapa final do processo de formação da mistura (ZHAO et al., 1999).

Heywood (1988) mostrou que o fluxo turbulento de carga no interior do cilindro torna o processo de mistura e as taxas de transferência de calor inúmeras vezes maior do que no processo de difusão molecular. O autor sugere ainda recursos para geração de turbulência no interior do cilindro, como por exemplo a criação de áreas de compressão (*squish*) para intensificar os níveis de turbulência na fase final do curso de compressão.

5.1 ÁREA DE COMPRESSÃO E RESFRIAMENTO (*SQUISH* E *QUENCH*)

A área de compressão e resfriamento é a porção paralela do pistão e o cabeçote que quase se tocam na fase final do curso de compressão. Essas superfícies possuem grandes áreas relativas ao pequeno volume contido entre elas. Conseqüentemente, há uma grande transferência de calor da mistura com essas superfícies (HEISLER, 1995).

Normalmente, a área de compressão (*squish area*) e de resfriamento (*quench area*) são coincidentes, diferenciando-se apenas pela funcionalidade (Figura 15). O fluxo radial gerado durante a compressão é chamado de “fluxo radial de compressão” (FRC), e o fluxo radial em sentido contrário ao FRC, gerado durante a expansão é chamado de “fluxo radial de expansão” (FRE).

Figura 15 – Área de compressão.(HEISLER, 1995)

O FRC também é conhecido como “*squish*”, enquanto que o FRE é conhecido como “*reverse squish*”.

5.2 RELAÇÃO SUPERFÍCIE / VOLUME

Para minimizar as perdas de calor na câmara de combustão e as emissões de hidrocarbonetos não queimados, a área superficial da câmara deve ser minimizada em relação ao seu volume. A relação superfície-volume é dada pela área da superfície da câmara dividida pelo volume da mesma.

Um dos gráficos mostrados na Figura 16 traz a relação entre a emissão de hidrocarbonetos e a relação superfície / volume de uma câmara de combustão, onde é mostrado que quanto maior for a relação superfície / volume, maiores serão as emissões de hidrocarbonetos. Pode-se observar que o aumento da razão de compressão implica na diminuição do volume da câmara de combustão, para um dado curso do pistão e diâmetro do cilindro. Isto aumenta sua relação superfície-volume, resultando em maiores índices de emissões de hidrocarbonetos.

Figura 16 – Relação superfície-volume. (HEISLER, 1995)

5.3 RELAÇÃO CURSO / DIÂMETRO

É a relação entre o curso do pistão no interior do cilindro e seu respectivo diâmetro. Quando essa relação é 1 o motor é dito quadrado; quando menor que 1 é dito super-quadrado; quando maior que 1 é dito sub-quadrado.

Uma maior relação curso / diâmetro acarreta uma menor relação superfície / volume, conseqüentemente menor emissão de hidrocarbonetos.

Outros fatores como capacidade do cilindro e número de cilindros, também afetam a relação superfície / volume, como pode ser visto na Figura 16.

6 A COMBUSTÃO NOS MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

Devido à grande rapidez com que ocorre a combustão e às temperaturas muito elevadas, a observação dos processos químicos envolvidos é muito difícil. Apesar do prosseguimento das pesquisas nesse campo, as teorias sobre combustão e propagação da chama permanecem ainda bastante especulativas.

Segundo Taylor (1976), a composição química dos gases não queimados e a dos produtos da combustão podem ser determinadas após resfriamento. Entretanto a evidência experimental indica que a transição entre esses estados envolve inúmeros compostos intermediários. Ele cita que uma possível teoria, é a que considera a combustão da mistura dependente das reações em cadeia, nas quais uns poucos constituintes altamente ativos (radicais) provocam reações que geram constituintes ativos adicionais somados aos produtos finais, multiplicando assim o número de reações até que a combustão seja completa, ou até que um ponto em que as reações de destruição das cadeias sejam mais fortes que as da formação de cadeias. Na frente de chama, as reações de formação da cadeia podem apenas atingir certa distância no interior da carga relativamente fria e não queimada antes de se partirem e, dessa forma, estabelece-se uma chama definida. Entretanto, se o gás não queimado se tornar quente o suficiente para manter a reação, o gás restante terá uma rápida auto-ignição. Na combustão normal de uma mistura homogênea, por exemplo, a que ocorre a volume praticamente constante, define-se uma frente de chama que se propaga desde a vela de ignição até as extremidades do cilindro, mas isso não se dá de forma tão simples, pois a elevação de pressão dos gases queimados comprime a parte não queimada da carga. Por essa razão, a carga não queimada próxima à frente de chama move-se em relação à câmara, sendo o movimento da chama, a soma do movimento da chama para o interior de parte não queimada da carga e o movimento

relativo à forma como a frente de queima é empurrada pela expansão dos gases queimados.

Judge (1965), mostra uma ilustração que representa as três regiões básicas de uma câmara de combustão, através das quais todo o processo de combustão se desenvolve (Figura 17).

Figura 17 – Regiões da Câmara de Combustão (JUDGE, 1965)

A primeira região é conhecida como “região de ignição”. Nessa região os materiais que compõem a câmara de combustão ficam por mais tempo expostos aos gases da combustão, onde os mesmos atingem máxima temperatura. O ideal é que essa região seja protegida contra perda de calor. A construção de câmara de combustão que utiliza vela de ignição próxima da válvula de descarga, além de aquecer a mistura para o início da combustão e aumentar a taxa de queima, ameniza as perdas de calor nessa região (JUDGE, 1965).

A segunda região é conhecida como “região de choque”, porque nessa etapa da combustão o pistão passa pelo ponto morto superior, e as partes móveis do motor estão sob grandes esforços mecânicos, devido às pressões atingidas nessa etapa. É desejável que a taxa de queima, e portanto, a taxa de elevação de pressão nessa região seja reduzida (JUDGE, 1965).

A terceira região é conhecida como “região de detonação”, onde a relação superfície / volume local deve ser alta, para um controle satisfatório do fenômeno de

detonação, por isso, também se costuma instalar a válvula de admissão nessa região (JUDGE, 1965).

Diversos trabalhos foram feitos a fim de se compreender melhor o processo de combustão nos motores de ignição por centelha (JANEWAY, 1929; ZINNER, 1939; ROTHROCK e SPENCER, 1939; ROTHROCK e BIERMANN, 1940; CARIS et al., 1955, etc.), por isso, os tópicos desse capítulo apresentarão alguns desses trabalhos.

6.1 VELOCIDADE E PERCURSO DA FRENTE DE CHAMA, TAXA DE QUEIMA E DESENVOLVIMENTO DE PRESSÃO

O desenvolvimento de pressão no cilindro do motor e sua conseqüente performance, dependem da natureza da frente de chama, de sua velocidade, assim como da relação ar / combustível (ou combustível / ar), do grau de homogeneidade da mistura, avanço da centelha, rotação do motor, das ondas de choque, pré-ignição, efeito de detonação, etc.

Para fins de análise das curvas de pressão-tempo ou pressão-ângulo de manivela, costuma-se definir as seguintes grandezas:

Ângulo de queima (ou período de queima): período entre a centelha e o máximo de pressão;

Ângulo de atraso (ou período de atraso): período entre a ocorrência da centelha e o surgimento de uma elevação mensurável de pressão acima da pressão de compressão (arrastamento);

Ângulo efetivo de queima (ou período): ângulo de queima menos o ângulo de atraso;

Velocidade média da chama: distância do ponto de disparo da centelha até a parte mais remota da câmara de combustão dividida pelo período de queima;

Segundo Heisler (1995), após a frente de chama atingir a parede do cilindro, ainda restará cerca de 25% da carga a ser queimada. Nesse estágio (pós-combustão), a taxa de queima, diminuída pela carência de oxigênio, as trocas de calor com a parede e a superfície mais fria do pistão, provoca um rápido decréscimo da curva de pressão.

6.1.1 Efeito da Rotação do Motor

Trabalhos desenvolvidos por Maevin et al. (1936); Rothrock e Spencer (1939); mostram que a velocidade da chama aumenta quase que proporcionalmente ao aumento da rotação do motor, bem como o aumento da taxa de queima, por causa do aumento dos níveis de turbulência no sistema de admissão e interior da câmara. Dessa forma, o ângulo de queima permanece praticamente constante.

Sem essa característica, os motores de ignição por centelha não poderiam operar a velocidades do pistão muito elevadas, como as usadas nos motores atuais.

Segundo HEISLER (1995), Velocidades típicas da frente de chama nos motores atuais encontram-se entre 15 m/s em marcha lenta e 70 m/s a 6000 rpm.

6.1.2 Efeito da Pressão de Admissão

A velocidade da chama aumenta com o aumento da pressão inicial de admissão, justificado pela diminuição do ângulo de queima medido no eixo do virabrequim. Isso explica por que é necessário avançar a centelha para os motores que operam em cidades de grandes altitudes (FIOCK et al., 1940).

6.1.3 Efeito da Razão Entre as Pressões de Descarga e Admissão

A diluição da carga com um gás inerte reduz a velocidade da chama, por isso, o aumento da relação entre a pressão de descarga para a de admissão aumenta a fração de gás queimado presente na carga, e dessa forma, reduz a velocidade da chama, implicando na necessidade do avanço da centelha (FIOCK et al., 1940).

6.1.4 Efeito da Relação Combustível / ar

A velocidade da chama aumenta com o enriquecimento da mistura. Para misturas muito pobres a velocidade da chama pode ser tão lenta a ponto de se extinguir. O limite de pobreza depende da composição do combustível, do projeto do motor e das condições de operação.

Gerrish e Voss (1940), mostraram o efeito da relação combustível-ar no avanço da centelha e na performance do motor (Figura 18). Nesse ensaio a Imep máxima se deu para uma relação combustível / ar de 0.082 ($A/C = 12,2$). Nota-se que para misturas mais ricas o avanço da centelha não tem efeito significativo sobre a performance do motor, bem como o consumo específico, enquanto que para misturas

mais pobres o avanço da centelha tem expressivo efeito sobre a performance e consumo específico do motor.

Figura 18 - Efeito da relação combustível / ar no avanço da centelha e performance do motor (GERRISH e VOSS, 1940)

6.1.5 Efeito do Número e Posições das Velas de Ignição na Câmara de Combustão

Marvin et al. (1935), levantaram a curva de pressão no interior do cilindro contra o ângulo de manivela para um motor com o avanço da centelha fixo, para diversas velas em diferentes posições, operando simultaneamente ou individualmente. A Figura 19 mostra sete ensaios feitos com diferentes configurações de velas, onde fica nítida a vantagem de se utilizar uma vela centralizada, pois se obtém maiores níveis de pressões no cilindro, devido ao menor percurso da frente de chama, gerando maior taxa de elevação de pressão no interior da câmara de combustão. Esse efeito também é notado nos ensaios 6 e 7, onde foram utilizadas duas velas opostas. Eles também

mostraram que uma vela de eletrodo mais longo gera uma taxa de elevação de pressão maior do que a encontrada com uma vela de eletrodo mais curto, embora isso não diminua o período de queima.

É importante observar que, embora o efeito da posição da vela de ignição no interior da câmara seja significativo, ele está essencialmente relacionado ao menor ângulo de queima e à maior taxa de elevação de pressão, pois essas propriedades podem ser manipuladas de outras formas, como por exemplo: aumentando-se a velocidade da frente de chama por meio de geração de maior índice de turbulência da mistura previamente preparada.

Figura 19 – Efeito do número e posições das velas de ignição sobre a performance do motor (MARVIN et al., 1935)

Diggs (1953), mostrou que o tempo de queima com dezessete velas de ignição igualmente distribuídas na câmara de combustão de seu motor, era aproximadamente a metade do tempo obtido com uma só vela posicionada para se ter o menor tempo de queima possível.

Swett jr. (1949), mostrou que a vela de ignição no interior da câmara de combustão, para gerar ignição satisfatória (sem falhas) deve estar localizada numa região de baixa velocidade do fluxo de mistura e de baixa turbulência.

6.2 PRÉ-IGNIÇÃO

Muitos estudos têm sido feitos para se entender o mecanismo da pré-ignição e os efeitos dos diversos tipos de combustíveis nesse fenômeno. Alguns mecanismos de prevenção têm sido buscados para evitar esse fenômeno nocivo aos motores de combustão interna, tais como: a redução da temperatura da câmara de combustão em altas rotações e em plena carga, por meio do enriquecimento da mistura; ajuste adequado do grau térmico das velas de ignição; redução do acúmulo de depósitos na câmara, etc.

Segundo Mogi et al. (1998), pré-ignição é a ignição da mistura ar-combustível pelo contato com superfícies superaquecidas na câmara de combustão, como: vela de ignição, depósitos, etc. Eles mostraram que a pré-ignição ocorre preferencialmente a altas razões de compressão e λ em torno de 1 (Figura 20).

4800 RPM WOT Combustível de 96 octanas

Figura 20 – Efeito da relação ar-combustível sobre os fenômenos de pré-ignição e detonação (MOGI et al., 1998)

6.3 DETONAÇÃO

Embora pré-ignição e detonação sejam os efeitos do mesmo tipo de combustão anormal e ocorrerem geralmente sob condições semelhantes, eles são substancialmente fenômenos diferentes.

A detonação é o efeito da ignição espontânea dos gases não queimados na região de detonação da câmara de combustão (*end zone*), onde altos gradientes de temperatura e pressão são gerados durante o curso da frente de chama, acarretando na propagação de ondas de pressão de altas amplitude e frequência no interior da câmara de combustão.

Mogi et al. (1998) também apresentaram uma proposta de prevenção de pré-ignição pela estratégia de controle de detonação, porque eles perceberam que a detonação sempre precede a pré-ignição (Figura 20). Dessa forma, ao se detectar o início da detonação, a mistura deve ser imediatamente enriquecida para promover o resfriamento dos pontos quentes no interior da câmara de combustão.

Lee (1938), mostrou que o aumento da temperatura da mistura é acompanhado de um acentuado decréscimo da taxa de compressão necessária para a ocorrência de detonação.

Rothrock e Biermann (1940), mostraram que a detonação depende da densidade e temperatura do gás na região de detonação da câmara de combustão, onde a densidade máxima do gás nessa região, imediatamente antes de detonar é dada por:

$$\rho_3 = \frac{Rp_1}{KT_1} \left(1 + \frac{H}{c_v T_1 R^{\gamma-1}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (5)$$

Sendo ρ_3 a densidade do gás imediatamente antes de detonar; p_1 é a pressão do ar de admissão; T_1 a temperatura do ar de admissão; γ o coeficiente adiabático; c_v é o calor específico da mistura a volume constante; R é a taxa de compressão; H e K são constantes.

O valor máximo da temperatura do gás extremo seria então dado por:

$$T_3 = T_1 R^{\gamma-1} \left(1 + \frac{H}{c_v T_1 R^{\gamma-1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (6)$$

Sanders e Peters (1945), mostraram testes feitos com um combustível de 100 octanas em um motor refrigerado a ar, sob duas condições distintas de relação combustível-ar. A temperatura do cabeçote praticamente não teve efeito sobre a detonação quando misturas ricas foram usadas, mas mostrou uma considerável influência sob misturas pobres. (Figura 21).

Figura 21 – Influência da temperatura do cabeçote sobre o fenômeno de detonação, para misturas ricas e pobres (SANDERS e PETERS, 1945)

6.4 EMISSÕES DE POLUENTES

Segundo Pagliuso (2003), poluentes são substâncias que existem em concentrações inadequadas, em determinados momentos e locais, que por vezes ultrapassam a capacidade de reciclagem natural do planeta.

Os poluentes do ar podem ser divididos basicamente em duas categorias, a dos poluentes gasosos e a dos materiais particulados. Nesta segunda categoria estão incluídos tanto sólidos como líquidos.

De modo geral, todo processo de combustão libera água, dióxido de carbono, monóxido de carbono, hidrocarbonetos, óxidos de nitrogênio, etc.

O dióxido de carbono não é considerado tecnicamente um poluente por ter pouco efeito direto sobre a vida e a propriedade, porém tem sido apontado como um dos responsáveis pelo principal aumento do efeito estufa que pode conduzir a um aumento geral da temperatura do planeta.

O monóxido de carbono é produto da oxidação parcial do carbono durante o processo de combustão devido à falta de oxigênio na mistura ou mesmo pela sua não homogeneidade.

Os óxidos de nitrogênio são produtos da oxidação do nitrogênio quando a temperatura na câmara excede 900°C.

As emissões de hidrocarbonetos são consequência da queima incompleta dos combustíveis durante o processo de combustão.

O *Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores* (PROCONVE) - Resolução n.º 18/86 do *Conselho Nacional do Meio Ambiente* (CONAMA), a partir de 1988, estabeleceu limites máximos de emissão de gases poluentes (CO, HC, NO_x, CHO, emissões evaporativas e material particulado) que devem ser respeitados por todo veículo produzido no país ou importado. Estes limites são modificados de tempos em tempos e se tornam cada vez mais rigorosos.

Esses poluentes causam vários efeitos sobre a saúde humana, a saber:

Monóxido de Carbono (CO): Liga-se a hemoglobina, substância do sangue que leva oxigênio ao corpo, formando a carboxihemoglobina e diminuindo a oxigenação do sangue. Causa tontura e vertigens e pode ser fatal em ambiente fechado.

Hidrocarbonetos (HC): Considerados carcinogênicos e mutagênicos. Provocam irritação nos olhos, nariz, pele e aparelho respiratório.

Aldeídos (CHO): Irritação dos olhos, nariz, garganta e possível agente carcinogênico.

Óxidos de Nitrogênio (NO_x): Desconforto respiratório, diminuição da resistência a infecções e alterações celulares.

Os gráficos da Figura 22 mostram os valores impostos pela norma de controle de emissões para diferentes épocas e os respectivos valores conseguidos pelos veículos com diferentes combustíveis no país:

Figura 22 – Controle de emissões. (<http://www.ambiente.sp.gov.br>)

6.5 INFLUÊNCIA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO SOBRE A PERFORMANCE E EMISSÕES DO MOTOR

Caris et al. (1955) afirmaram que o aumento da rotação diminui o “requerimento de octanas” (número de octanas mínimo requerido de um combustível para que o motor opere na iminência de detonar em um dado regime), diminuindo as chances de ocorrer detonação. Isto pode ser visto na Figura 23, que compara dois tipos de câmara de combustão, uma plana (X) e outra em forma de cunha (Y). Na medida em que se aumenta a rotação do motor diminui-se a tendência a detonar, fato justificado pelo aumento do nível de turbulência na câmara de combustão que aumenta a velocidade da frente de chama e diminui o tempo de queima. A influência da geometria da câmara de combustão é nitidamente percebida pelo fato da diferença dos requisitos de octanas entre a câmara em forma de cunha e a plana permanecer em torno de 10 octanas para todos os regimes de rotação. O menor percurso da frente de chama e a área de resfriamento na extremidade da câmara, oposta à vela de ignição, proporciona à câmara em cunha essa enorme vantagem relativa à câmara em disco.

Eles também mostraram a relação entre o requisito de octanas de uma câmara de combustão e o ângulo de queima, temperatura e pressão do gás na zona extrema (Figura 24), evidenciando uma relação linear entre o ângulo de queima e o requisito de octanas.

Ficou mostrado também que, um curto percurso da chama, altos níveis de turbulência e concentração da carga na região da vela de ignição, geram altas taxas de queima, diminuindo o tempo de queima.

Na Figura 25, Caria et al. (1956) mostram o efeito da geometria da câmara de combustão no período de queima para dois tipos de câmaras, uma do tipo plana (A) e outra do tipo côncava na cabeça do pistão (B). Observou-se que no tipo (A) era necessário 50° do eixo de manivela para a queima total da mistura, enquanto que o tipo (B) requeria apenas 27° .

A conclusão mais importante desse trabalho é que embora um tempo de queima mais curto aumente a temperatura e a pressão do gás na zona extrema da região de detonação, fatores estes que tendem a gerar detonação, a diminuição mais acentuada do próprio tempo de queima tem efeito dominante sobre tais variáveis, diminuindo assim o requisito de octanas.

Figura 23 – Efeito da rotação sobre o requisito de octanas (CARIS et al., 1956)

Figura 24 – Influência do requisito de octanas sobre o tempo de queima, temperatura e pressão do gás na zona extrema (CARIS et al., 1956)

Figura 25 – Efeito da geometria da câmara de combustão sobre o período de queima (CARIS et al., 1956)

A câmara “Y” da figura 23 e a câmara “B” da figura 25, embora tenham se mostradas eficientes em diversos aspectos, normalmente possuem áreas de resfriamentos bem maiores do que a da câmara “X” e da câmara “A”, ocasionando maiores índices de emissões poluentes (HEISLER, 1995).

Diggs (1953) também estudou as variáveis: pressão, temperatura, e tempo de queima, e também reportou efeitos similares. Ou seja, uma câmara de combustão que proporciona curto período de queima é também uma câmara que permite uso de combustível de menor octanagem.

Janeway (1929) mostrou que aumentar os níveis de turbulência na câmara, aumenta a taxa de queima, aumenta a velocidade dos gases não queimados, melhora a taxa de troca de calor com as superfícies da câmara e parede do cilindro e diminui a tendência a detonar.

Caris et al. (1956), mostraram que diminuir o espaçamento (*gap*) entre o topo do pistão e o cabeçote na área de compressão (*squish*), mantendo-se constante a razão de compressão, diminui o requisito de octanas (Figura 26).

O maior resfriamento provocado pelo FRE (fluxo radial de expansão) durante o avanço da frente de chama nessa região de menor volume (*gap*) pode extinguir a chama, ocasionando maiores índices de emissões poluentes (hidrocarbonetos não queimados) (HEISLER, 1995).

Figura 26 – Efeito do *gap* na área de compressão sobre o requisito de octanas (CARIS et al., (1956)

Heron e Felt (1950) também estudaram em detalhes esse efeito. Eles mostraram que no movimento de descida do pistão, a frente de chama é acelerada em direção da parede do cilindro, reduzindo o tempo de queima, onde o aumento da área de compressão e a diminuição do espaçamento, anteriormente citado, acentuam esse efeito.

Ueda et al. (1999) compararam o efeito da área de compressão inclinada (*slant squish*), ideal para câmara em forma de telhado (*pentroof*), com a área de compressão plana (convencional) sobre a performance do motor. Com a área de compressão inclinada (Figura 27), o requisito de octanas é diminuído, o torque é melhorado em todas as rotações, e o consumo específico diminuído (Figura 28). O FRE, com alta velocidade e turbulência, acelera a frente de chama em direção a parede do cilindro sobre a área de compressão (resfriamento), aumentando o efeito antidetonante, além de diminuir o ângulo de queima.

Figura 27 – Área de compressão inclinada e plana (UEDA et al., 1999)

Figura 28 – Efeito da área de compressão inclinada sobre a performance do motor (UEDA et al., 1999)

Fujimoto et al. (2002) mediram o efeito do pistão com 20 % de área de compressão na região da válvula de admissão (*intake squish piston*), assim como na área de descarga (*exhaust squish piston*) sobre o FRV, o FRC e o FRE no interior de cilindro, e suas respectivas influências no ângulo de queima e controle de detonação.

Figura 29 – Efeito da localização da área de compressão (FUJIMOTO et al., 2002)

Fujimoto et al. (2002) concluem que:

- Quando a área de compressão é localizada no lado da válvula de descarga, o FRV é colapsado ao final do curso de compressão, devido ao intenso fluxo vindo da área de compressão (FRC), enquanto que para a localização no lado da válvula de admissão o efeito do FRC, embora mais fraco, intensifica o FRV. Sendo que o FRE (gerado quando o pistão começa a descer) é mais intenso, acelerando a frente de chama em direção a parede do cilindro na etapa final do processo de combustão, que tem o efeito de diminuir o ângulo de queima;
- Com a área de compressão no lado da válvula de admissão, a alta taxa de troca de calor ao final da combustão, devido ao acentuado FRE, possui efeito antidetonante;

Em resumo, podem-se considerar alguns fatores que afetam o desenvolvimento da chama e sua propagação no interior da câmara de combustão, como: a geometria da câmara de combustão; a localização da vela de ignição; as características do fluxo de carga e sua correspondente geração de turbulência durante o processo de formação de mistura; o nível de turbulência durante a combustão; a relação ar / combustível; a diluição por gases queimados; a temperatura e pressão, etc.

A geometria da câmara de combustão determina o desenvolvimento da área superficial da frente de chama durante a combustão, regulando as taxas de queima em suas diferentes regiões, em função dos requisitos de performance, suavidade de funcionamento, economia de combustível, emissões poluentes, etc.

Heywood (1988), reportou que as câmaras de cavidades nos pistões e câmaras hemisféricas chegam a gerar áreas superficiais das frentes de chamas cerca de 30 por cento maiores do que as geradas por câmaras do tipo “disco” sob iguais condições de operação, e que o posicionamento da vela de ignição para uma dada câmara de combustão tem efeito ainda mais significativo, de forma que uma câmara hemisférica com vela de ignição central possui o valor máximo da área da frente de chama cerca de 75 por cento maior do que para a mesma câmara com vela de ignição instalada lateralmente.

A taxa de queima aumenta com o nível de turbulência na câmara de combustão, entretanto a eficiência da combustão em uma câmara de alta turbulência é menor do que em uma câmara convencional, sob mesmas condições de operação, devido às maiores trocas térmicas da combustão turbulenta. Poulos e Heywood (1983), mostraram que previsões feitas através de modelagem computacional para a taxa de queima e a eficiência da combustão para uma dada câmara de combustão e condição de funcionamento, indicaram que enquanto o tempo de queima decrescia cerca de um terço devido à maior turbulência, a eficiência da combustão decrescia cerca de 6 %. Isso mostra que sempre é necessário se considerar uma relação de compromisso entre o requisito de performance e eficiência da combustão.

7 ESTADO DA ARTE DAS CÂMARAS DE COMBUSTÃO

7.1 ASPÉCTOS GERAIS DOS PROJETOS DAS CÂMARAS DE COMBUSTÃO

Os cabeçotes planos acomodam válvulas menores do que os dos tipos hemisféricos, cujas inclinações das válvulas, normalmente se encontram entre 20° e 40°. Um método de melhorar o enchimento do cilindro é construir cabeçotes multiválvulas, onde mesmo havendo a necessidade de se diminuir o tamanho de cada válvula, a área total de enchimento é aumentada. Com o aumento do número de válvulas, diminui-se a área de compressão disponível, muito importante na geração de turbulência e resfriamento da região de detonação da câmara de combustão. Dessa forma, diversos fatores devem ser levados em consideração nos projetos das câmaras de combustão.

Diferentes requisitos e aspectos evolutivos dos projetos de câmaras de combustão podem ser observados a seguir:

7.1.1 Câmara Tipo “T”

Câmara utilizada nos motores mais antigos (1901), quando não se utilizavam válvulas no cabeçote, e parecia bem natural utilizar o sistema de descarga afastado do sistema de admissão. Embora já se conhecesse o fenômeno de detonação, as suas causas ainda pareciam obscuras, ou seja, detalhes como: influência do longo percurso da frente de chama e tempo de queima, não pareciam ser levados em consideração nos projetos dessas câmaras de combustão.

A Figura 30 mostra um exemplo desse tipo de configuração.

Figura 30 – Câmara tipo “T” (MALEEV, 1945)

Durante o curso de admissão, parte da mistura fresca, que vem da válvula de admissão, entra no compartimento do cilindro, e outra parte percorre um longo trajeto até a região da válvula de descarga, onde está instalada a vela de ignição. Ao final do curso de compressão a mistura é impelida para as regiões das válvulas, com níveis consideravelmente baixos de turbulência, se comparados com os níveis alcançados com outras câmaras em etapas seguintes. O aquecimento da mistura pela válvula de descarga garante boa atomização e alta taxa de queima na região de ignição. O longo percurso da frente de chama, e conseqüentemente longo período de queima, acarretam um alto requisito de octanas, a fim de evitar o fenômeno de detonação. Por isso, as razões de compressões utilizadas pelos motores com essa câmara eram as mais baixas da época (LICHTY, 1967).

7.1.2 Câmara Tipo “L”

Segundo Maleev. (1945), esse tipo de câmara resulta do melhoramento da câmara tipo “T”, com respeito ao mecanismo de acionamento de válvulas e controle de detonação. Com a válvula de admissão instalada no mesmo lado da válvula de descarga, o percurso da frente de chama é diminuído, implicando em menor requisito de octanas, porém muito distante dos conseguidos por motores com válvulas no cabeçote.

A câmara tipo “L” de alta turbulência, típica de 1919, foi desenvolvida por Ricardo (RICARDO, 1945), sendo ele o pioneiro no estudo do fenômeno de detonação. Essa câmara traz modificações importantíssimas para as tradicionais

câmaras de combustão, como: área de compressão (resfriamento) na região de detonação, perfil hemisférico na região de combustão, conseguindo-se altas taxas de queima e melhor controle de detonação.

É importante lembrar que a queima não se dá exatamente a volume constante, dessa forma, a combustão continua na região de detonação. Embora muitas vezes se diga que a construção de área de compressão diminua o percurso da frente de chama, isso deve ser observado com cautela.

A Figura 31 ilustra dois tipos de câmaras tipo “L”, sendo a ilustração “a” referente à câmara de baixa turbulência, e a “b” a câmara de alta turbulência desenvolvida por Ricardo

Figura 31 – Câmaras Tipo “L” de baixa turbulência (a) e alta turbulência (b)
(MALEEV, 1945)

7.1.3 Câmara tipo “F”

Também desenvolvida por Ricardo, esse tipo de câmara é uma evolução da câmara tipo “L”. A válvula de descarga se mantém no bloco do motor, enquanto que a válvula de admissão é instalada no cabeçote. Normalmente a vela de ignição se mantém sobre a válvula de descarga (Figura 32).

As principais vantagens dessa câmara em relação à anterior são: compactação da câmara de combustão e maior diâmetro da válvula de admissão.

Figura 32 – Câmara Tipo “F” (JUDGE, 1965)

7.1.4 Câmara Tipo Coração

Nesse tipo de configuração as válvulas geralmente são planas e em linha, com acentuada área de compressão. As válvulas encontram-se abrigadas na área restrita em forma de coração, sendo a região da vela de ignição mais exposta, permitindo uma indução de mistura sem restrições ao FRH descendente no interior do cilindro.

Ao final do curso de compressão a mistura é fortemente impelida para a cavidade da câmara de combustão por meio da área de compressão, gerando alta turbulência momentos antes do período de combustão. O nível de turbulência gerado pelo FRH induzido, e pelo FRC, aumenta praticamente de forma proporcional ao aumento de rotação do motor, e conseqüentemente aumentando a velocidade de queima, mantendo praticamente constante o ângulo de queima.

Na fase final do processo de exaustão, já com a velocidade de escoamento dos gases queimados relativamente baixa, o ressalto em forma de “nariz” mostrado na Figura 33 acentua essa velocidade no processo de descarga.

Uma variação desse tipo de câmara é a do Porsche 928, que possui as válvulas inclinadas de um ângulo de 20° em relação ao eixo do cilindro.

Figura 33 - Câmara em forma de coração (HEISLER, 1995)

7.1.5 Câmara Tipo Banheira no Pistão (Cabeçote Plano)

Nesse tipo de configuração o cabeçote é do tipo plano, geralmente com uma cavidade circular na cabeça do pistão, e com um duto de admissão de inclinação mais vertical, favorecendo uma indução direta.

Ao final do período de compressão, a área de compressão de contorno circular promove um movimento radial de toda mistura que se encontra próxima da parede do cilindro, concentrando-a nessa cavidade central, estando em sua extremidade a vela

de ignição. Como o nível de turbulência é alto nessa configuração, o grau de homogeneidade da mistura também é grande (Figura 34).

Figura 34 - Câmara Tipo Banheira no pistão (HEISLER, 1995)

Quando a cavidade circular é no cabeçote e o pistão é plano, costuma-se chamar a câmara de combustão de “câmara tipo banheira invertida (no cabeçote)”. A câmara tipo coração é uma variação desse tipo de câmara.

7.1.6 Câmara de Combustão Tipo Cunha (*Wedge Chamber*)

Essa câmara possui um rebaixo inclinado em forma de cunha no cabeçote, sendo normalmente utilizado um pistão de cabeça plana. As válvulas são acomodadas na face menos inclinada, sendo a vela de ignição localizada na face oposta mais inclinada, e entre as válvulas.

A mistura que entra no cilindro é direcionada a essa face mais inclinada, gerando FRH descendente.

Ao final do curso de compressão a mistura é fortemente impelida para a região da vela de ignição por meio da área de compressão, onde, após o disparo da centelha, a frente de chama se propaga por toda a cavidade da câmara de combustão, onde

alcançará a sua máxima temperatura, e após penetrar na área de resfriamento onde a relação superfície-volume e o nível de turbulência são altos, a mistura é rapidamente resfriada, podendo até mesmo causar a extinção da chama.

Esse processo tem um efeito positivo quanto à detonação, mas pode aumentar os índices de emissões de hidrocarbonetos (HEISLER, 1995). A Figura 35 mostra uma representação desse tipo de câmara..

Figura 35 - Câmara de Combustão Tipo cunha (HEISLER, 1995)

7.1.7 Câmara de Combustão com Câmara Auxiliar

Esse tipo de configuração foi apresentado pela Honda em 1975 no motor CVCC (*compound vortex controled-combustion*), concebido para trabalhar com mistura pobre e homogênea, para produzir baixas emissões de poluentes (Figura 36, p. 55).

Por meio de uma câmara auxiliar, que possuía uma pequena válvula de admissão próxima da vela de ignição, onde admitia por meio dessa válvula, uma mistura mais rica do que a admitida na câmara principal. Era necessário um carburador especialmente destinado a fornecer a essa câmara auxiliar uma mistura mais rica, transmitida por meio de uma passagem auxiliar.

No início da fase de admissão, as duas válvulas eram abertas, e era admitida uma mistura bem mais pobre pela válvula da câmara principal do que pela câmara auxiliar. Quando se iniciava a fase de compressão, parte da mistura pobre da câmara principal invadia a câmara auxiliar, tornando a mistura que estava excessivamente rica próxima da vela, em condições ideais para uma boa queima.

Uma versão mais moderna desse tipo de câmara é a do Porsche SKS (Figura 37), onde o carburador foi substituído por um sistema de injeção mecânica.

Figura 36 - Câmara de combustão com câmara auxiliar (LENZ, 1992)

Figura 37 – Câmara do Porsche SKS com injeção mecânica (LENZ, 1992)

7.1.8 Câmara de Combustão May Fireball

Possui esse nome em homenagem a seu criador Michael May. Nesse tipo de câmara de combustão o pistão é do tipo plano e as válvulas de admissão e descarga são paralelas e verticais. A cavidade da câmara está localizada abaixo das válvulas de admissão e descarga, e a elevação do nível da válvula de descarga em relação à de admissão é extremamente acentuada, como mostra a Figura 38.

Figura 38 - Câmara de combustão May fireball (HEISLER, 1995)

Toda superfície remanescente compreende a área de compressão, que impele de forma violenta a mistura para o interior da cavidade da câmara. Outro efeito importante é o movimento da mistura da região abaixo da válvula de admissão em

direção à região da válvula de descarga, que ao passar pelo ressalto em forma de nariz, a restrição entre as válvulas aumenta o nível de FRH na fase de compressão.

Segundo Heisler (1995), esse tipo de configuração pode permitir que um motor utilizando gasolina de 92 octanas, trabalhe com uma razão de compressão de 12:1 sem risco de detonação. A Figura 38 ilustra esse tipo de câmara.

7.1.9 Câmara de Combustão Hemisférica

Nesse tipo de configuração as válvulas de admissão e descarga encontram-se inclinadas entre si, possibilitando a utilização de válvulas maiores em câmaras compactas, onde normalmente os dutos de admissão e exaustão estão dispostos de forma a garantir uma ótima eficiência volumétrica em altas rotações (*cross-flow*). A câmara de combustão hemisférica possui uma relação superfície-volume muito baixa, o que diminui as perdas de calor para suas paredes e conseqüentemente aumenta a eficiência térmica do motor.

Embora esse tipo de construção possibilite a utilização de uma vela de ignição central, a posição da vela de ignição depende de vários fatores, como o número de válvulas, criação de área de compressão, etc.

Algumas dessas câmaras utilizam pistões planos, que exigem uma complexidade maior da própria câmara para a criação da área de compressão, enquanto outras utilizam pistões trabalhados para a geração dessa área.

Há uma relação de compromisso entre construção de área de compressão e criação de perfis hemisféricos. Normalmente, quanto mais próximo do perfil hemisférico, menos área de compressão fica disponível para geração de turbulência ao final da fase de compressão. Isto torna necessário alto nível de turbulência gerado pelo FRH no curso de admissão, sendo bastante crítico em baixas rotações, e quanto mais áreas de compressões existirem, maiores serão os níveis de turbulência ao final do curso de compressão, essenciais para regimes de baixas rotações, porém, isso normalmente incrementa a relação superfície / volume, aumentando as perdas de calor durante o processo de combustão.

As câmaras hemisféricas geralmente podem ter de duas a seis válvulas por cilindro.

Devido às suas variações de formas, elas também poderão ser chamadas, em alguns casos, de câmaras “telhado” (*pentroof*), quando possuem faces retilíneas que

as tornem com aparência de “telhado de duas águas”. Embora essa forma não seja realmente hemisférica, é comum encontrá-la classificada como tal em diversas literaturas.

7.1.9.1 Câmara Hemisférica de Três Válvulas

Nesse tipo de câmara normalmente utilizam-se duas válvulas de admissão de mesmo diâmetro acomodadas paralelamente na mesma face, cuja inclinação costuma ser em torno de 20° em relação à vertical, enquanto que a válvula de descarga, de maior diâmetro, encontra-se solitária na face oposta também inclinada do mesmo ângulo, só que para o lado oposto, formando um ângulo total de 40° entre as válvulas de admissão e descarga (Figura 39).

Figura 39 - Câmara Hemisférica de três válvulas (HEISLER, 1995)

A vela de ignição é instalada o mais próximo possível do centro da câmara, para que o percurso da chama seja o menor possível, além de deixar uma maior área de compressão disponível.

As duas válvulas de admissão aumentam a capacidade de enchimento do cilindro, diminuindo a necessidade de um cruzamento de válvulas muito alto, diminuindo os índices de emissões de poluentes em marcha lenta e em cargas parciais, além de diminuir a inércia de funcionamento de cada válvula (HEISLER, 1995).

7.1.9.2 *Câmara Hemisférica de Quatro Válvulas*

Utilizada na grande maioria dos motores multiválvulas, esse tipo de configuração mostra-se superior à versão de três válvulas por também ser capaz de promover um ótimo esvaziamento do cilindro a altas rotações. Embora a área de compressão seja normalmente pequena quando se utilizam pistões planos, a utilização de pistões de cabeça trabalhada pode incrementar essa área. Em altas rotações, normalmente a eficiência volumétrica é diminuída, porém essa configuração proporciona maior fluxo de entrada, que ocasiona uma menor perda de eficiência volumétrica, e os níveis de turbulência desejáveis podem ser adquiridos pela geração de FRV assistido por FRC (FUJIMOTO et al., 2002).

O FRH, muito importante em baixas rotações, normalmente característico de motores com somente uma válvula de admissão, é comprometido nesse tipo de construção, a menos que se adote uma estratégia de diminuir, ou até mesmo de bloquear completamente o fluxo de carga por uma das válvulas (AUTOMOTIVE ENGINEERING, 1987).

Em geral, aumentar o número de válvulas por cilindro melhora o seu enchimento e esvaziamento e eleva as curvas de torque e potência em médias e altas rotações (Figura 40), mas pode vir a não trazer efeitos benéficos em baixas rotações. Isto ocorre devido à diminuição da velocidade de entrada da carga, que diminui os níveis de turbulência nesse regime, aumentando até mesmo a variação cíclica no regime de marcha lenta e tornando necessários dispositivos auxiliares, como dito anteriormente, capazes de garantir níveis de turbulência ideais (AUTOMOTIVE ENGINEERING, 1987).

A Figura 41 mostra exemplos de câmaras de quatro e cinco válvulas por cilindro.

Figura 40 – Efeito do número de válvulas sobre a performance do motor (HEISLER, 1995)

Figura 41 – Câmara Hemisférica de quatro e cinco válvulas (HEISLER, 1995)

7.1.10 Câmara de Combustão para Motor de Queima Pobre

Uma característica marcante dos motores de queima pobre é a relativamente baixa velocidade da frente de chama. Para se aumentar essa velocidade as câmaras de combustão desses motores devem gerar altos níveis de turbulência (URUSHIHARA, 1996). Por isso, alguns modelos utilizam câmaras com dutos de admissões helicoidais, para garantir altas taxas de FRH (Figura 6, p.16).

Outra saída comum, é a utilização de uma vela de ignição tão centralizada quanto possível, onde o percurso da chama é minimizado, ou a utilização de múltiplas velas de ignição para obter o mesmo efeito.

Como já foi dito antes, a posição da vela tem um papel fundamental no controle do tempo de queima na câmara de combustão, mas algo tão importante quanto o tempo de queima é a taxa de elevação de pressão no interior do cilindro em relação ao ângulo de manivela, que pode variar consideravelmente em função da posição e do número de velas de ignição (MARVIN et al., 1936).

Quanto menor for o período de queima, menores serão as perdas devido ao tempo e, dessa forma, maior eficiência será obtida com o menor tempo de combustão. Por outro lado, quanto menor o tempo de combustão, maior será a taxa de elevação de pressão no cilindro, exigindo mais da estrutura do motor (MARVIN et al., 1936).

Atualmente, costumam-se utilizar duas velas de ignição em motores de queima pobre, devido a menor velocidade de propagação da chama no interior da câmara de combustão. Dessa forma, pode-se reduzir o período de queima nesses motores.

Heisler (1995) mostrou uma configuração atual de duas velas de ignição para motor de queima pobre (Figura 42). Percebeu-se que para o caso (a), a centelha foi disparada a 12° APMS e a combustão completa se deu até 24° DPMS, totalizando 32° do eixo de manivela. Enquanto que no caso (b), o disparo da centelha se deu a 8° APMS e a combustão completa se deu até 18° DPMS, totalizando 26° do eixo de manivela. Esse menor período de queima tem efeitos positivos, como já foi mencionado antes. Ele afirma que a dupla ignição:

- Sob condições favoráveis, permite que a relação ar-combustível da mistura varie entre 17:1 a 21:1 em cargas parciais, mas não traz nenhum benefício à plena carga, onde a mistura é consideravelmente rica;

- Diminui a variação cíclica de pressão no interior do cilindro, melhorando o funcionamento do motor em marcha lenta e em cargas parciais;
- Permite que o motor possa operar com cruzamento de válvulas relativamente alto, sob condições de marcha lenta e válvula borboleta parcialmente aberta, sem o aumento de emissões de poluentes;
- Desenvolve maior torque em baixas rotações, mas não tem efeito significativo em altas rotações;
- Tende a melhorar o consumo de combustível em condições de cargas parciais;
- Capacita o motor a operar com um avanço da centelha menor, melhorando sua qualidade de funcionamento;
- Permite usar maior recirculação de gases do escapamento, melhorando os índices de emissões de poluentes;

Figura 42 – Câmara com duas velas de ignição (HEISLER, 1995)

7.2 CÂMARA DE COMBUSTÃO PARA MOTOR ASSISTIDO POR INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL

O desenvolvimento de motores do ciclo Otto assistidos por injeção direta de combustível no interior da câmara de combustão tem sido motivado pela busca de motores de baixo consumo de combustível, que sejam mais eficientes nos regimes transitórios e na partida a frio, e de baixos índices de emissões de poluentes. O processo de injeção, a vaporização e atomização do jato de combustível, as trocas de calor da carga com as paredes da câmara de combustão e cabeça do pistão, a preparação da mistura e controle do movimento do fluxo de ar na câmara, são itens de grande importância para tais motores.

A maior diferença entre o motor de injeção direta de combustível (GDI) e o motor de injeção na válvula de admissão (PFI) está na estratégia de formação de mistura. No sistema PFI o combustível é injetado antes da válvula de admissão, com a mesma aberta ou fechada, dependendo do regime de funcionamento. Na maioria dos casos essa injeção se dá com a válvula fechada com o motor aquecido e em regime permanente, e com a válvula aberta nas condições de mudança de regime, partida a frio, aquecimento e solicitação de potência. O diâmetro médio das gotas imediatamente após injeção é cerca de 16 microns para o sistema GDI, contra cerca de 120 microns do PFI. No sistema GDI o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão, podendo operar com mistura homogênea ou carga estratificada, em função do momento de injeção de combustível.

Durante a partida do motor, com o sistema PFI, são necessários cerca de 10 ciclos para que o motor entre em funcionamento, devido ao filme de líquido que está se formando no duto de admissão, enquanto que no sistema GDI basta apenas cerca de dois ciclos, como relatam Zhao et al. (1999). Eles também descrevem algumas vantagens do sistema GDI, como:

- Melhora do consumo de combustível;
- Menor perda de carga;
- Utilização de maior taxa de compressão, por consequência do resfriamento da carga durante a injeção;
- Maior eficiência volumétrica;

- Melhor resposta transitória, exigindo menos enriquecimento na aceleração, devido à não condensação do combustível no coletor;
- Controle mais preciso da relação ar-combustível;
- Menor emissão de hidrocarbonetos na partida a frio;
- Menor emissão de dióxido de carbono;

Embora o sistema GDI possua inúmeras vantagens sobre o PFI, existem várias limitações tecnológicas para a sua efetiva utilização, como citadas por Zhao et al. (1999):

- Dificuldade no controle da estratificação de carga e combustão na faixa de operação requerida;
- Complexidade tecnológica para o controle da injeção em diferentes condições de carga e estratégia;
- Taxa de formação de depósitos no injetor relativamente alta nos motores à gasolina;
- Emissões de hidrocarbonetos relativamente altas em condições de baixas cargas;
- Emissões de NO_x relativamente alta em condições de altas cargas;
- Alta produção de NO_x sob cargas parciais na condição de injeção com carga estratificada;
- Condições de operação incompatíveis com o uso de catalisadores;
- Necessidade de componentes do sistema de injeção que resistam à alta pressão e baixa lubricidade do combustível;

Esses dados se referem à utilização de gasolina como combustível sob diversas condições de operação, pois na medida em que esforços são feitos para que os motores atuais operem em condições de misturas muito pobres, as altas emissões de NO_x citadas acima podem ser reduzidas. Embora não seja possível reduzir a índices de NO_x em 90% como por vezes fazem os catalisadores atuais, pesquisas recentes apontam para a possibilidade do desenvolvimento de catalisadores de NO_x que operem de forma eficiente com misturas pobres.

7.2.1 Requisitos do Sistema de Injeção GDI

Um sistema de injeção direta de combustível para motor de ignição por centelha deve ser capaz de promover injeção tardia de combustível, ao final do período de compressão, para a operação com carga estratificada normalmente obtida em condições de cargas parciais, e injeção antecipada, ainda durante o período de admissão, para a formação de mistura homogênea requerida em plena carga (STAN et al., 2001); (WYSZYNSKI, STONE e KALGHATGI, 2002).

Sob cargas parciais, é desejável um jato compacto capaz de promover uma rápida formação de mistura e controlar a estratificação, enquanto que em plena carga é desejável um jato bem disperso, para garantir a homogeneidade da mistura. A pressão de injeção também deve poder variar em função da estratégia (STAN, 2001).

Nota-se que as duas condições de formação do jato não parecem ser algo fácil para uma única válvula de injeção, por isso algumas montadoras adotam apenas uma estratégia de funcionamento, por motivo de simplicidade (ZHAO et al., 1999).

A utilização de válvulas injetoras com características intermediárias, auxiliadas por sistemas de variação de pressão de injeção, também tem sido feita.

Pequenas variações no ângulo de injeção podem alterar de forma significativa a performance do motor GDI (STAN, 2001).

O tipo de combustível utilizado também tem efeito na qualidade da injeção. Como reportado por Stan et al. (2001), a qualidade do jato de combustível injetado no interior da câmara de combustão é maior para o etanol do que para a gasolina, quando em mesma condição de operação do motor e o volume de injeção é calibrado para se obter mistura estequiométrica.

7.2.2 Geometria da Câmara de Combustão

A geometria da câmara de combustão precisa ter um forte vínculo com a estratégia de formação de mistura e do processo de combustão. Para os motores de ignição por centelha que queimam uma mistura homogênea, é desejável a geração de altos níveis de turbulência (difusiva) da mistura no interior da câmara de combustão, e de baixa velocidade da carga (convectiva) na região da vela de ignição. Isso normalmente é realizado por motores de injeção PFI e GDI que operam exclusivamente com injeção antecipada. Entretanto, para os motores GDI que

trabalham com injeção tardia é desejável alta velocidade do fluxo (convectivo), e baixos níveis de turbulência (difusiva), que auxiliam numa estratificação mais estável (ZHAO et al., 1999).

A geração de FRH (*swirl*), FRV (*tumble*), FRC (*squish*), são recursos utilizados por todos os motores de combustão interna, que dependem fortemente da geometria da câmara de combustão. Estes recursos são utilizados em função da estratégia de formação de mistura e de combustão de cada motor em questão.

Uma câmara de combustão para um motor assistido por injeção direta de combustível deve ser capaz de proporcionar a melhor localização e orientação do injetor de combustível relativamente à vela de ignição, pois na condição de carga estratificada o momento da injeção e sua duração devem manter um vínculo com o momento do disparo da centelha. Deve-se considerar uma relação de compromisso entre o momento de injeção e ignição, pois avançar a centelha e retardar a injeção pode ser conflitante, devido ao tempo necessário para a atomização da mistura. O injetor deve ser posicionado de forma a garantir uma estratificação de carga estável sob cargas leves e utilizar, de maneira proveitosa, o fluxo de ar da admissão para a formação de uma mistura homogênea em cargas elevadas (injeção antecipada). Os diâmetros das válvulas de admissão e descarga podem vir a ser penalizados por tais requisitos.

Um exemplo de câmara de combustão utilizada na primeira geração de motores GDI, é a do motor Benz 300SL de 1954 ilustrada na Figura 43. Essa câmara possuía uma região de confinamento da mistura próxima da vela de ignição, porém esse motor não utilizava a estratégia de estratificação de carga, pois ele trabalhava apenas com injeção antecipada, ou seja, mistura homogênea. Seu sistema de injeção mecânica trazia limitações de estratégia, pois uma injeção tardia requer um sistema de controle mais fino do momento e duração da injeção de combustível (ZHAO 1999).

Figura 43– Motor Benz 300 SL (ZHAO, 1999)

No período compreendido entre os anos de 1960 e 1979, diversos motores GDI foram propostos a fim de explorar seu grande potencial. Motores como: MAN-FM, Texaco TCCS e Ford PROCO, possuíam a câmara de combustão na cabeça do pistão, sendo os dois primeiros caracterizados pela estratégia única de carga estratificada, gerada através da interação do jato de combustível com a parede interna da câmara no pistão, auxiliada pela rotação do ar (FRH) em seu interior. Essa estratégia permitia baixo consumo em cargas parciais, porém era ineficiente em transições de regimes e em plena carga. O terceiro possuía injeção centralizada com dupla vela de ignição, possibilitando um maior atraso do momento da ignição, porém, também não se mostrava eficiente em plena carga (ZHAO et al., 1999).

Atualmente, com o auxílio de sistemas de gerenciamentos eletrônicos sofisticados, pode-se modificar a estratégia de alimentação e ignição, em função das condições de operação do motor. Quanto mais versátil for o sistema, maior o custo de implementação, por isso, ainda hoje, alguns sistemas de injeção direta são muito limitados. De modo geral, os sistemas mais modernos integram quatro estratégias básicas de operações: injeção antecipada (homogênea) estequiométrica para partida a frio, transitórios e cargas elevadas; injeção antecipada pobre em cargas parciais “médias” para menores consumos e emissões; injeção tardia (carga estratificada) pobre em marcha lenta e cargas leves para máxima economia de combustível.

7.2.3 Estratégias Básicas para Formação da Mistura

As câmaras de combustão, normalmente são projetadas em função das estratégias de alimentação e formação de mistura. Posicionamento da vela de ignição e injetor, tipo de jato, dimensão e localização da área de compressão, associada ao tipo de movimentação da carga no interior da câmara (FRH ou FRV), basicamente definem a forma da câmara de combustão. A Figura 44 mostra quatro estratégias básicas de formação de mistura e as formas das câmaras de combustão de sistemas GDI utilizadas para as mesmas:

Figura 44 – Câmaras de Combustão GDI (ZHAO, 1999)

- (a): sistemas com injeções centrais assistidos por FRH, normalmente utilizados em câmaras abertas (a) ou em câmaras na cabeça do pistão (b, c);
- (b): sistemas com velas de ignição centrais e injetores laterais, também assistidos por FRH, mais comumente utilizados com câmaras excêntricas no pistão (a);
- (c): sistemas assistidos por FRV (a, b, c), normalmente utilizados para estratégia de injeção tardia, em particular, esse tipo de movimento de carga é

fortemente intensificado quando associado ao FRC (b) no final da fase de compressão;

- (d): sistemas assistidos por FRC, para geração de altos níveis de turbulência;

Zhao et al.(1999), reportam que como resultado da aceleração rotacional da carga durante a compressão, o FRV pode ser eficaz na preparação da mistura em caso de injeção tardia, sendo amplamente aplicado em motores GDI. Eles mostram um sistema desenvolvido por engenheiros da Mitsubishi e Ricardo que adota o conceito de “fluxo rotacional vertical reverso” (FRVR), como ilustrado na Figura 45.

Figura 45 – Fluxo Rotacional Vertical Reverso (*reverse tumble*) (ZHAO, 1999)

Esse tipo de movimento é gerado pela posição praticamente vertical do duto de admissão, direcionando o fluxo de ar para a cavidade do pistão, de forma a gerar rotação favorável ao jato de combustível, que deve ser acelerado em direção à vela de ignição.

7.3 RESUMO DOS REQUISITOS DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO PARA MOTORES ICE

Com base nas informações anteriores, pode-se concluir que os principais requisitos de uma câmara de combustão para motor do ciclo Otto deve:

- Possuir a menor relação superfície / volume possível, para minimizar as perdas de calor para as regiões frias que prejudicam a combustão;
- Proporcionar o menor percurso da chama possível, para minimizar o período de queima, aumentando a taxa de elevação de pressão, além de seu valor de pico;
- Possuir áreas de compressões e resfriamentos com dimensões capazes de, além de gerar altos níveis de turbulência, evitar o superaquecimento da mistura na região de detonação (*end-gas*), prevenindo do fenômeno de detonação, porém, tomando-se cuidado para não exceder o limite de emissões de hidrocarbonetos.
- Possuir a vela de ignição localizada o mais próximo possível da válvula de escape, a fim de garantir à mistura uma temperatura ideal para a queima, sendo o grau térmico da vela ajustado para que a mesma não seja um “ponto quente”, provocando a pré-ignição. Conseqüentemente essa estratégia também faz com que a válvula de escape não esteja próxima da região de detonação;
- Ser capaz de gerar níveis de turbulência adequados para promover uma rápida homogeneização da mistura, atingir taxas de queima e elevações de pressões ideais, sem gerar excessiva perda de calor, e sem sobrecarregar mecanicamente o motor;
- Garantir que a temperatura da válvula de escape se encontre em condições ideais de funcionamento, sem gerar auto-ignição;
- Possuir a máxima razão de compressão possível para uma maior eficiência térmica, sem gerar detonação ou mesmo sacrificar as partes mecânicas do motor por esforço excessivo (severidade);
- Promover a entrada de mistura fresca e a saída de gases queimados com a menor restrição possível, sob quaisquer condições de funcionamento;

8 CLASSIFICAÇÃO E ANÁLISE DE CÂMARAS DE COMBUSTÃO NACIONAIS À GASOLINA E ETANOL

8.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS DA ANÁLISE

Para uma melhor compreensão global das análises feitas individualmente sobre cada uma das câmaras de combustão dos motores nacionais à gasolina e a etanol disponíveis no Brasil, um banco de dados foi construído na forma de sete tabelas (Anexo A). A Tabela 01 do banco de dados apresenta as formas das cabeças dos pistões; as Tabelas de 02 a 05 apresentam as formas das câmaras de combustão nos cabeçotes; a Tabela 06 apresenta dados numéricos de algumas dimensões relevantes para análise, bem como as aplicações das formas apresentadas em outras tabelas; e a Tabela 07 apresenta as formas dos dutos utilizados pelos motores analisados.

As tabelas que indicam formas, são apenas de caráter ilustrativo, pois algumas vezes aparecem na Tabela 06 indicações de câmaras nos cabeçotes e pistões iguais para motores de mesma cilindrada que possuem razões de compressões diferentes. Isso é possível por que, por exemplo, pistões de mesma forma podem possuir volumes diferentes de seus rebaixos nas cabeças.

As formas das câmaras de combustão ilustradas por figuras neste capítulo são representadas pelas câmaras nos cabeçotes (Tabelas de 2 a 5) associadas aos rebaixos dos pistões, quando existir (Tabela 1), de forma que cada pistão é posicionado na figura de maneira que o deslocamento do rebaixo em sua cabeça coincida com a sua posição relativa à câmara no cabeçote, conforme sua montagem no motor. Isso torna possível uma melhor visualização da forma efetiva da câmara de combustão, pois cada pistão pode apresentar um rebaixo em sua cabeça com geometria bem particular.

Os números das câmaras nos cabeçotes, assim como os dos pistões e dutos representam suas respectivas posições em cada tabela do Anexo A.

8.2 CLASSIFICAÇÃO E ANÁLISE DAS CÂMARAS DE COMBUSTÃO

- **Motor Ford Willys F-134 (1950-1973) - Câmara Tipo F**

Motor de quatro cilindros de aproximadamente 2200 cc de cilindrada, cuja câmara de combustão (Figura 46, câmara 29a e 29b) é classificada como sendo do tipo “F” em função da disposição de montagem das válvulas de admissão e descarga montadas no cabeçote e no bloco do motor, respectivamente. A ilustração na Figura 46 denominada “câmara 29b” representa uma projeção da “câmara 29a” localizada no cabeçote sobre a face do bloco do motor que comporta a válvula de descarga, cujos objetivos são: destacar os contornos da câmara de combustão fora do perímetro do cilindro e a localização da válvula de descarga no bloco do motor.

Essa câmara é uma evolução das câmaras do tipo “L” (Figura 31, p. 49), também utilizada pela Ford Willys (1941-1965), que utilizavam válvulas de admissão e descarga montadas na face superior do bloco do motor e trabalhavam com suas faces voltadas para o cabeçote. Essas válvulas eram acionadas por um único comando de válvulas instalado no bloco.

Com a nova configuração (câmara tipo “F”) o diâmetro da válvula de admissão passou de 38,9 mm para 50,8 mm, devido o seu posicionamento no cabeçote, que contribuiu para aumentar de forma significativa a eficiência volumétrica do motor, e diminuir o volume da câmara de combustão externo ao perímetro do cilindro. Embora a válvula de admissão fosse situada no cabeçote e a de descarga no bloco do motor, ambas eram acionadas pelo mesmo comando de válvulas que passava a contar com um sistema de varetas e balancins para o acionamento das válvulas de admissão.

Figura 46 – Câmara no cabeçote pistão e dutos do motor Ford Willys (2200 cc)

Essa versão de câmara, idealizada por Ricardo (RICARDO, 1954), possuía área de compressão na região de detonação, que além de gerar mais turbulência na câmara de combustão, também tinha o efeito de funcionar como área de resfriamento, conforme citado anteriormente na seção 5.1. Dessa forma, tinha-se maior controle sobre o fenômeno de detonação.

Embora essa área de compressão possa diminuir o percurso da frente de chama, diminuindo-se o ângulo de queima (desde que se possa admitir queima a volume constante), esse percurso compreende cerca de 87 % do diâmetro do cilindro desse

motor, ou seja, muito longe do que acontece nos motores atuais. Além disso, não se pode sempre admitir que haja queima a volume constante, principalmente nas condições operacionais em que a queima é muito lenta e o avanço da centelha é limitado pelo fenômeno de detonação.

Ao início do curso de admissão, o duto de admissão direciona o fluxo de mistura ar-combustível para a vela de ignição que se situa acima da válvula de descarga. Com o pistão em seu movimento descendente e a válvula de descarga fechada o fluxo é, em sua maior parte, direcionado para a parede do cilindro gerando o fluxo rotacional vertical (FRV), que é intensificado ao final do curso de compressão pelo fluxo proveniente da área de compressão na região de detonação, quando finalmente o fluxo é direcionado para a vela de ignição.

A localização da vela de ignição acima da válvula de descarga é uma importante estratégia para o aquecimento da mistura que desencadeia o processo de combustão e para diminuir as perdas térmicas nessa região (região de ignição), além de manter um importante ponto quente (válvula de descarga) afastado da região de detonação (end-zone).

Embora o FRV seja importante para geração de turbulência na câmara de combustão, seu efeito só é expressivo em altas rotações do motor, enquanto que o fluxo rotacional horizontal (FRH), que é mais eficiente em baixas rotações, é praticamente inexistente nesse motor.

Esse tipo de configuração destoa das atuais pela distribuição delgada do volume da câmara de combustão (achatada), ocasionando baixa área superficial da frente de chama durante sua evolução, provocando baixa taxa de queima, que responde negativamente no ângulo de queima.

De qualquer forma, esse motor representou um grande avanço tecnológico para sua época, sendo até mesmo chamado de “furação” (motor F-134 “hurricane” de 70 CV a 4000 RPM).

- **Motores Ford OHT, CHT e AE (1300, 1400, e 1600 cc) - Câmaras Tipo Cunha**

As câmaras de combustão dos motores OHT (Renault), CHT e AE, são “câmaras tipo cunha”, de fluxo em “U” e dutos de fluxos diretos, diferenciando-se umas das outras apenas por pequenos detalhes, como mostrados mais adiante.

A câmara de combustão 07 (Figura 47) foi utilizada nos motores de 1300 e 1400 cc do Corcel e Belina movidos à gasolina.

Figura 47 – Câmara no cabeçote, pistão e dutos do motor Ford OHT (1300 e 1400 cc)

Esse tipo de câmara normalmente é utilizado para a geração de FRH, devido à localização da válvula de admissão, que provoca um fluxo da mistura ar-combustível tangencial à parede do cilindro.

Ao início do curso de admissão, a mistura é direcionada à região relativamente restrita da vela de ignição, devido à forma e inclinação da face adjacente à área de compressão, sendo essa última gerada pela face do cabeçote e do pistão plano (pistão 01, Figura 47). Esse recurso é utilizado para diminuir o nível de turbulência na vela de ignição durante o período de formação do núcleo de chama.

Ao final do curso de compressão, a mistura que se encontra na região de detonação é fortemente impelida para o interior da cavidade da câmara de combustão no cabeçote, intensificando os seus níveis de turbulência. A grande área de compressão localizada na região de detonação é uma característica marcante desse tipo de câmara (câmara tipo cunha), que a torna bastante eficaz no controle de detonação.

Na versão de 1600 cc, algumas modificações foram feitas (câmara 08, Figura 48): a região restrita da vela de ignição assumiu um perfil mais arredondado, favorecendo a geração de FRH; o diâmetro da válvula de admissão foi aumentado de 32,4 mm para 37,9 mm; a área de compressão na região de detonação foi levemente aumentada.

Figura 48 – Câmara no cabeçote pistões e dutos do motor Ford OHT (1600 cc)

Esse motor possuiu uma versão a etanol, e devido à necessidade de se aumentar a razão de compressão, o pistão, que era plano (pistão 25, Figura 48), recebeu um ressalto em forma de calota em sua cabeça (pistão 26, Figura 48) elevando a razão de compressão de 8,0:1 para 12,0:1.

Quando se diminui o diâmetro da válvula de admissão diminui-se a eficiência volumétrica, porém aumenta-se a velocidade de escoamento da mistura fresca, aumentando-se os níveis de turbulência durante a admissão. Devido à menor

qualidade na atomização da mistura ar-combustível do motor a etanol na fase de aquecimento e sob baixas rotações, em comparação com o motor à gasolina da época, era importante que se intensificasse os níveis de turbulência na câmara de combustão do motor a etanol. Dessa forma, adotou-se a estratégia de manter o mesmo diâmetro da válvula de admissão utilizada na versão de 1400 cc à gasolina na versão de 1600 cc a etanol.

O ressalto no centro da cabeça do pistão do motor a etanol tem o efeito de diminuir o volume da região de ignição, que diminui a taxa de queima nessa região, além disso, é possível que esse ressalto prejudique a continuidade do FRH durante o curso de admissão, devido aos gradientes de pressões gerados entre a válvula de admissão e o ressalto ao início da descida do pistão, que provocam fluxos radiais para essa região. Não foi observada na literatura nenhuma abordagem sobre o efeito do ressalto de um pistão sobre o FRH, não sendo possível quantificar os efeitos dos fluxos turbulentos gerados pela variação acentuada de volume entre a válvula de admissão e o ressalto do pistão sobre o FRH durante a descida do pistão. Embora se possa afirmar que tais gradientes de pressões sejam mais intensos no início do curso de admissão, e que a taxa de FRH seja máxima no entorno de 110° DPMS (LEE, 1938), ou seja, com o pistão depois da metade de seu curso, não se pode dizer, de forma prematura, que perturbações causadas no início da formação do FRH produza ou não efeitos significativos durante sua evolução.

O motor CHT foi desenvolvido com foco no etanol, mas aproveitado para a versão à gasolina, sendo os principais requisitos: o aquecimento da mistura e geração de turbulência. O coletor de admissão foi redesenhado para garantir maiores níveis de turbulência e melhor aproveitamento das trocas térmicas com o coletor de descarga, montado abaixo do mesmo. Uma galeria de água foi aberta entre os dutos de admissão para aquecimento de seu coletor (duto 13, Figura 49).

Figura 49 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores Ford CHT e AE (1300 e 1600 cc)

Quanto às câmaras de combustão (câmara 09 e câmara 10, Figura 49), as faces onde são montadas as velas de ignição ficaram menos inclinadas em relação à horizontal, possibilitando FRH menos restritos quando os pistões se encontram em seus movimentos descendentes. A câmara 09 (Figura 49) surgiu em 1983 com o motor do Escort de 1300 cc (gasolina e etanol) e de 1600 cc (apenas etanol). As únicas diferenças entre essa câmara e a câmara 10 (Figura 49) utilizada pela versão à gasolina de 1600 cc são: o menor diâmetro da válvula de admissão, e a diminuição da área de compressão na região de detonação.

O menor diâmetro da válvula de admissão intensifica os níveis de turbulência e as trocas térmicas do fluxo de mistura fresca com o duto de admissão e as paredes da câmara de combustão, pelo aumento da sua velocidade de escoamento.

Na versão a etanol de 1600 cc do motor CHT (câmara 09, Figura 49) o volume da câmara no cabeçote foi diminuído em relação ao do motor OHT de mesma cilindrada (câmara 08, Figura 48), porém o volume total se manteve o mesmo (com a mesma razão de compressão de 12,0:1), conseguido pela substituição do pistão de ressalto na cabeça (pistão 26, Figura 48) por um pistão plano com rebaixo de válvulas (pistão 25, Figura 49). Na versão à gasolina de 1600 cc do motor CHT (câmara 10, Figura 49) o volume total da câmara ficou um pouco menor, mesmo com a substituição do pistão plano (pistão 01, Figura 49) por um de rebaixo na cabeça (pistão 28, Figura 49), pois a razão de compressão subiu de 8,0:1 para 9,0:1.

Para o motor a etanol, a retirada do ressalto na cabeça do pistão representou um ganho de volume na região de ignição, mesmo com o rebaixamento da câmara no cabeçote. A redução gradativa de volume da região de choque possibilitou a diminuição dos níveis de esforços mecânicos do motor durante esse estágio da evolução da frente de chama, quando normalmente são atingidas as maiores pressões no interior da câmara de combustão.

A câmara do motor AE de 1600 cc aplicada à versão à gasolina a partir de 1991 diferencia-se da utilizada pelo motor CHT pela utilização do pistão 30 (Figura 49), que embora não tenha representado uma mudança significativa na forma da câmara de combustão, o sutil deslocamento do rebaixo na cabeça do pistão em direção à região de ignição proporcionou o aumento da taxa de queima nessa região, e tornou a “área efetiva de compressão” maior na região de detonação, representando um maior

controle no fenômeno de detonação. Pode-se observar na Figura 49 uma mesclagem das gravuras que representam a câmara 10 e o pistão 30, onde mostra que o rebaixo na cabeça do pistão não ultrapassa a linha de fronteira entre a região de choque e a região de detonação, mantendo-se efetiva a área de compressão aparente no cabeçote, diferentemente do que acontecia com a utilização do pistão 28 no motor CHT.

- **Motor Ford Zetec 16V de 1600 cc – Câmara Tipo Hemisférica**

Câmara de combustão hemisférica de quatro válvulas com vela de ignição central, que proporciona curto percurso da frente de chama e altas taxas de queima, e sua baixa relação superfície / volume diminui as perdas térmicas durante o período de combustão (HEYWOOD, 1988). A câmara possui duas áreas de compressão, sendo uma de contorno retilíneo na região das válvulas de descargas e outra que contorna parte dos perímetros das válvulas de admissões (Figura 50).

Ao início do curso de admissão dois fluxos distintos vindos um de cada válvula de admissão incidem na câmara de combustão tangencialmente à parede do cilindro, de forma que esses fluxos se chocam na região das válvulas de descarga, onde trocam calor e convergem para a vela de ignição. Nas etapas seguintes, esse encontro dos dois fluxos, gera FRV (*tumble*), que não possui efeito apreciável em baixas rotações, mas é extremamente eficaz em altas rotações.

Ao final do curso de compressão, a área de compressão localizada nas adjacências das válvulas de admissão gera o FRC que intensifica o FRV, que conseqüentemente aumenta os níveis de turbulência na câmara.

Figura 50 – Câmara no cabeçote do motor Ford Zetec 16V de 1600 cc

- **Motor Fiat de 1050, 1300, 1000 e 1500 cc (FIASA) – Câmaras Tipo Cunha**

Câmaras do tipo cunha, de fluxo em “U”, e dutos de fluxos diretos, vela de ignição instalada próxima à válvula de descarga, possibilitando o melhor aquecimento da mistura fresca e tornando curto o percurso da frente de chama em direção a esse ponto quente, sendo essa uma estratégia para controle de detonação e aumento da taxa de queima na região de ignição. Porém se o diagrama de cruzamento das válvulas for muito grande, com o motor em marcha lenta poderá haver contaminação da mistura fresca pelos gases já queimados na região da vela de ignição.

Ao início do curso de admissão, o fluxo de mistura que vem da válvula de admissão, tangencial à parede do cilindro, é direcionado contra a vela de ignição ao entrar em contato com a face onde a mesma é instalada, e durante a descida do pistão o perfil levemente arredondado dessa face auxilia na geração do FRH de baixo nível de perturbação durante sua descida helicoidal no interior do cilindro.

As câmaras de combustão das versões a etanol diferem das versões à gasolina apenas pelos formatos das cabeças dos pistões. No motor de 1300 cc a diferença é o tamanho do ressalto na cabeça do pistão (pistão 12 para gasolina e 41 para etanol,

Figura 51), que eleva a razão de compressão de 7,5:1 da versão à gasolina para 10,5:1 para a versão a etanol. Outro fato é que as válvulas de admissão e descarga mantêm seus diâmetros inalterados tanto para a versão à gasolina quanto para a versão a etanol, fator esse que vai se repetir em todas as câmaras dos motores da Fiat analisadas neste trabalho.

Figura 51 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores FIAT (1000, 1050, 1300 e 1500 cc)

Na versão de 1500 cc (FIASA), além da substituição do duto de admissão 08 pelo duto 5 (Figura 51), que melhora a qualidade do escoamento (HEISLER, 1995), o volume da câmara foi diminuído no cabeçote (câmara 2, Figura 51), porém compensado pela utilização de rebaixo na cabeça do pistão (pistão 14 para gasolina e pistão 13 para etanol, Figura 51), que contribuiu para diminuir a relação superfície / volume da mesma. A área de compressão no cabeçote situada na região de detonação, foi levemente aumentada com um perfil mais retilíneo, porém a utilização do pistão de rebaixo circular na versão à gasolina diminuiu a área efetiva de compressão (mesclagem da câmara 02 com o pistão 14, Figura 51), diminuindo os níveis de turbulência na etapa final do curso de compressão.

A mesma câmara de combustão foi utilizada na versão de 1000 cc (FIASA), com diferença apenas no tamanho da válvula de admissão, que passou de 36,5 mm para 34,0 mm, como utilizado no motor 1300 cc, e no menor volume do rebaixo na cabeça do pistão (pistão 11, Figura 51), que garantiu uma razão de compressão de 9,5:1 e melhores níveis de turbulência para essa versão (1000 cc). A diminuição progressiva do volume na região de choque diminui a taxa de queima, que diminui os esforços mecânicos das partes móveis do motor nessa etapa da evolução da frente de chama.

- **Motor Fiat 1500 e 1600cc (SEVEL) – Câmaras Tipo Cunha**

Câmara em forma de cunha com válvulas em linha e de fluxo em “U”, dutos de fluxo direto, e duas áreas de compressão opostas entre si, sendo a maior na região de detonação.

Das câmaras tipo cunha analisadas até aqui, esta é a que possui maior área de compressão atrás da vela de ignição, que tem o efeito de reduzir o tempo de queima, por compactar a câmara e por intensificar os níveis de turbulência, porém se essa área for muito grande, pode haver a extinção da frente de chama em alguns regimes.

Uma observação importante é que embora a compactação da câmara aumente a taxa de queima e diminua o ângulo de queima, que tem o efeito de aumentar a eficiência térmica do motor, esse tipo de compactação acaba aumentando as perdas térmicas dos gases queimados para as superfícies das áreas de compressões e resfriamentos, que se localizam em regiões de altas relações superfície / volume, que

em contrapartida, tem o efeito de diminuir a eficiência térmica do motor (HEYWOOD, 1988).

Figura 52 – Câmara no cabeçote pistões e dutos dos motores Fiat (1500 e 1600 cc) (SEVEL)

Esse tipo de câmara é caracterizado pela alta taxa de queima na região de ignição e de taxa moderada na região de choque.

Na versão a etanol as áreas aparentes no cabeçote correspondem à área efetiva de compressão, devido à utilização de pistão plano (pistão 16, Figura 52), enquanto que a utilização de pistão de rebaixo na cabeça na versão à gasolina (pistão 15, Figura 52) torna a área de compressão limitada pelo perfil do pistão.

A vela de ignição está igualmente distanciada das válvulas de admissão e descarga, e instalada numa face de inclinação acentuada.

Na versão de 1600 cc, basicamente as mudanças são: os diâmetros das válvulas (Tabela 06), e a maior área de compressão na região de detonação pela utilização do pistão 24 (Figura 52) no motor da Fiat Tipo 1.6ie (gasolina). Esse pistão possui rebaixo na cabeça cujos contornos também tornam a área de compressão aparente no cabeçote uma área de compressão efetiva.

- **Motor Fiat 2000 cc 8v – Câmara Tipo Hemisférica**

Câmara hemisférica de duas válvulas e de fluxo cruzado, duto de admissão de fluxo direto, e com vela de ignição instalada lateralmente entre as válvulas (câmara 04, Figura 53), porém o percurso da frente de chama é minimizado pela compactação provocada pelas áreas de compressões opostas entre si. Porém, Poulos e Heywood (1983) compararam o ângulo de queima de dez configurações de diferentes câmaras de combustão, escolhendo a que proporcionava o maior ângulo de queima como padrão de comparação para as demais (câmara “disco” com vela de ignição instalada lateralmente), e reportaram que o reposicionamento da vela de ignição da lateral para o centro de uma câmara tem efeito mais expressivo na diminuição do ângulo de queima do que pela simples modificação de sua forma. Mais particularmente para a câmara hemisférica, o ganho na diminuição do ângulo de queima foi da ordem de 20% quando a vela de ignição era movida da lateral para o centro dessa câmara, contra o ganho de apenas 8% na modificação da câmara padrão para a hemisférica com a vela de ignição também instalada lateralmente, ou seja, dos 28% de ganho na diminuição do ângulo de queima pela transformação de uma câmara considerada “ruim” nesse aspecto em uma câmara considerada de “qualidade”, apenas 8% se deu pela mudança de forma, e os outros 20% pela melhor localização da vela de ignição. Nesse trabalho também foi reportado que para uma câmara hemisférica cuja vela de ignição é montada lateralmente produza o mesmo ângulo de queima que essa mesma câmara produziria com vela de ignição central, seria necessário um aumento nos níveis de turbulência de um fator de 1.55, porém a eficiência térmica decresceria de 2%, devido à maior perda de calor, e em torno de 4,3%, para as paredes da câmara de combustão, pistão e cilindro.câmara. Assim, pode-se concluir que seria mais

vantajoso, do ponto de vista do ângulo de queima, instalar a vela de ignição mais próxima do centro da câmara do que aumentar os níveis de turbulência em seu interior. Entretanto a escolha do fabricante do motor do Tempra 2000 cc (8V) é justificada pela utilização de válvulas de grandes diâmetros (43,6 mm para admissão e 36,2 mm para descarga), que proporcionam maior eficiência volumétrica e menor perda por bombeamento, tornando impraticável a instalação centralizada da vela de ignição, requisitando-se então, a geração de maiores níveis de turbulência. Tal escolha também é compatível com a melhor qualidade da atomização da mistura desejada em baixas rotações, quando os níveis de turbulência são mais requisitados para essa atomização.

É importante considerar que nas experiências de Poulos e Heywood o aumento dos níveis de turbulência não se deu pela compactação da câmara hemisférica com áreas de compressões conforme a câmara aqui analisada, pois isso aumenta as trocas térmicas dos gases queimados com essas regiões de grandes relações superfície / volume.

Durante o curso de admissão, o fluxo de mistura, que vem do duto de fluxo direto, é, em sua maior parte, direcionado para a face da válvula de descarga, que além de aquecer a mistura contribui para a geração de FRV.

Ao final do curso de compressão, as áreas de compressões geram FRC que proporcionam altos níveis de turbulência na câmara de combustão, cujos efeitos são ainda mais expressivos na versão a etanol, devido ao tipo de ressalto na cabeça do pistão (pistão 20, Figura 53) responsável pela mudança de direção o fluxo gerado pela área de compressão, sendo basicamente essa a diferença entre as câmaras das versões à gasolina e a etanol.

Figura 53 – Câmara no cabeçote pistões e dutos do motor Fiat 2000 cc 8v

- **Motor Fiat 2000 cc 16v (Tempra) e 1600 cc 16v (Pálio) – Câmaras Tipo Hemisféricas**

Câmaras de combustão hemisféricas de quatro válvulas e dutos de fluxos diretos, (câmaras 05 e 06, Figura 54). Possuem altas eficiências volumétricas, curtos percursos das frentes de chamas (velas de ignições centrais) e baixas relações superfície / volume.

Esses tipos de câmaras normalmente requerem algum mecanismo para geração de FRH em baixas rotações (Figura 14, p. 25) para se conseguir níveis de turbulências adequados à atomização da mistura, pois esses níveis são críticos em

baixas rotações. Esses mecanismos tornam-se indispensáveis em motores de queima pobre (AUTOMOTIVE ENGINEERING, 1987), porém suas aplicações não se restringem apenas a tais motores. Nenhum mecanismo para geração de FRH foi observado em câmaras hemisféricas de aplicações nacionais.

Nenhuma versão de câmara hemisférica de quatro válvulas aplicada ao etanol foi produzida até o momento.

Figura 54 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores Fiat 1600 cc 16v e 2000 cc 16v

Algumas particularidades da câmara 05 associada ao pistão 17 (Figura 54) que equipa a Fiat Tempra são: o fato de possuir rebaixo de válvulas no pistão apenas no lado das válvulas de admissões, e a cavidade no pistão ser deslocada para o lado das válvulas de descargas, que mantém a taxa de queima mais alta e diminui o tempo de queima na direção mais crítica para o fenômeno de detonação, uma vez que a área de compressão e resfriamento é muito pequena nessa região, que é aquecida por essas válvulas de descargas. Conforme visto na seção 6.5, o menor tempo de queima tem efeito predominante sobre os conseqüentes aumentos de temperatura e pressão do gás não queimado na região de detonação, prevenindo-se, dessa forma, o fenômeno de detonação.

- **Motor VW AT 1000 8v – Câmara Tipo Banheira no Cabeçote**

Essa câmara é uma variação da câmara “banheira no cabeçote”, que é caracterizada pela cavidade circular no cabeçote, normalmente acompanhada de pistão plano e válvulas instaladas na face plana e horizontal da câmara de combustão no cabeçote.

Uma particularidade da câmara desse motor é a localização da vela de ignição relativa ao fluxo de mistura fresca (câmara 24, Figura 55). Tal fluxo é direcionado para a face de inclinação acentuada oposta à vela de ignição (adjacências da área de compressão da região de detonação), onde é defletido em direção à válvula de descarga, que após aquecimento encaminha-se para a região restrita da vela de ignição. Essa estratégia permite uma melhor preparação da mistura no interior da câmara de combustão, porém depende de altos níveis de FRH para garantir sua eficácia.

A única diferença entre as versões a etanol e gasolina está na profundidade da concavidade na cabeça do pistão, que eleva a razão de compressão de 10,5:1 para 13,5:1. A cavidade do pistão é deslocada para próximo da vela de ignição e da válvula de descarga, aumentando-se a taxa de queima nessa região. Esse é um aspecto importante, pois diferentemente do que acontece com as câmaras “tipo cunha”, que têm a característica de possuir maior volume na região de ignição, as câmaras “tipo banheira” geralmente têm distribuição uniforme de volume desde a região de ignição até a região de choque, que mantém a taxa de queima praticamente

constante depois de a frente de chama encontrar a cabeça do pistão. A cavidade no pistão em forma de calota esférica dá à região de ignição um aspecto semelhante ao da câmara hemisférica, trazendo as vantagens anteriormente mencionadas para esse tipo de construção.

Figura 55 – Câmara no cabeçote pistão e dutos do motor VW AT 1000cc

- **Motores VW 1500, 1600, 1800, 2000 cc – Câmaras Tipo Banheira no Cabeçote**

A câmara utilizada pelo motor de 1500 cc é precursora da utilizada no motor AT 1000 cc, diferenciando-se pelos perfis mais arredondados das faces adjacentes às áreas de compressões, e pelo fluxo em “U” (câmara 22, Figura 56). O fluxo de admissão é direcionado para a vela de ignição antes de passar pela face da válvula de descarga, como na maioria das câmaras analisadas. O pistão de concavidade na cabeça (pistão 33, Figura 56) foi substituído pelo pistão plano (pistão 01, Figura 56) para a versão a etanol. A versão de 1600 cc de nomenclaturas “BS e UC”(tabela 06) também utilizou a câmara 22 e o pistão plano (pistão 01) para a aplicação ao etanol, porém o pistão 33 foi substituído pelo pistão 34 (Figura 56) na versão à gasolina, que dá à câmara um perfil que lembra mais o perfil hemisférico.

As câmaras dos motores do tipo AP (1600, 1800, 2000 cc), também são basicamente as mesmas (câmara 23, Figura 56), diferenciando-se apenas pelos diâmetros das válvulas, volume no cabeçote e pelos formatos e volumes dos pistões.

Sendo uma evolução da câmara 22 (Figura 56), as áreas de compressões foram reduzidas, dando lugar a faces bem mais arredondadas, tendendo para um perfil mais hemisférico, com menor relação superfície / volume. A vela de ignição perdeu a região relativamente restrita, tornando-se mais exposta ao fluxo turbulento de mistura ar-combustível, permitindo uma geração de FRH de menor grau de perturbação durante o curso de admissão. Isso ajuda a manter a estabilidade do FRH até período de combustão.

As versões AP-600 e AP-800 também utilizaram pistões planos para a aplicação ao etanol, mas substituiu o pistão 34 pelo pistão 35 (Figura 56), que possui um rebaixo de menor diâmetro e maior profundidade, deslocado em direção à vela de ignição, e um ressalto acentuado na região de detonação. Esse perfil intensifica as taxas de queima na região de ignição, diminui na região de choque, e intensifica as trocas térmicas na região de detonação da câmara de combustão, que fica justamente voltada para o lado da instalação do coletor de descarga no cabeçote.

A versão de 2000 cc a etanol destaca-se por um importante aspecto: se o pistão fosse plano nessa versão, conforme na de 1800 cc, cuja razão de compressão é 12,0:1, o maior volume do cilindro elevaria sua correspondente razão de compressão

para 13,2:1, a menos que o volume da câmara também fosse aumentado. Entretanto, adotou-se a utilização de pistão de rebaixo na cabeça para manter a razão de compressão em 12,0:1 (pistão 37, Figura 56). Isso aumentou o volume na região de ignição, além de diminuir a relação superfície / volume global da câmara de combustão. Apenas na pequena região de detonação o pistão recebeu um ressalto que chega a ultrapassar 1,1 mm da face do bloco, diminuindo assim, o volume compreendido entre as faces da área de compressão, aumentando a eficiência do resfriamento dessa região, conforme verificado por Caris et al. (1956) em outros motores.

Esse motor de 2000 cc a etanol foi o primeiro motor da VW a utilizar pistão de rebaixo na cabeça para aplicação ao etanol, sendo posteriormente utilizado rebaixo em forma de calota na versão de 1000 cc.

Figura 56 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores VW 1500, 1600, 1800, 2000 cc

- **Motor VW 1000 cc 16v – Câmara Tipo Hemisférica**

Câmara hemisférica do tipo “telhado”, de quatro válvulas, com dutos de fluxos diretos, e vela de ignição central. Possui quatro áreas de compressões para geração de turbulência e controle de detonação.

Não há versão para o etanol.

As câmaras hemisféricas de quatro válvulas utilizadas nos veículos nacionais possuem características muito semelhantes entre si, dispensando muitos comentários especiais em relação a outras anteriormente analisadas.

Figura 57 Câmara pistão e dutos do motor VW 1000 cc 16v

- **Motor VW 1600 cc AR – Câmaras Tipo Banheira no Cabeçote**

Câmara do tipo “banheira” com fluxo em “L”, com duas áreas de compressões, sendo uma atrás da vela de ignição e outra oposta a mesma. O duto de admissão de paredes de deflexão, gera altos níveis de turbulência por meio de FRH, durante o curso de admissão. Ao início do curso de admissão, o fluxo que entra na câmara de combustão, em alta velocidade, percorre os contornos arredondados da face

adjacente à área de compressão da região de detonação, onde troca calor, e durante as etapas subseqüentes, encontra a válvula de descarga, e após trocar calor com a mesma, dirige-se para a vela de ignição com um alto nível de atomização

No período de 1982 a 1984 a versão a etanol utilizou uma câmara de aplicação exclusiva a esse combustível (câmara 27, Figura 58), radialmente mais compacta que a utilizada na versão à gasolina (câmara 26, Figura 58), além da utilização de pistão plano, que elevou a razão de compressão de 7,2:1 para 10,0:1. Embora essa compactação tenha reduzido o perfil arredondado da face adjacente à área de compressão da região de detonação, que é responsável pelo FRH sem restrições durante o curso de admissão, a taxa de FRH foi incrementada ao início do curso de admissão, e ao final da fase de compressão.

A partir de 1984, um único cabeçote passou a ser utilizado para as versões a etanol e gasolina. A geometria da câmara no cabeçote era a mesma da versão a etanol anterior, porém de maior volume (câmara 28, Figura 58), sendo modificados os pistões, que na versão à gasolina recebeu um rebaixo de maior volume na cabeça (substituição do pistão 33 pelo 38, Figura 58), gerando uma razão de compressão de 7,5:1, e na versão a etanol recebeu um ressalto suave centro da cabeça (substituição do pistão 1 pelo 42, Figura 58) que aumentou a razão de compressão para 11,0:1. Outro detalhe diferente, é a transposição de aletas de arrefecimento do cabeçote para a camisa do cilindro

A versão a etanol passou a contar com uma versão chamada “econômica” (CATÁLOGO TRW, 2000), que em nível de câmara de combustão, utilizou uma válvula de descarga de menor diâmetro (Tabela 06).

Figura 58 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores VW 1600 cc (AR)

- **Motor GM 1400 e 1600 cc (Chevette) – Câmaras Tipo Banheira no Cabeçote e Tipo Coração**

De 1973 a 1981 o motor de 1400 cc utilizou a câmara 11 (Figura 59) associada ao pistão 02 (Figura 59), sendo essa uma variação da câmara do tipo “banheira no cabeçote”, de fluxo cruzado e válvulas planas, alinhadas com ângulo de 45° do eixo longitudinal do cabeçote, operadas por um único comando de válvulas. Esse recurso reduziu o comprimento do duto de descarga no cabeçote, reduzindo as trocas térmicas dos gases queimados com o sistema de arrefecimento.

O duto de admissão é do tipo de fluxo direto (duto 15, Figura 59) que, associado à inclinação da câmara pelo posicionamento das válvulas, direciona o fluxo de mistura fresca para a vela de ignição, entretanto, isso tende a reduzir o nível de FRH na câmara de combustão.

Figura 59 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores GM 1400 e 1600 cc (Chevette)

Para a aplicação ao etanol em 1981, o pistão com cavidade na cabeça (pistão 02, Figura 59) foi substituído por um de ressalto bem acentuado na cabeça (pistão 40, Figura 59), que elevou a razão de compressão de 7,3:1 para 10,5:1, ao mesmo tempo

em que o motor à gasolina recebia um pistão plano (pistão 01, Figura 59), que aumentava sua razão de compressão para 7,8:1. Essa configuração só ficou mais um ano no mercado.

Nesse período, a versão de 1600 cc (oferecido apenas na versão à gasolina) recebeu uma câmara totalmente redesenhada (câmara 13, Figura 59). O duto de admissão de fluxo direto foi substituído pelo duto de paredes de deflexão (duto 14, Figura 59), onde o fluxo é forçado a passar por apenas um lado da haste da válvula de admissão, aumentando a velocidade de escoamento e sendo direcionado tangencialmente à parede do cilindro. A área de compressão atrás da vela de ignição foi levemente reduzida para que a face adjacente à mesma possuisse um perfil mais arredondado, permitindo um FRH menos restritivo. A área de compressão da região de detonação foi aumentada, contornando as válvulas de admissão e descarga, de forma que a câmara passou a ser classificada como “câmara coração”. Essa área de compressão aumentou ainda mais as taxas de FRH, tanto no curso de admissão quanto no curso de compressão, além de reduzir o percurso da frente de chama. Outro efeito apreciável é observado ao final do curso de descarga, quando o fluxo é intensificado pelo efeito da geometria dessa área de compressão.

Em 1983, apenas a versão de 1600 cc ficou no mercado nacional, recebendo uma versão a etanol, cuja câmara de combustão (câmara 12, Figura 59) era uma versão compacta da câmara 13, porém de aplicação exclusiva do motor a etanol. Essa compactação, elevou a razão de compressão de 10,5:1 para 11,8:1. O duto de admissão de paredes de deflexão (duto 14, Figura 59) proporciona altas taxas de FRH, que melhora a qualidade da atomização da mistura nas condições mais críticas. Embora tenha havido consequências positivas com a utilização dessa câmara, como: melhor qualidade na atomização da mistura, pelo aumento dos níveis de turbulência; diminuição do período de queima; aumento da taxa de queima; maior controle de detonação pela maior área de compressão na região de detonação, essa câmara é a de maior relação superfície / volume da família dos Chevettes, possuindo desvantagens, do ponto de vista de emissões e perdas térmica.

Em 1988, o motor 1600 cc (1.6 / S), utilizou uma nova câmara no cabeçote (câmara 14, Figura 59), comum às versões a etanol e gasolina. Esse projeto abandonou os princípios utilizados no projeto anterior, no que se refere à qualidade

da atomização do etanol, pois essa câmara era praticamente a mesma câmara do motor 1400 cc à gasolina (câmara 11, Figura 59) utilizada desde 1973, diferenciada apenas pela ausência da área de compressão atrás da vela de ignição.

Com a utilização dessa câmara associada ao duto de admissão de fluxo direto (duto 15, Figura 59), houve: ganho de eficiência volumétrica, cujo efeito é mais expressivo na versão a etanol; melhora na relação superfície / volume; melhor posicionamento da vela de ignição relativa aos contornos da câmara no cabeçote, que aumentou o volume da região ignição, aumentando a área da superfície da frente de chama ao início da combustão; perda significativa dos níveis de turbulência em baixas rotações, cujo efeito é prejudicial à qualidade da mistura em regimes de baixas rotações do motor a etanol; pouca área de compressão, que implica em baixa qualidade do resfriamento da região de detonação, ou seja, menor controle do fenômeno de detonação.

Algumas evidências que acompanharam as mudanças de princípios de projetos citados acima apontam para a busca de performance do motor, sendo elas: aumento de potência; equalização dos dutos de admissão; substituição da carburação de simples estágio pela de duplo estágio, que melhora a qualidade da atomização da mistura em baixas rotações sem prejudicar a eficiência volumétrica em altas rotações. Tais evidências justificam a escolha de uma câmara menos comprometida com o processo de formação da mistura para regimes de baixas rotações.

Também é importante observar que nos motores de 1600 cc anteriores ao utilizado em 1988 (1.6 / S), tanto o movido à gasolina quanto o movido a etanol utilizavam cabeçotes diferentes, embora ambos possuísem câmaras do tipo “coração” (mais compacta na versão a etanol) associadas aos dutos de paredes de deflexão, e que devido a necessidade de se aumentar a eficiência volumétrica desses motores, seria bem mais simples e menos custoso utilizar um único cabeçote já existente para ambos os combustíveis, cujo duto é de fluxo direto, apenas com uma simples mudança na área de compressão (conforme citado anteriormente) do que retrabalhar os dutos de admissões, e conseqüentemente as câmaras dos cabeçotes anteriores, devido aos vínculos entre esse tipo de duto de admissão e câmara de combustão.

De qualquer forma, é necessário que se faça uma análise numérica (quantitativa) para quantificar as vantagens e desvantagens da compactação da câmara 12 contra as vantagens do reposicionamento da vela de ignição relativo à cavidade da câmara no cabeçote da câmara 14, do ponto de vista da combustão.

Outra característica observada é que os diâmetros das válvulas de admissão e descarga são iguais para as versões a etanol e à gasolina, característica essa que se repete em todos os motores da GM analisados.

- **Motores GM 1600 e 1800 cc (Monza Fase 1) – Câmaras Tipo Banheira no Cabeçote**

A câmara de combustão do motor de 1600 cc utilizada em 1982 (câmara 15 (Figura 60) segue a linha da câmara 11 do Chevette. Uma pequena diferença de característica pode ser observada na área de compressão na região de detonação, pois a menor área de compressão dessa região diminui o controle de detonação, porém ganha em eficiência térmica e controle de emissões. Para a aplicação à versão a etanol apenas pistões planos foram utilizados em lugar de pistões de rebaixo na cabeça.

Figura 60 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores GM 1600 e 1800 cc (Monza Fase I)

Essa câmara de combustão sofreu modificações para a aplicação da versão de 1800 cc (câmara 16, Figura 60). O diâmetro da válvula de descarga aumentou de 32 para 35 mm, e o da válvula de admissão de 35 para 41 mm, exigindo um alargamento da região da válvula de admissão. A área de compressão na região de detonação foi aumentada, recebendo um contorno retilíneo, assim como na região da vela de ignição. O percurso mais longo da frente de chama no interior da cavidade da câmara de combustão no cabeçote deixou de ser em direção ao centro da área de compressão na região de detonação (câmara 15, Figura 60) e passou a ser em direção à região da válvula de admissão (câmara 16, Figura 60), que se encontra no limite da área de “compressão e resfriamento”, podendo vir a ser considerada crítica para gerar

detonação, porém essa é uma região relativamente fria. Ou seja, a maior área de compressão na região de detonação além de ter proporcionado um maior controle sobre o fenômeno de detonação nessa região, fez com que o maior percurso da frente de chama se desse em direção a uma região pouco provável de gerar detonação.

- **Motor GM 1800 e 2000 cc (Monza Fase II) – Câmaras Tipo Banheira no Cabeçote e Tipo Coração**

Assim como o que aconteceu com o motor do Chevette 1600 cc (1.6 / S), a partir de 1987 a câmara de combustão do motor do monza de 1800 cc ganhou volume na cavidade do cabeçote (câmara 17, Figura 61), e perdeu a cavidade do pistão na versão à gasolina (pistão 06, Figura 61), e ganhou um ressalto na cabeça do pistão da versão a etanol (pistão 07, Figura 61). A face adjacente à área de compressão da região de detonação ganhou um perfil vertical, bem como nas faces da câmara que contornam as válvulas de admissão e descarga. A mudança mais significativa foi na área de compressão atrás da vela de ignição, que deixou de ter contorno retilíneo para abrigar a válvula de admissão de maior tamanho (passou de 41 para 41,8 mm). Houve também um ganho de volume na área de compressão atrás da vela de ignição pelo aumento da distância entre essa área e a cabeça do pistão.

Essas mudanças trouxeram modificações nas características dinâmicas da câmara. Ao início do curso de admissão o fluxo de mistura fresca incide diretamente sobre a vela de ignição, sendo parte dessa mistura defletida diretamente para a região da válvula de descarga, e outra parte é previamente aquecida antes de chegar à válvula de descarga por ser forçada a passar pelo recesso da área de compressão, que se encontra com uma temperatura maior do que a da mistura fresca. Durante o restante do curso de admissão os contornos arredondados dessa área de compressão provocam um FRH menos restritivo no interior do cilindro.

Figura 61 – Câmaras nos cabeçotes pistões e dutos dos motores GM 1800 e 2000 cc (Monza Fase II)

Na mesma época (1987) foi lançado o motor de 2000 cc, que em relação ao motor de 1800 cc ganhou válvulas de admissão ainda maiores (43 mm), e a área de compressão atrás da vela de ignição deixou de existir, tornando o perfil dessa região mais parecido com o hemisférico (câmara 19, Figura 61), dessa forma, a vela de ignição ficou exposta e mais centralizada em relação a cavidade da câmara no cabeçote, que tem o efeito de aumentar a taxa de queima de maneira a reduzir o ângulo de queima (POULOS e HEYWOOD, 1983).

A área de compressão de região de detonação deu a essa câmara tipo banheira no cabeçote a forma de um coração, que conseqüentemente passou a ser classificada como “câmara tipo coração”, resultando em modificações de ordem dinâmica nessa câmara de combustão. É importante lembrar que a câmara tipo coração geralmente é uma variação de outro tipo de câmara, conforme mostrado na seção 7.1.4.

Durante o curso de admissão, o duto de admissão de paredes de deflexão (duto 22, Figura 61) intensificou a velocidade de escoamento da mistura fresca, que após ser direcionada para a face inclinada do cabeçote nas adjacências da parede do cilindro (Figura 61), possibilitou a geração de altas taxas de FRH menos restritivo. O FRH ainda é auxiliado pelo ressalto em forma de “nariz” na área de compressão, que direciona o fluxo de mistura fresca para a vela de ignição ao final do curso de compressão. Embora esse tipo de duto possa penalizar a eficiência volumétrica do motor, a maior cilindrada e diâmetro da válvula de admissão acabam compensando essa perda.

De forma geral, essa câmara tipo coração associada ao duto de paredes de deflexão foi uma evolução das utilizadas pelos Chevettes, buscando um maior equilíbrio entre os requisitos de turbulência para atomização e combustão rápida com menos perdas térmicas. Isso pode ser observado pela forma da “região de ignição” que lembra a de uma câmara hemisférica. Entretanto, a utilização do pistão 07 da versão a etanol não evidencia uma boa combinação com essa câmara, pois o ressalto desse pistão acaba diminuindo o volume de parte da região de ignição, além disso ele é deslocado para baixo da válvula de admissão (Figura 61), que conforme dito anteriormente, geram gradientes de pressões ao início da descida do pistão, interferindo no FRH.

A câmara de combustão 18 (Figura 61), utilizada nos motores 2000 cc atuais, assistidos por injeção eletrônica de combustível (Tabela 6), diferencia-se da interior (câmara 19 citada acima) pela utilização de duto de admissão de fluxo direto para ganhar eficiência volumétrica, e pela retomada dos perfis característicos da câmara 17 (Figura 61) utilizada na versão de 1800 cc fase II, sendo diferente da mesma em volume e tamanho de válvulas. A melhor qualidade da mistura conseguida pela utilização de injeção eletrônica de combustível justificou a retomada da configuração anterior (maior eficiência volumétrica), cuja câmara de combustão e duto de admissão são menos comprometidos com a geração de altos níveis de turbulência para atomização da mistura em baixas rotações. Pode-se também considerar que, segundo Leão (2002), apenas 13,2 % dos veículos vendidos no Brasil naquela ocasião eram movidos a etanol, bem diferente dos 94,4 % em 1987, quando surgiu o motor de 2000 cc do Monza.

- **Motor GM 1000 cc (Corsa) – Câmara Tipo Banheira no Cabeçote**

Essa versão resgatou as antigas características da câmara do motor de 1600 cc do Monza, diferenciando-se em volume, tamanho de válvulas e pela forma e dimensão da área de compressão atrás da vela de ignição, que criam uma região mais restrita ao fluxo turbulento para a vela de ignição.

Com pouca área de compressão e contornos mais arredondados, essa câmara proporciona ganhos em eficiência térmica, pelo perfil mais hemisférico da câmara de combustão de um motor de cilindrada relativamente baixa.

Figura 62 – Câmara no cabeçote pistões e dutos dos motores GM 1000cc (Corsa)

- **Motor GM 2000 cc 16V (Vectra) – Câmara Tipo Hemisférica**

Câmara hemisférica de quatro válvulas com vela de ignição central e duas áreas de compressões opostas entre si. Dutos de admissões de fluxos diretos e geração de FRV, e ausência de recursos para geração de FRH em baixas rotações.

Figura 63 – Câmara no cabeçote pistões e dutos dos motores GM 2000 cc 16v e 2200 cc 16v

8.3 OBSERVAÇÕES GERAIS

Durante a análise das câmaras de combustão dos motores a etanol, foi possível perceber que cada fabricante adotou sua própria estratégia para a construção de suas câmaras de combustão, não revelando um denominador comum dos projetos aplicados a esses motores. As características associadas às formas das cabeças dos pistões, às dimensões das válvulas de admissão e descarga, aos tipos de dutos de admissão empregados, às formas e dimensões das câmaras nos cabeçotes, etc., dependeram dos requisitos de projetos de cada motor, como: a continuidade do processo de formação de mistura na câmara, através de mecanismos para geração de FRH, FRV, FRC, etc.; a eficiência da combustão, através de formas mais próximas das câmaras hemisféricas, mesmo quando elas não eram classificadas como tal; a diminuição do tempo de queima pelo posicionamento da vela de ignição mais próxima possível do centro da câmara de combustão, etc.

O requisito de iniciar a atomização da mistura fora da câmara de combustão adotado para todos os motores nacionais, implicou em um forte vínculo entre: o duto de admissão, a disposição das válvulas, e a geometria da câmara de combustão, pois esse processo de atomização se estende até o momento da ignição.

Se um dado combustível, como o etanol (alto calor latente de vaporização), provocar um elevado grau de trocas térmicas com as superfícies nas quais ele entra em contato durante o processo de formação de mistura, e se a câmara de combustão de um motor participar de forma efetiva desse processo, então isso acabará sendo conflitante com os requisitos de eficiência térmica da combustão, pois as mesmas superfícies que “cederam calor” à mistura fresca durante a atomização, sempre “roubam calor” durante a combustão, de forma que quanto maiores as diferenças de temperaturas entre essas superfícies e os gases queimados, maiores serão as perdas térmicas. A isso estão sujeitos os motores a etanol desenvolvidos até o momento, embora tenham eficiências térmicas maiores que as dos motores à gasolina, pois a diferença poderia ser ainda maior se suas câmaras de combustão não precisassem participar de forma tão efetiva no processo de formação de mistura. Os atuais sistemas de injeção eletrônica de combustível têm diminuído essa necessidade, devido à melhor qualidade na atomização da mistura fora da câmara de combustão.

Conforme citado anteriormente, a simples substituição de um pistão côncavo por um de cabeça plana para aumentar a razão de compressão, quando da conversão de um motor à gasolina para etanol, geralmente tem o efeito de tornar “efetiva” a área de compressão “aparente” no cabeçote (maior área de compressão e resfriamento), que embora seja um aspecto positivo do ponto de vista do controle do fenômeno de detonação, e da geração de turbulência ao final do curso de compressão, melhorando a qualidade da atomização da mistura ar-combustível e diminuindo o tempo de queima, traz outras conseqüências como:

- o aumento dos índices de emissões de hidrocarbonetos não queimados, pelo superdimensionamento da área de compressão e resfriamento (HEISLER, 1995), tornando a queima menos eficiente;
- a diminuição do volume da região de ignição, que em contrapartida tem o efeito de diminuir a taxa de queima nessa região, que por sua vez acaba por aumentar as perdas térmicas pelo maior tempo de exposição das paredes da câmara aos gases queimados nessa região (JUDGE, 1965);
- o aumento global da relação superfície / volume da câmara de combustão, embora seja inevitável na compactação de uma câmara. Porém sempre é possível retrabalhar a câmara de forma a explorar as relações superfície / volume locais, ou seja, minimizando-a na região de ignição e permitindo que ela seja maior na região de choque, onde as perdas térmicas são menores (JUDGE, 1965);

Uma experiência marcante na utilização de uma câmara de combustão de aplicação exclusiva à versão a etanol, foi a da GM, que manteve por cinco anos a câmara 12 (Tabela 4) no Chevette de 1600 cc (1983 a 1987), cujas características revelaram a participação efetiva da câmara no requisito de geração de altos níveis de turbulência em seu interior para a melhor qualidade mistura. Entretanto, essa câmara foi substituída em 1988 por outra menos comprometida com a atomização da mistura em baixas rotações (Câmara 14, Tabela 04), mas que proporcionava ganho de eficiência volumétrica por estar associada ao duto de fluxo direto (Duto 21), que acompanhou a necessidade de se aumentar a performance dos motores dos Chevettes da época (1988). Tal procedimento representou uma simples adaptação no cabeçote

já existente dos antigos motores de 1400 cc, dispensando grandes gastos com novos projetos.

A forma adotada pela FORD de gerar maiores níveis de turbulência em baixas rotações para motores a etanol, pela utilização de válvulas de admissões de menores diâmetros que as das correspondentes versões à gasolina, evidenciou o requisito de se gerar altos níveis de turbulência com a participação efetiva da câmara de combustão.

A FIAT e a VW utilizaram pistões côncavos em vez de pistões planos ou de ressaltos nas cabeças para alguns motores a etanol, embora essa prática não tenha revelado uma tendência.

A grande variedade das geometrias das câmaras de combustão utilizadas em uma mesma época revelou que não se pode falar em uma câmara efetivamente ideal, pelo menos até o momento, pois apenas alguns números limitados de requisitos são considerados na escolha de uma ou outra geometria de câmara de combustão, não sendo possível manipular muitas variáveis isoladamente sem que umas interfiram nas outras, muitas vezes de maneira negativa.

9 CONCLUSÃO E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base no levantamento do estado da arte das câmaras de combustão dos motores do ciclo Otto à gasolina e a etanol hidratado, e da análise qualitativa de seus aspectos evolutivos, bem como da observância de aspectos específicos das câmaras de combustão dos motores a etanol, pôde-se constatar (três momentos distintos) que inicialmente os fabricantes de motores direcionaram seus esforços à adequação dos projetos já existentes das câmaras de combustão dos motores à gasolina para uso do etanol como combustível alternativo, não revelando uma tendência dos projetos das câmaras de combustão para tal aplicação, embora haja diferenças significativas das propriedades físico-químicas de ambos os combustíveis, como: densidade, viscosidade, tensão superficial, calor latente, etc. As dificuldades encontradas inicialmente nos projetos dos motores a etanol, como: partida a frio, tempo de aquecimento e emissões nesse período, e operação satisfatória sob baixas temperaturas, não foram abordadas em termos de câmara de combustão. Essas dificuldades foram contornadas por meio de sistemas periféricos auxiliares.

Na medida em que os motores a etanol evoluíam, alguns aspectos acabaram se tornando característicos deles, como: maiores níveis de turbulência na câmara de combustão em relação aos dos motores à gasolina; e maiores áreas de compressões e resfriamentos, sejam por consequência da simples substituição de pistões côncavos por planos (maioria dos casos) ou pela compactação intencional da câmara no cabeçote (exemplos: câmara 12, Tabela 04; câmara 27, Tabela 05). Dessa forma, pode-se dizer que numa etapa posterior houve algumas tentativas de se produzir câmaras mais adequadas para os motores a etanol (meados dos anos 1980), porém, apenas a câmara 12 aplicada aos Chevettes de 1600 cc de 1983 a 1987 manteve aplicação exclusiva ao etanol. Entretanto, tais tentativas ainda eram muito modestas.

Atualmente alguns motores movidos a etanol têm revelado câmaras de combustão cada vez menos comprometidas com o processo de formação da mistura (exemplo: câmara 23 associada ao pistão 37), justificado pela melhor qualidade da mistura que chega em seu interior. Tal fato, é perfeitamente compatível com a atual tendência nacional de se produzir motores multi-combustíveis, pois a diversidade das propriedades físico-químicas dos diferentes combustíveis, acaba requisitando uma melhor preparação da mistura ar-combustível antes de entrar na câmara, fazendo com que os projetos das câmaras tendam cada vez mais para o foco do processo de combustão. A prévia vaporização do etanol antes de entrar na câmara está em perfeita harmonia com essa tendência, desde que essa câmara possa garantir uma queima adequada, isenta do fenômeno de detonação, pois como dito anteriormente, o aumento da temperatura do gás ainda não queimado na região de detonação tende a aumentar o requisito de octanas de um dado motor.

Verifica-se também, que os motores GDI atuais representam um grande avanço tecnológico dos motores à gasolina, e a transferência dessa tecnologia para o motor a etanol também é muito modesta, pois ainda se limita aos centros de pesquisas. Mas a busca global por combustíveis alternativos, limpos e renováveis, tem despertado interesse de diversos países na utilização do etanol para tal fim, de forma que isso pode contribuir para uma ampla investigação da aplicação desse combustível aos motores GDI, devido o seu grande potencial citado anteriormente.

As atuais modelagens numéricas também têm se mostradas ferramentas essenciais para que se possa prever com mais exatidão os efeitos das mais diversas variáveis sobre o processo de combustão dos motores de combustão interna.

9.1 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

- Um potencial não explorado das câmaras de combustão para o etanol é a utilização de câmaras hemisféricas com velas centrais, de múltiplas válvulas de admissões, e com o mínimo de área de compressão, para explorar ao máximo a eficiência da combustão, sendo os níveis de turbulência requisitados para a qualidade da atomização da mistura em baixas rotações gerados e controlados pelo gerenciamento da restrição de uma das válvulas de admissão. Dessa forma pode-se explorar o FRH em baixas rotações e o FRV em altas. Assim, propõe-se uma análise numérica e a validação experimental da qualidade da atomização da

mistura e da combustão para uma câmara de combustão hemisférica de múltiplas válvulas de admissões assistidas por controle de FRH em um motor operando com etanol;

- Digitalização tridimensional das câmaras nacionais consideradas pertinentes para análise numérica comparativa de suas eficácias nos processos de atomização e combustão quando operando com etanol, levando-se em conta o efeito da compactação de uma câmara sobre o período de queima e a eficiência da combustão;
- Análise numérica do efeito do ressalto em forma de calota esférica na cabeça do pistão sobre o FRH, para diferente taxas desse fluxo e posicionamentos do ressalto em diferentes câmaras de combustão;
- Uma maneira de isentar a câmara de combustão de um motor a etanol da necessidade de participar do processo de formação da mistura é a prévia vaporização desse combustível, de forma que o projeto da câmara de combustão pode assumir formas mais apropriadas à queima eficiente, como as câmaras hemisféricas por exemplo. Entretanto, o requisito de octanas de um dado motor funcionando sempre nas mesmas condições de operação aumentará com o aumento da temperatura de admissão da mistura ar-combustível (GLUCKSTEIN e WALCUTT, 1960). Assim, propõe-se uma análise numérica da combustão do etanol previamente vaporizado em diferentes câmaras de combustão, com foco no fenômeno de detonação;
- Outra possível forma de adequar o processo de formação de mistura ao requisito de mínima perda de calor durante a combustão, é a utilização de câmara de combustão projetada para utilização de sistema injeção direta de combustível, que, pelas experiências realizadas com motores à gasolina (seção 7.2), potencializa sua aplicação no motor a etanol, pelo fato de atender o maior número de requisitos do motor e devido a sua versatilidade de estratégia de formação de mistura para cada regime. Tal sistema possibilita: partidas mais rápidas sem a necessidade de combustível auxiliar sob baixas temperaturas e menor risco de falhar durante o aquecimento devido à ausência de filme de combustível no duto de admissão; menor consumo de combustível; a utilização de maior razão de compressão devido o resfriamento ocasionado durante a

injeção de combustível e pela utilização de estratificação de carga; a utilização de dutos de admissão especiais para geração de turbulência sem perdas de eficiência volumétrica; a utilização de câmaras de combustão de baixa relação superfície / volume. Outro fator importante, é a maior qualidade na atomização do etanol injetado na câmara, em relação ao motor à gasolina (STAN et al, 2001), que mostra o grande potencial dessa aplicação. Assim, propõe-se uma análise experimental da eficácia de um motor GDI operando com etanol sob condições de mistura homogênea e carga estratificada para diversos regimes de operações. Para isso é necessário ter domínio sobre os parâmetros de funcionamento do motor, como avanço da centelha, volume de injeção de combustível, seja por variação de pressão ou por tempo de injeção;

- A análise acima também pode ser realizada em laboratórios que possuam “máquina de compressão rápida” (*rapid compression machine*), que são máquinas capazes de simular um ciclo do motor, com a vantagem de terem sido projetadas com foco na facilidade de instrumentação e controle de seus parâmetros.
- Conforme mostrado por Poulos e Heywood (1983), a manipulação numérica de diversas variáveis de interesse acabou revelando resultados surpreendentes a cerca de seus efeitos quando analisados isoladamente, como por exemplo: mover a vela de ignição da lateral para o centro da câmara tem efeito bem mais expressivo na diminuição do ângulo de queima do que pela mudança de forma da câmara isoladamente; não há uma forte relação entre o ângulo de queima e a eficiência da combustão, porém efeitos secundários, como a maior tolerância da falta de homogeneidade na câmara de combustão, por exemplo, acaba influenciando positivamente na eficiência. Assim, no caso singular da câmara 12 de aplicação exclusiva ao etanol, cujos aspectos são característicos de uma câmara projetada para produzir boa qualidade da mistura e um curto período de queima no processo de combustão, não é possível precisar, de forma qualitativa, se as perdas térmicas referentes à maior relação superfície / volume tem efeito predominante sobre os benefícios de uma queima rápida, fazendo-se necessário uma cautelosa investigação numérica.

10 ANEXO A

TABELA 01 – Forma da cabeça do pistão;

TABELA 02 – Forma da câmara de combustão (FIAT);

TABELA 03 – Forma da câmara de combustão (FORD);

TABELA 04 – Forma da câmara de combustão (GM);

TABELA 05 – Forma da câmara de combustão (VOLKSWAGEN);

TABELA 06 – Motores e aplicações;

TABELA 07 – Formas dos dutos;

TABELA 08 – Venda de automóveis no Brasil.

TABELA 01 - Forma da cabeça do pistão [Catálogo Metal Leve 2003]

TABELA 01 - Forma da cabeça do pistão [Catálogo Metal Leve 2003]

TABELA 01 - Forma da cabeça do pistão [Catálogo Metal Leve 2003]

TABELA 01 - Forma da cabeça do pistão [Catálogo Metal Leve 2003]

TABELA 01 - Forma da cabeça do pistão [Catálogo Metal Leve 2003]

TABELA 01 - Forma da cabeça do pistão [Catálogo Metal Leve 2003]

41
42

TABELA 02 - FORMA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO - FIAT

TABELA 03 - FORMA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO - FORD

TABELA 03 - FORMA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO - FORD

TABELA 04 - FORMA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO - GM

TABELA 04 - FORMA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO - GM

TABELA 05 - FORMA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO - VW

TABELA 05 - FORMA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO - VW

28

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm Desc	Diâm. Válv (mm) Adm Desc
MOTOR 1050 CC 147 (GAS)	7,2 : 1	4	1	12	8	34
		76 / 57,8			30	29
MOTOR 1300 CC 147, Oggi, Spazio, Panorana, Fiorino, Pick-up, (GAS) (ÁLC)	7,5 : 1	4	1	12	8	34
	10,5 : 1	76 / 71,5	1	41	8	34
						29
MOTOR 1500 CC (NACIONAL) Prêmio, Elba, Fiorino, Pick-up (GAS) (ÁLC) Injeção (GAS) (ÁLC)	8,5 : 1	4	2	14	5	36,5
	11,2 : 1	76 / 82,5	2	13	5	36,5
	8,0 : 1	76 / 82,5	2	14	5	36,5
	10,5 : 1	76 / 82,5	2	13	5	36,5
						29

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm Desc
MOTOR 1500 CC (ARGENTINO) Prêmio, Elba, Uno 1983 em diante		4					
	8,0 : 1	86,4 / 63,9	3	15	1	2	36 33
	11,0 : 1	86,4 / 63,9	3	16	1	2	36 33
	12,0 : 1	86,4 / 63,9	3	16	1	2	36 33
1.5 R (ÁLC. II)							
MOTOR 1600 CC (ARGENTINO) Prêmio SL, CSL, Elba S, CSL, Uno 1.6 R, Pick-up LX		4					
	8,3 : 1	86,4 / 67,4	3	15	1	2	39,5 31,2
	11,5 : 1	86,4 / 67,4	3	16	1	2	39,5 31,2
Tipo 1.6ie (GAS)		86,4 / 67,4	3	24	1	2	39,5 31,2

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm Desc
MOTOR 2000 CC Tempra 8V		4					
(GAS)	8,8 : 1	84 / 90	4	19	6	7	43,6 36,2
(ÁLC)	11,5 : 1	84 / 90	4	20	6	7	43,6 36,2
INJ (GAS)	9,5 : 1	84 / 90	4	18	6	7	43,6 36,2
(ÁLC)	12,0 : 1	84 / 90	4	20	6	7	43,6 36,2
16V (GAS)	9,5 : 1	84 / 90	5	17	3	4	34,5 28,5
MOTOR 1000 CC Uno Mille, Smart		4					
(GAS)	9,5	76 / 54,8	2	11	8	30	34 29
Palio MPI (GAS)							
(GAS)	9,35 : 1	76 / 54,8	2	22	5	30	36,5 29
(ÁLC)	11,4 : 1	76 / 54,8	2		5	30	36,5 29
Palio 1.5 MPI GAS (ÁLC)	9,35 : 1	76 / 82,5	2	23	5	30	
	11,4 : 1	76 / 82,5	2		5	30	
MOTOR 1600 CC Palio 16V (GAS)	9,35 : 1	86,4 / 67,4	6	21	33	34	

FAT

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm	Desc
MOTOR 1300 CC (RENAULT - OHT) Corcel		4						
(GAS)		73 / 77	7	1	10		32,4	28,4
MOTOR 1400 CC (RENAULT - OHT) Corcel, Belina		4						
(GAS)	8,0 : 1	75,3 / 77	7	1	10		32,4	28,4
MOTOR 1600 CC (RENAULT - OHT) Corcel II, Del Rey, Belina II, Pampa, até junho de 1983		4						
(GAS)	8,0 : 1	77 / 83,5	8	25	10		37,9	28,4
(ÁLC)	12,0 : 1	77 / 83,5	8	26	10		32,4	28,4

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara Pistão	Dutos		Diâm. Válv (mm)	
				Adm	Desc	Adm	Desc
MOTOR 1300 CC (CHT) Escort de julho de 1983 até maio de 1986		4					
	9,0 : 1	71,5 / 83,5	9	28	13	12	32,4 28,4
	12,0 : 1	71,5 / 83,5	9	1	13	12	32,4 28,4
MOTOR 1600 CC (CHT) Corcel II, Belina II, Del Rey, Escort, Pampa, de junho de 1983 até maio de 1986		4					
	9,0 : 1	77 / 83,5	10	28	13	12	36,4 28,4
	12,0 : 1	77 / 83,5	9	25	13	12	32,4 28,4

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara Pistão	Dutos Adm Desc	Diâm. Válv (mm) Adm Desc
MOTOR 1600 CC (CHT EMAX) Escort, Del Rey, Pampa 4X4, de maio de 1986 em diante (GAS) (ÁLC)	4 9,0 : 1 12,0 : 1	77 / 83,5 77 / 83,5	10 9	13 13	36,4 32,4 28,4
MOTOR 1600 CC (AE) Pampa, Escort L, Escort Hobby, Verona LX de outubro de 1991 em diante (GAS) (ÁLC)	4 9,0 : 1 12,0 : 1	77 / 83,5 77 / 83,5	10 9	13 13	36,4 32,4 28,4

FORD

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm Desc
MOTOR 1800 CC (AP) Escort Ghia, XR3, Belina, Del Rey, Pampa 4X2, Verona GLX, de 1990 em diante		4					
	8,5 : 1	81 / 86,4	23	35	24	25	38 33,2
	12,0 : 1	81 / 86,4	23	1	24	25	38 33,2
MOTOR 1000 CC (AE) Escort Hobby (GAS)		4					
	9,0 : 1	70,3 / 64,4	9	25	13	12	32,4 28,4

FORD

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos		Diâm. Válv (mm)	
					Adm	Desc	Adm	Desc
MOTOR 2200 CC Jeep Willys (GAS) Câmara tipo L (1941-1965)	6,5 : 1	4 79,4 / 111,1		1			38,8	37,3
Câmara tipo F (1950-1973)	6,9 : 1	79,4 / 111,1	29	1		11	50,8	37,3

FORD

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm Desc
MOTOR 1000 CC (AE) Gol	9,0 : 1	4 70,3 / 64,4	9	13	12	32,4 28,4
MOTOR 1600 CC (AE) Gol CL, Voyage CL, Parati CL, de outubro de 1991 em diante	9,0 : 1 12,0 : 1	4 77 / 83,5 77 / 83,5	10 9	13 13	12 12	36,4 28,4 32,4 28,4
MOTOR 1500 CC (BR) Passat, Voyage, de 1974 a 1982 (GAS)	7,4 : 1	4 76,5 / 80	22	24	25	34 31,1

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm Desc
MOTOR 1500 CC (BI) Passat, Voyage de 1979 a 1982 (ÁLC)	10,5 : 1	4 76,5 / 80	22	1	24	25	34 31,1
MOTOR 1600 CC (BS) Passat LSE, TS de 1975 a 1983 (GAS)	7,5 : 1	4 79,5 / 80	22	34	24	25	34 31,1
(UC) Passat, Voyage, Parati, Gol de 1982 a 1985 (GAS)	8,3 : 1	79,5 / 80	22	34	24	25	34 31,1
(BW) (ÁLC)	12,0 : 1	79,5 / 80	22	1	24	25	34 31,1

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm Desc
MOTOR 1600 CC (AP-600) Passat, Parati, Voyage, GOL L, LS de 1985 em diante		4					
	8,5 : 1	81 / 77,4	23	35	24	25	38 31,1
	12,0 : 1	81 / 77,4	23	1	24	25	38 31,1
	9,8 : 1	81 / 77,4	23	39	24	25	38 33,2
	13,0 : 1	81 / 77,4	23	1	24	25	38 33,2
MOTOR 1800 CC (AP-800) Santana, Gol GT 1.8 Passat GTS		4					
	8,5 : 1	81 / 86,4	23	35	24	25	38 33,2
	12,0 : 1	81 / 86,4	23	1	24	25	38 33,2
	10,2 : 1	81 / 86,4	23	39	24	25	38 33,2

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm	Desc
MOTOR 1000 CC (AT 1000 - 8V) Gol		4						
TASS (GAS)	10,5 : 1	67,1 / 70,6	24	31	26	27	31	26
TASS (ÁLC)	13,5 : 1	67,1 / 70,6	24	31	26	27	31	26
(AT 1000 - 16V)								
TASS (GAS)	10,8 : 1	67,1 / 70,6	25	32	28	29	22,5	20
RSH (GAS)	11,5 : 1	67,1 / 70,6	25	32	28	29	22,5	20
MOTOR 2000 CC Santana, Quantum até 1989 (GAS) (ÁLC)		4						
89 diante (GAS)	8,5 : 1	82,51 / 92,5	23	36	24	25	38	33,2
(ÁLC)	12,0 : 1	82,51 / 92,8	23	37	24	25	38	33,2
(GAS)	9,0 :	82,5 / 92,5	23	36	24	25	38	33,2
(ÁLC)	12,5 : 1	82,51 / 92,5	23	37	24	25	38	33,2
Gol Gti (GAS)	10,0 : 1	82,51 / 92,8	23	39	24	25	38	33,2

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm	Desc
MOTOR 1600 CC (Refrigerado a ar) Brasília, Kombi, Sedan (1982 ATÉ 1984)		4						
(UA) (GAS)	7,2 : 1	85,5	69	26	33		35,5	32
(ÁLC)	10,0 : 1	85,5	69	27	1		35,5	32
(de 1984 em diante)								
(UF) (GAS)	7,5 : 1	85,5	69	28	38		35,5	32
(UJ) (ÁLC)	11,0 : 1	85,5	69	28	42		35,5	30 OU 32
(de 1990 em diante)								
(UG, UFA, UGA)								
(GAS)	7,5 : 1	85,5	69	28	38		35,5	32
(UK, UJA, UKA)								
(ÁLC)	11,0 : 1	85,5	69	28	42		35,5	30 OU 32
Kombi injeção								
(GAS)	7,5 : 1	85,5	69	28	38		35,5	32
(ÁLC)	11,0 : 1	85,5	69	28	42		35,5	30

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm Desc
MOTOR 1400 CC Chevette (1973 - 1981) (GAS) (1981 - 1982)	7,3 : 1	4 82 / 66,2	11	2	21	15	39
(GAS) (ALC)	7,8 : 1	82 / 66,2	11	1	14	15	39
	10,5 : 1	82 / 66,2	11	40	14	15	39
							32
MOTOR 1600 CC Chevette (até 1982) (GAS) (1983 até 1987)	7,8 : 1	4 82 / 75,7	13	3	14	15	39
(GAS) (ALC)	8,5 : 1	82 / 75,7	13	3	14	15	39
	11,8 :	82 / 75,7	12	1	14	15	39
							32

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos		Diâm. Válv (mm)	
					Adm	Desc	Adm	Desc
MOTOR 1600 CC Chevette 1.6/S (1988 em diante)		4						
	8,5 : 1	82 / 75,7	14	3	21	15	39	32
	11,8 : 1	82 / 75,7	14	4	21	15	39	32
MOTOR 1600 CC (FASE I) Monza (1982 - 1986)		4						
	8,2 : 1	80 / 79,5	15	5	18	19	35	32
	12,0 : 1	80 / 79,5	15	1	18	19	35	32
MOTOR 1800 CC (FASE I) Monza (1983 - 1986)		4						
	8,4 : 1	84,8 / 79,5	16	5	18	19	41	35
	12,0 : 1	84,8 / 79,5	16	1	18	19	41	35

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm Desc
MOTOR 2000 CC Injeção eletrônica Monza SL/SLE-EFI Monza classic MPFI, Kadett GSI (GAS) (ALC) Vectra 16V (GAS)	9,2 : 1 12,0 : 1 10,8 : 1	4 86 / 86 86 / 86 86 / 86		18 18 21		20 20 31	43 43 32
MOTOR 2200 CC Vectra 16V (GAS) Após 98 (GAS)	9,6 : 1 9,6 : 1	4 86 / 94,6 86 / 94,6		21 21 21		31 31 31	32 32 32

CHEVROLET

TABELA 06 - MOTORES E APLICAÇÕES

APLICAÇÃO MOTOR MODELO	Razão de Comp.	Nº de Cilindros Diâm. / Curso (mm)	Câmara	Pistão	Dutos Adm	Desc	Diâm. Válv (mm) Adm	Desc
MOTOR 1000 CC Corsa		4						
EFI (GAS)	9,2 : 1	71,1	62,9	20	3	16	33	29
MPFI (GAS)	9,4 : 1	71,1	62,9	20	3	16	33	29
MPFI (ÁLC)	12,6 : 1	71,1	62,9	20	1	16	33	29
2000 em diante								

CHEVROLET

TABELA 07 - FORMA DOS DUTOS

1		2		3		4
5		6		7		8

TABELA 07 - FORMA DOS DUTOS

9

10

11

12

13

TABELA 07 - FORMA DOS DUTOS

14		17
15		20
16		21
18
19

TABELA 07 - FORMA DOS DUTOS

22

23

TABELA 07 - FORMA DOS DUTOS

24

25

26

27

28

29

30

TABELA 07 - FORMA DOS DUTOS

31

32

33

34

TABELA 08 - VENDA DE AUTOMÓVEIS NO BRASIL (LEÃO (2002))

ANO	MOVIDOS A ÁLCOOL	MOVIDOS À GASOLINA	MOVIDOS A DIESEL	(%) MOV. ÁLCOOL
1979	2271	826462		0,3
1980	226352	566676		28,5
1981	128679	318929		28,7
1982	211761	344468		38,1
1983	538401	70098		88,5
1984	503565	28670		94,6
1985	578177	23892		96
1986	619290	53094		92,1
1987	387176	23084		94,4
1988	492010	64734		88,4
1989	345398	220984		61
1990	70250	462470	71	13,2
1991	129139	453642	291	22,1
1992	164840	411976	489	28,6
1993	227289	262137	1136	26,7
1994	119203	855486	1008	12,2
1995	32808	1073783		3
1996	6333	1239639		0,5
1997	924	1360182		0,1
1998	981	966074		0,1
1999	9851	887169		1,1
2000	10292	1056941		0,9

11 BIBLIOGRAFIA

11.1 BIBLIOGRAFIA REFERENCIADA

AUTOMOTIVE ENGINEER (1977). v.2, n.6, p.49, dez.

AUTOMOTIVE ENGINEERING (1974). v.82, n.9, p. 53, set.

AUTOMOTIVE ENGINEERING (1987). v.95, n8, p.116-120, ago.

ÁVILA, M. T. (1994). *Estudo de motor de combustão interna, do ciclo Otto, movido a etanol previamente vaporizado*. São Carlos. Dissertação (mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo.

BREHM, C.; WHITELOW, J.H. (1999). *Air and fuel characteristics in the intake port of a SI engine*. SAE paper 1999-01-1491, may.

CARIS, D.F. et al. (1956). *Mechanical octanes for higher efficiency*. SAE transactions, v.64, p.76-100, junho.

CATÁLOGO Metal Leve (2002). *Informações Técnicas*. Set.

CATÁLOGO Metal Leve (2002). *Pistões*.

CATÁLOGO Mahle (2003). *Pistões*.

DIGGS (1953). *The effect of combustion time on knock in a spark ignition engine*. SAE Transactions, v.61, p.402.

FIOCK et al. (1940). *Flame speed and energy considerations in a spherical bombs*. NACA TR 682

FUJIMOTO, H. et al. (1995). *A study on the formation of vertical vortex in the cylinder of an I.C. engine using CFD: Effect of intake valve closing timing*. JSAE review, n.16, p.349-355.

FUJIMOTO, M. et al. (2002). *Effect of combustion chamber shape on tumble flow, squish- generated flow and burn rate*. JSAE review, n.23, p.291-296.

GERRISH, H.C.; VOSS, F. (1940). *Analysis of cylinder-pressure-indicator diagrams showing effects of mixture strength and spark timing*. NACA TN 772, September.

GLUCKSTEIN, M.E.. WALCUTT, C. (1960). *End-gas temperature-pressure histories and their relation to knock*. SAE paper, june.

HENRY, R.R. (2001). *Single-cylinder engine tests of a motor-driven, variable-valve actuator*. SAE paper 2001-01-0241, mar.

HEISLER, H. (1995). *Advanced engine technology*. London, SAE, ISBN 1 56091 756 3.

HERON e FELT (1950). *Cylinder performance compression ratio and mechanical octane number effects*. SAE Transactions, v.4, p.455.

HEYWOOD, J.B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York. Mc Graw – Hill.

JANEWAY, R.N. (1928). *Combustion control by cylinder head design*. SAE transactions, v.24, p.139-156.

JUDGE, A.W. (1965). *Modern Petrol Engines*. London. Butler & Tanner Ltd. First Edition.

LEÃO, R.M. (2002). *Etanol (Energia Verde)*. São Paulo. Instituto de Qualificação Editora Ltda.

LEE, D.W. (1938). *A study of air flow in an engine cylinder*. NACA TR 653, sep,

LEE, D.W. (1940). *The effects of engine speed and mixture temperature on the knocking characteristics of several fuels*. NACA TN 767.

LENZ, H.P. (1992). *Mixture formation in spark-ignition engines*. Springer-Veriag Wien New York, ISBN 3-221-82331-X.

LICHTY, L.C. (1966). *Combustion Engine Processes*. New York. Mc Graw – Hill.

MALEEV, V.L. (1945). *Internal – Combustion Engines (Theory and Design)*. New York. Mc Graw – Hill. Second Edition.

MARVIN, C.F.; WHARTON, A.; ROEDEN, C.H. (1935). *Further studies of flame movement and pressure development in an engine cylinder*. NACA TR 556, sep.

METAL LEVE (2002). *Informações Técnicas*. Metal Leve.

METAL LEVE (2004). *Catálogo de Pistões*. Metal Leve.

MOGI, K. et al. (1998). *Analysis and avoidance of pré-ignition in S.I. engines*. JSAE review, n.19, p.9-14.

OBERT, E.F. (1971). *Motores de combustão interna*. 2º edição. Porto Alegre. Editora Globo S.A.

OZASA, T., SUZUKI, S.; KONDO, H. (1991). *Effect of combustion chamber shape on a lean-burn S.I. engine*. JSAE review, v.12, n.2, april.

POULOS, S.G.; HEYWOOD, J.B. (1983). *The effect of chamber geometry on spark-ignition engine combustion*. SAE Technical Paper 830334.

RASSWEILER, G.M.; WITHROW, L.; CORNELIUS, W. (1940). *Engine combustion and pressure development*. SAE transactions v.46, n.1, jan.

RICARDO, H.R. (1954). *The high-speed internal-combustion engine*. London and Glasgow, Blackie & Son Limited, fourth edition.

RINSCHLER, G.L.; ASMUS, T. (1995). Powerplant perspectives: part I. AUTOMOTIVE ENGINEERING. V.103, n.4, p.38.

ROTHROCK, A. M.; SPENCER, R.C. (1939). *The influence of direct air flow on combustion in a spark-ignition engine*. NACA TR 657, P.313-325, October.

ROTHROCK, A. M.; BIERMANN, A.E. (1940). *Correlation of knocking characteristics of fuels in an engine having a hemispherical combustion chamber*. NACA TN 768, jul.

SANDERS, J.C.; PETERS, M.D. (1945). *The effect of high temperature of the cylinder head on the knocking tendency of an air-cooled engine cylinder*. NACA WR E5A29a, feb.

SANTOS, R.F.E. (2000). *Análise de um sistema de injeção eletrônica direta de combustível, adaptado em um motor de combustão interna com ignição por centelha*.

São Carlos. Dissertação (mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo.

STAN, C. et al. (2001). *Internal Mixture Formation and Combustion from Gasoline to Ethanol*. SAE technical paper 2001 – 01 – 1207.

SWETT JR., (1949). *Spark Ignition of Flowing Gases*. NACA RM E9E17, aug.

TAYLOR, C.F. (1962). *The effect of cylinder size on detonation and octane requirement*. SAE transactions, v.70, p.175-186.

TAYLOR, C.F. (1976). *Análise dos motores de combustão interna*. São Paulo, Editora Esgerd Blücher Ltda. v.1 e v.2.

UEDA, T. et al. (1999). *Effect of squish área shape on knocking in a four-valve spark ignition engine*. SAE paper 1999-01-1494, may.

URUSHIHARA, T. et al. (1996). *Effect of swirl and tumble motion on fuel vapor behavior and mixture stratification in lean burn engine*. JSAE review, n.17, p.239-244.

WYSZYNSKI, L.P.; STONE, C.R.; KALGHATGI, G.T. (2002). *The volumetric efficiency of direct and port injection gasoline engines with different fuels*. SAE paper 2002-01-0839, mar.

YAMAGUSHI, K.; YAMAMOTO, H.; SHIRAISHI, T.; OHSUGA, M. (1996). *Influence of mixture preparation on HC emission of SI engine with high swirl ratio under cold conditions*. JSAE review, n.17, p.107-112.

ZHAO, F. et al. (1999). *Automotive spark – ignited direct – injection gasoline engines*. Progress in Energy and Combustion Science. V.25, p.437-562.

ZINNER, K. (1939). *Engine knock and combustion chamber form*. NACA TM 914, V.42, N.9, may.

11.2 BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

BERGMANN, H.K. (1982). *A highly efficient alcohol vapor aspirating spark-ignition engine with heat recovery*. SAE paper 821190, p.77-87.

BODEN, R. H.; SCHECTER, H. (1944). *Dinamics of the inlet system of a four-stroke engine*. NACA TN 935. jun.

BOSCH (1999). *Gasoline-engine management*. 1º edição. Germany, SAE, 370p.

BOWDITCH, F.W.; STEBAR, R.F. (1958). *Autoignition associated with hot starting*. SAE transactions, v.66, p.179-192.

FERGUSON, C.R. (1986). *Internal combustion engines*. 2º edição. New York. John Wiley & Sons. 543p.

HATTORI, F.; TAKEDA, K.; YAEGASHI, T.; HARADA, A. (1997). *Analysis of fuel and combustion behavior during cold starting of SI gasoline engine*. JSAE review, n.18, p.351-359, fev.

HITACHI REVIEW. (1986). *Power train control system for lean combusrion engines*. v.35, n.3, p.141-144.

MATTAVI, J.N.; AMANN, C.A. (1980). *Combustion Modeling in Reciprocating Engines*. New York – London. Plenum Press.

RICARDO, H.R. (1931). *The high-speed internal-combustion engine*. London and Glasgow, Blackie & Son Limited, second edition.