



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

MATHEUS GUILHERME FRANÇA CARVALHO

ANÁLISE EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS DE
COMBUSTÃO DE UM MOTOR DE INJEÇÃO DIRETA A
ETANOL TURBO-ALIMENTADO.

Belo Horizonte

outubro de 2017

Matheus Guilherme França Carvalho

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS DE
COMBUSTÃO DE UM MOTOR DE INJEÇÃO DIRETA A
ETANOL TURBO-ALIMENTADO.**

**Dissertação apresentada ao Programa de
Pós Graduação em Engenharia Mecânica,
Universidade Federal de Minas Gerais,
como requisito parcial para a obtenção do
título de Mestre em Engenharia Mecânica.**

**Orientador: Prof. Dr. José Guilherme
Coelho Baêta**

**Co-orientador: Prof. Dr. Ramon Molina
Valle**

Belo Horizonte

outubro de 2017

Matheus Guilherme França Carvalho

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS DE
COMBUSTÃO DE UM MOTOR DE INJEÇÃO DIRETA A
ETANOL TURBOALIMENTADO**

Monografia apresentada por Matheus
Guilherme França Carvalho, ao Programa de
Pós Graduação em Engenharia Mecânica,
Universidade Federal de Minas Gerais.

Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baêta (Orientador)
UFMG – Universidade Federal De Minas Gerais

Prof. Dr. Ramon Molina Valle (Co-Orientador)
UFMG – Universidade Federal De Minas Gerais

Matheus Guilherme França Carvalho
UFMG – Universidade Federal De Minas Gerais

Belo Horizonte, 6 de outubro de 2017

AGRADECIMENTOS

Durante esta etapa de estudos da minha vida, aprendi que uma dissertação de mestrado ou qualquer outro trabalho de finalização de algo relevante, acaba sendo uma extensão da vida do autor. Sendo assim, para que algo de valor possa ser produzido, a pessoa deve primeiro criar algo de valor em si. Pessoa e obra são consistentes com o resultado. Por esse motivo, agradeço sincera e profundamente a todas as pessoas que muito me encorajaram e me ajudaram a produzir algo de valor em minha vida.

RESUMO

A eficiência dos motores de combustão interna está diretamente relacionada à qualidade da combustão e como consequência à emissão de poluentes e consumo de combustível. Uma das maneiras de melhorar a eficiência da combustão é injetar o combustível direto na câmara de combustão, ao invés de fazer a injeção no pórtico, como é realizado convencionalmente. O combustível etanol devido a sua alta octanagem e alto calor latente de vaporização, resiste a elevadas cargas sem afetar a eficiência de operação do motor, garantindo uma redução na faixa de rotação do motor, o que diminui sensivelmente também o atrito e as perdas por bombeamento. Com isto, torna-se possível uma redução substancial do tamanho dos motores, mantendo seu desempenho por meio da introdução de um conjunto turbo compressor (downsizing). A integração destas tecnologias em um motor conceito, projetado para maximizar a eficiência da combustão de etanol, possibilita resultados de consumo de combustível similares a motores de maior cilindrada alimentados com gasolina. A partir de um motor *downsized*, sobrealimentado, dotado de injeção direta de etanol e sistema de variador de fase que permite variação do cruzamento de válvulas, é proposto um estudo dos parâmetros indicados de combustão associando-os à eficiência de conversão de combustível para algumas condições de carga e rotação. A análise dos resultados permitiu associar os parâmetros de calibração e as características geométricas do motor no trabalho líquido produzido, no calor gerado e na duração e estabilidade da combustão dos pontos analisados. A estratificação da mistura se mostrou eficaz em altas cargas, permitindo aumento de 2% na eficiência de conversão de combustível. Estes conhecimentos são relevantes para pesquisas futuras relacionadas à combustão do etanol e ao seu potencial como facilitador do aumento da eficiência global dos motores e da preservação do meio ambiente.

Palavras-chave: motor de combustão interna, combustão, etanol, injeção direta, sobrealimentação, estratificação de mistura e eficiência de conversão de combustível.

ABSTRACT

The efficiency of internal combustion engines is directly related to the quality of the combustion and as a consequence to the engine-out emission and fuel consumption. One way to improve combustion efficiency is to inject the fuel directly into the combustion chamber, rather than injecting it into the intake manifold, as is done conventionally. Ethanol fuel due to its fuel properties such as high octane number and high charge cooling effect suppresses any knock occurrence at high loads operation, making possible to provide spark authority at low-end torque and consequently to produce high power at lower speeds (downspeeding) reducing significantly friction and pumping losses. With this, a substantial reduction in the size of the engines is possible, maintaining its performance by introducing a turbocharger set (downsizing). The integration of these technologies into a concept engine designed to maximize the ethanol combustion efficiency, enables similar fuel consumption results to larger displacement engines fueled with gasoline. From a downsized, supercharged engine, equipped with ethanol direct injection and CVCP system that allows overlap valves control, a study of the indicated combustion parameters is proposed, associating them with the fuel conversion efficiency for some operational conditions evaluated. The results analysis allowed to associate the influence of calibration parameters and engine geometric characteristics in the network produced, the heat generated and the combustion duration and stability. The fuel mixture stratification proved to be effective at high loads, allowing a 2% increase in fuel conversion efficiency. This knowledge is relevant for future research related to the ethanol combustion and its potential as an enabler of increasing overall engine efficiency and preserving the environment.

Keywords: Internal combustion engine, combustion, ethanol, direct injection, supercharging, mixture stratification, fuel conversion efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – a) Diagrama PV e b) Diagrama TS para ciclo Otto Ideal	27
Figura 2 – Diagrama PV para motores sobrealimentados.....	30
Figura 3 – Sistema aberto no ciclo real.....	31
Figura 4 – Os quatro tempos do ciclo Otto real	31
Figura 5 – Efeito do cruzamento das válvulas de admissão e descarga	33
Figura 6 – Comparação entre ciclo real e ideal	34
Figura 7 – a) Diagrama PV ciclo aspirado b) Diagrama PV ciclo turbo- alimentado.....	35
Figura 8 – Cilindros com o pistão no PMS à esquerda e no PMI à direita	35
Figura 9 – Determinação da PME através do trabalho líquido no ciclo.	37
Figura 10 – Influência da razão volumétrica de compressão na PME e na eficiência térmica do motor.....	38
Figura 11 – Estruturas rotacionais do escoamento no cilindro	39
Figura 12 – Influência do avanço de ignição no torque à rotação constante e plena carga	44
Figura 13 – Ilustração da influência do avanço de ignição no trabalho perdido	45
Figura 14 – As três fases do processo da combustão em um MCI de ignição por centelha.....	45
Figura 15 – Identificação dos fenômenos <i>knock</i> e <i>mega knock</i> em uma curva de pressão de combustão	51
Figura 16 – Composição do etanol no Brasil, Europa e EUA.....	52
Figura 17 – Influência do fator lambda nos parâmetros de desempenho (a) e nos níveis de emissões (b) de um motor de ignição por centelha.....	55
Figura 18 – Previsão de produção global de motores por tecnologia.	56
Figura 19 – Operação do motor com a) carga homogênea e b) carga estratificada	57
Figura 20 – Tipos de sistema de Injeção Direta de combustível	58
Figura 21 – Tipos de injetores de injeção direta de combustível e seus perfis de jato para pressão de injeção de 10 Mpa.....	60

Figura 22 – Comparação entre penetrações dos jatos de combustível dos injetores do tipo <i>swirl</i> e multi-furo.....	61
Figura 23 – Motor protótipo de teste	74
Figura 24 – Princípio de funcionamento do CamInCam	76
Figura 25 – a) Componentes do sistema de CIC+CVCP e b) vista em corte do sistema instalado no cabeçote e vista em corte do CVCP.....	76
Figura 26 – Perfis de abertura e fechamento das válvulas de admissão (com atuação do CVCP) e exaustão.....	78
Figura 27 – Coeficiente de <i>swirl</i> em função do angulo do eixo do motor	79
Figura 28 – Coeficiente de <i>tumble</i> em função do angulo do eixo do motor.....	79
Figura 29 – Desenho do topo do pistão	80
Figura 30 – Desenho esquemático do injetor IWD3 193 – AE 689.....	80
Figura 31 – Ilustração do spray de combustível com a válvula de admissão totalmente aberta.	81
Figura 32 – Curva de vazão do injetor de combustível IWD3 193 – AE 689.	82
Figura 33 – Curva de tensão e corrente de acionamento do injetor de combustível.	82
Figura 34 – Princípio de funcionamento da bomba de combustível de alta pressão.....	83
Figura 35 – Turbo compressor protótipo selecionado para o motor ETDI.....	84
Figura 36 – Funcionamento da eletroválvula <i>boost-drive</i> – a) Ativada e b) Desativada	85
Figura 37 – Unidade de controle eletrônico do motor MoTec M142.....	86
Figura 38 – Softwares de Interfaces - a) MoTec <i>Tune</i> e b) MoTec <i>Build</i>	87
Figura 39 – Sala de testes com motor ETDI instalado no dinamômetro W230 .	88
Figura 40 – Sensores e atuadores da UCE MoTec M142.....	91
Figura 41 – Telas de monitoramento do sistema de controle do dinamômetro STARS	93
Figura 42 – Instrumentação de pressão no 3° cilindro	94
Figura 43 – Equipamentos para medir pressão de combustão	95
Figura 44 – a) <i>Software</i> de interface <i>IndiCom</i> e b) Interface de programação de cálculos <i>Calgraf</i>	96
Figura 45 – Disposição da instrumentação no motor ETDI.....	98

Figura 46 – Disposição dos computadores na mesa de controle do dinamômetro.....	99
Figura 47 – Cálculo da largura de pulso do tempo de abertura do injetor de combustível	103
Figura 48 – Diagrama de pressão de combustão por ângulo de virabrequim	106
Figura 49 – Análise do diagrama de pressão de combustão por ângulo de virabrequim.....	107
Figura 50 – Análise das variações cíclicas do diagrama de pressão de combustão por ângulo de virabrequim	107
Figura 51 – Diagrama PV de um ciclo motor	108
Figura 52 – Representação do diagrama PV de um ciclo motor e PMEI.....	108
Figura 53 – Representação do diagrama Log PV de um ciclo motor.....	109
Figura 54 – Ilustração da técnica de estimativa da MFB	110
Figura 55 – Representação da curva de liberação de calor e do perfil da curva de MFB para um ciclo de combustão.....	112
Figura 56 – Modelo matemático <i>Thermodynamics2Mass</i> do IndiCom	114
Figura 57 – Pressão média de combustão por ângulo de virabrequim para a condição de CVCP 0°, 30° e 60°	116
Figura 58 – Os 200 ciclos completos de combustão por ângulo de virabrequim para a condição de VVT 0°	117
Figura 59 – Pressão máxima no cilindro e PMEI (bar) para os 200 ciclos de combustão na condição de CVCP 0°.....	117
Figura 60 – Variação da pressão máxima no cilindro para os 200 ciclos de combustão na condição de CVCP 0°.....	118
Figura 61 – Log de Pressão X Log de Volume para a condição de CVCP 0°, 30° e 60°.....	119
Figura 62 – Ilustração do diagrama de válvulas para a condição de CVCP 0°, 30° e 60°.....	119
Figura 63 – Perdas por bombeamento e abertura da válvula borboleta para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°	120
Figura 64 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de CVCP 0°, 30°e 60°	121

Figura 65 – Temperaturas máximas atingidas na câmara de combustão e CoV da PMEI para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.....	122
Figura 66 – Taxa de liberação de calor ao longo do ciclo completo de combustão para as condições de CVCP 0°, 30°e 60°.	123
Figura 67 – Duração da combustão para a condição de CVCP 0°.....	125
Figura 68 – Duração da combustão para a condição de CVCP 30°.....	125
Figura 69 – Duração da combustão para a condição de CVCP 60°.....	125
Figura 70 – MFB50% e Trabalho de expansão para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.....	126
Figura 71 – Eficiência de conversão de combustível e ISFC para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.....	127
Figura 72 – Pressão de combustão por ângulo de virabrequim para a condição de CVCP 0°, 30° e 60°.....	128
Figura 73 – Os 200 ciclos completos de combustão por ângulo de virabrequim para a condição de VVT 0°.	128
Figura 74 – Pressão máxima no cilindro e PMEI (bar) para os 200 ciclos de combustão na condição de CVCP 0°.....	129
Figura 75 – Variação da pressão máxima no cilindro para os 200 ciclos de combustão na condição de CVCP 0°.....	129
Figura 76 – Log de Pressão X Log de Volume para a condição de CVCP 0°, 30° e 60°.....	130
Figura 77 – Perdas por bombeamento e abertura da válvula borboleta para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.	131
Figura 78 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de CVCP 0°, 30°e 60°.	132
Figura 79 – Temperaturas máximas atingidas na câmara de combustão e CoV da PMEI para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.....	133
Figura 80 – Taxa de liberação de calor ao longo do ciclo completo de combustão para as condições de CVCP 0°, 30°e 60°.	134
Figura 81 – Duração da combustão para a condição de CVCP 0°.....	135
Figura 82 – Duração da combustão para a condição de CVCP 30°.....	135
Figura 83 – Duração da combustão para a condição de CVCP 60°.....	136

Figura 84 – Eficiência de conversão de combustível e ISFC para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60° .	136
Figura 85 – Pressão de combustão por ângulo de virabrequim com duração da injeção de combustível e sinal de ignição para a combustão da mistura homogênea.	137
Figura 86 – Pressão de combustão por ângulo de virabrequim com duração da injeção de combustível e sinal de ignição para a combustão da mistura estratificada.	138
Figura 87 – Pressão de combustão por ângulo de virabrequim para a condição de carga homogênea e estratificada.	139
Figura 88 – Variação de PMEI para os 200 ciclos de combustão na condição de carga homogênea e estratificada.	139
Figura 89 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de carga homogênea e estratificada.	140
Figura 90 – Taxa de liberação de calor ao longo do ciclo completo de combustão para as condições de carga homogênea e estratificada.	141
Figura 91 – Temperaturas máximas ao longo do ciclo de combustão para as condições de carga homogênea e estratificada.	141
Figura 92 – Duração da combustão da mistura homogênea	142
Figura 93 – Duração da combustão da mistura estratificada	143

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Especificações técnicas do motor protótipo	75
Tabela 2 – Caracterização do Injetor IWD3 193 – AE 689	81
Tabela 3 – Sensores utilizados pela MoTec M142.....	92
Tabela 4 – Sensores do sistema de controle do dinamômetro - STARS	93
Tabela 5 – Sensores AVL utilizados	97
Tabela 6 – Incertezas expandidas máximas dos parâmetros indicados	97
Tabela 7 – Configuração do <i>software</i> da UCE MoTec M142	100
Tabela 8 – Tabela do tempo de carregamento do primário da bobina de ignição	102
Tabela 9 – Coeficiente Politrópico do modelo <i>thermodynamics1_A</i>	113
Tabela 10 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de CVCP 0°, 30°e 60°.....	121
Tabela 11 – Frações mássicas queimadas para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.....	124
Tabela 12 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de CVCP 0°, 30°e 60°.....	131
Tabela 13 – Frações mássicas queimadas para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.....	135
Tabela 14 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de carga homogênea e estratificada.....	140
Tabela 15 – Frações mássicas queimadas para as condições para as condições de carga homogênea e estratificada.....	142

LISTA DE ABREVIÇÕES E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

$\left(\frac{A}{F}\right)_{real}$ – Razão das relações de ar-combustível real [Adimensional]

$\left(\frac{A}{F}\right)_{est}$ – Razão das relações de ar-combustível estequiométrica [Adimensional]

ANP – Agência Nacional do Petróleo

aPMS – Antes do Ponto Morto Superior

BAP – Pressão barométrica do ar, do inglês *Barometric Air Pressure* [kPa]

CA – ângulo do virabrequim, do inglês *Crank Angle* [graus]

CO – Monóxido de Carbono

CO₂ – Dióxido de Carbono

CoV- Covariância [%]

c_p – Calor específico a pressão constante [kJ/kg.K]

CRIP – Posição da falha na polia, do inglês *Crank Index Position*

c_v – Calor específico a volume constante [kJ/kg.K]

CVCP – Variador de fase de comando contínuo, do Inglês *Continuously Variable Cam Phaser*

DI – Injeção Direta, do inglês *Direct Injection*

dPMS – Depois do Ponto Morto Superior

E94 – Álcool Etílico Hidratado

EGR – Recirculação de Gases de Escape, do inglês *Exhaust Gas Recirculation*

ET – Temperatura do fluido de resfriamento do motor, do inglês *Engine Temperature* [°C]

ETDI – Motor turbo com injeção direta de etanol, do Inglês *Ethanol Turbo Direct Injection*

H₂O – Água

HPFP – Bomba de combustível de alta pressão, do inglês *High Pressure Fuel Pump*

IGN – Ignição

INJ – Injeção

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

k – fator de abrangência

LP – Largura do Pulso

m – Massa de fluido dentro do cilindro [kg]
MAF – Vazão mássica de ar, do inglês *Mass Air Flow* [kg/s]
MAP – Pressão no Coletor de Admissão, do inglês *Manifold Air Pressure* [kPa]
 m_{ar} – Massa de ar admitido [kg]
 \dot{m}_{ar} – Vazão Mássica de Ar [kg/s]
MFB – Fração de massa de combustível queimada, do inglês *Mass Fraction Burned* [adimensional]
MBT – Máximo torque, ou menor ângulo de avanço pra o máximo torque, do inglês *Maximum Brake Torque* [N.m]
MCI – Motores de Combustão Interna
 \dot{m}_{comb} – Vazão Mássica de Combustível [kg/s]
[N] – Concentração em volume do gás [%v/v ou ppm]
 N_2 – Nitrogênio gasoso
NBR – Norma Brasileira
 NO_x – Óxidos de nitrogênio
NTC – Coeficiente negativo de temperatura, do inglês *Negative Temperature Coefficient*
P – Potência Indicada [kW]
 p – Pressão do fluido [kPa]
PCI – Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]
PEC – Pressão na Entrada do Compressor [kPa]
PET – Pressão na Entrada da Turbina [kPa]
PID – Proporcional Integral e Derivativo
PFI – Injeção indireta de combustível, do inglês *Port Fuel Injection*
PME – Pressão Média Efetiva [kPa]
PMEI – Pressão Média Efetiva Indicada [kPa]
PMI – Ponto Morto Inferior
PMS – Ponto Morto Superior
PROALCOOL – Programa Nacional do Alcool
PSC – Pressão na Saída do Compressor [kPa]
PSI – Pressão na Saída do *intercooler* [kPa]
PST – Pressão na Saída da Turbina [kPa]
PV – Pressão versus Volume

PWM – Modulação de largura de pulso, do inglês *Pulse Width Modulated*

Q – Calor [kJ]

Q_t – Calor total [kJ/s]

R – constante dos gases ideais [m³.Pa/mol.K]

RPM – Rotações Por Minuto

SI – Sistema Internacional

SFC – Consumo específico de combustível, *Specific Fuel Consumption* [g/kW.h]

T – Torque Indicado [N.m]

T – Temperatura do fluido [°C]

TA – Temperatura de Autoignição [°C]

T_{ar} – Temperatura do Ar [°C]

T_0 – Temperatura de referencia [°C]

TEC – Temperatura na Entrada do Compressor [°C]

THC – Hidrocarbonetos totais

TPA – Análise das três pressões, do inglês *Three Pressure Analysis*

TPD – Acionador da Válvula borboleta, do inglês *Throttle Position Driver*

TPS – Sensor de posição da Válvula borboleta, do inglês *Throttle Position Sensor*

TS – Temperatura versus Entropia

TSC – Temperatura na Saída do Compressor

TSI – Temperatura na Saída do *Intercooler*

U – Energia interna do fluido [J]

UCE – Unidade Central Eletrônica

u_{cd} – Incerteza Padrão Combinada de medições diretas

u_{ci} – Incerteza Padrão Combinada de medições indiretas

u_n – Incerteza Padrão de cada uma das “n” fontes

V – Volume [m³]

V_d – Volume deslocado [m³]

V_c – Volume da Câmara de Combustão [m³]

V_i – Volume Interno do Cilindro [m³]

VVT – Comando de Válvula Continuamente Variável, do inglês *Variable Valve Timing*

Y – grandeza cuja incerteza foi calculada [adimensional]

W – Trabalho [kJ]

LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

- γ – Razão entre os calores específicos [adimensional]
- η_v – Eficiência Volumétrica [adimensional]
- θ – Ângulo do virabrequim [graus]
- η_t – Eficiência Térmica [adimensional]
- η_{global} – Eficiência energética global [adimensional]
- η_c – Eficiência de Combustão [adimensional]
- η_{cc} – Eficiência de Conversão de Combustível [adimensional]
- λ – Fator Lambda [adimensional]

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	19
1.1.	ASPECTOS GERAIS	19
1.2.	OBJETIVO GERAL	24
1.2.1.	<i>Objetivo Específico</i>	25
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
2.1.	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	26
2.1.1.	<i>Ciclo de operação Otto ideal</i>	27
2.1.2.	<i>Ciclo de operação Otto real ou indicado</i>	30
2.1.3.	<i>Razão volumétrica de compressão e Pressão média efetiva</i>	35
2.1.4.	<i>Eficiência volumétrica</i>	38
2.1.5.	<i>Eficiência térmica e Eficiência de combustão</i>	41
2.1.6.	<i>Eficiência de Conversão de combustível</i>	42
2.1.7.	<i>O Processo da Combustão</i>	43
2.1.8.	<i>Combustíveis</i>	51
2.1.9.	<i>Formação da mistura</i>	54
2.1.10.	<i>Injeção direta de combustível</i>	55
2.2.	ESTADO DA ARTE	62
2.2.1.	<i>Turbo alimentação e downsizing:</i>	62
2.2.2.	<i>Efeitos do sistema de alimentação de combustível (PFI/DI):</i>	65
2.2.3.	<i>Influência combustível</i>	67
2.2.4.	<i>Análise e controle da combustão:</i>	71
3.	METODOLOGIA	74
3.1.	DEFINIÇÃO DO PROJETO DO MOTOR PROTÓTIPO	74
3.2.	A UNIDADE DE CONTROLE ELETRÔNICO DO MOTOR - UCE	85
3.3.	A SALA DINAMOMÉTRICA E SEUS SISTEMAS DE CONTROLE.	87
3.4.	CÁLCULO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO	88
3.5.	INSTRUMENTAÇÃO DO MOTOR ETDI	90
3.6.	FUNCIONAMENTO INICIAL DO MOTOR ETDI EM DINAMÔMETRO	99
3.6.1.	<i>Configuração inicial da MoTec M142</i>	99
3.6.2.	<i>Calibração de base do motor ETDI</i>	103

3.7.	DEFINIÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CARGA E ROTAÇÃO PARA O ESTUDO DOS PARÂMETROS DE COMBUSTÃO	104
3.8.	METODOLOGIA PARA ANÁLISE DOS PARÂMETROS DE COMBUSTÃO	105
3.9.	CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE A METODOLOGIA	114
4.	RESULTADOS E ANÁLISE	115
4.1.	ANÁLISE DA COMBUSTÃO DOS PONTOS QUE APRESENTARAM A MENOR E A MAIOR EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEL.....	115
<i>4.1.1.</i>	<i>Condição de 3500 rpm e 6bar de PMEI – Menor eficiência de conversão de combustível.</i>	<i>115</i>
<i>4.1.2.</i>	<i>Condição de 2500 rpm e 8bar de PMEI - Maior eficiência de conversão de combustível.</i>	<i>127</i>
4.2.	ANÁLISE DA COMBUSTÃO DE MISTURA HOMOGÊNEA E ESTRATIFICADA.....	137
4.3.	CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE A ANÁLISE DE RESULTADOS	143
5.	CONCLUSÕES.....	144
5.1.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	145
	REFERÊNCIAS.....	147

1. INTRODUÇÃO

1.1. Aspectos Gerais

Os motores de combustão interna são máquinas que utilizam a combustão para converter a energia química contida em um combustível em energia mecânica. Devido a sua simplicidade, robustez e elevada razão potência/peso, essa máquina térmica tem sido responsável por suprir uma considerável parcela da geração de energias demandadas pela nossa sociedade. Elas têm sido utilizadas de forma global e intensa como motores automotivos, aeronáuticos, de embarcações, trens e também como geradores de potência para as mais variadas aplicações. A maioria destes motores utiliza combustíveis líquidos de origem fóssil, apresentando por isso vários inconvenientes (Rodrigues Filho, 2014). Cita-se como principal, o fato de que o uso prolongado desse tipo de combustível é responsável por riscos ambientais e à saúde humana.

Outro ponto negativo do uso de combustíveis fósseis está relacionado à sua volatilidade de disponibilidade no mercado capaz de tornar sua utilização inviável do ponto de vista financeiro. Foi o caso da crise do petróleo no final da década de 70 originada pelo embargo promovido pela Arábia Saudita e por conflitos nos países do oriente médio exportadores de petróleo, responsáveis por deterem controle do mercado internacional. Nessa época, o álcool etílico foi introduzido no mercado brasileiro, através do PROALCOOL - Programa Nacional do Álcool. Inicialmente, o álcool etílico foi adicionado à gasolina com o intuito de aumento da octanagem para depois ser vendido puro permitindo assim o desenvolvimento de veículos movidos a álcool etílico. O mercado brasileiro, em consequência de incentivos do governo, absorveu o combustível e em pouco menos de uma década, quase a totalidade da produção nacional de veículos de passeio era movida a álcool etílico. Porém, devido à crise que gerou o desabastecimento da frota, houve uma reversão nessa tendência. Já no final da década de 90, a participação de mercado desses veículos não ultrapassava 1% do total. Com isso a produção de álcool etílico no Brasil só tendia a diminuir, restando somente a demanda para a adição na gasolina e para a manutenção de uma frota a álcool decrescente, (Baeta, 2006)

Uma solução para esses problemas seria a adoção de motores elétricos para propulsão dos automóveis. Os veículos elétricos não representam avanço tecnológico recente, posto que na virada do século XIX, três tecnologias de propulsão concorriam no mercado de automóveis: o carro elétrico, a vapor e a gasolina. No início da história do automóvel, os veículos elétricos dominaram parcelas significativas do mercado, mas acabaram perdendo espaço para o veículo convencional devido à baixa competitividade em relação aos custos de fabricação e ínfima autonomia. Na década de 1920, as rodovias dos EUA já interligavam diversas cidades, o que demandava veículos capazes de percorrer longas distâncias, (Baran e Legey, 2010).

Nas últimas décadas, a eletrificação dos veículos voltou a ser foco de pesquisas que buscaram a redução da dependência da economia de países como os EUA em relação ao petróleo importado e o aumento da produção de “combustíveis limpos” de origem renovável. Como resultado deste incentivo, a indústria automobilística avançou muito em termos de tecnologia de produção de baterias, à exemplo da americana Tesla e da alemã BMW com seus modelos elétricos, apesar do seu alto custo, o que ainda inviabiliza a produção em larga escala e popularização destes modelos em mercados emergentes, como o Brasil. Do ponto de vista ambiental, nos países em que a eletricidade é produzida a partir de fontes fósseis, como carvão mineral e gás natural, a utilização de veículos elétricos é desfavorável pois há uma transferência do impacto ambiental das ruas para as usinas elétricas, como ocorre atualmente na Alemanha.

As montadoras japonesas Honda e Toyota protagonizaram, no final da década de 1990, a estreia dos modelos híbridos em mercados de grande volume com o Insight e o Prius, respectivamente. Além do motor a combustão interna, à gasolina, estes veículos possuem um motor elétrico que o impulsiona e é capaz de funcionar como um gerador recuperando a energia cinética em frenagens e armazenando-a em baterias para posterior uso. Bem recebidos no mercado desde o seu lançamento, os híbridos são vistos pela população como um avanço tecnológico capaz de reduzir o consumo de combustível, porém no mercado brasileiro, tiveram baixa aceitação devido ao seu alto custo de importação e hoje têm preços iniciais

superiores ao valor de quatro veículos populares nacionais. O aumento da eficiência energética dos veículos híbridos está diretamente relacionado à redução de consumo do motor de combustão interna que compõe o seu trem motriz e por isso se justifica a contínua busca por aperfeiçoamentos tecnológicos nestes motores, (Baran e Legey, 2010).

O desenvolvimento da tecnologia do motor flexível, capaz de operar adequadamente com mais de um combustível sem intervenção do homem, deu seus primeiros passos em pesquisas realizadas nos EUA, Europa e no Japão com o intuito de solucionar o problema da falta de infraestrutura de reabastecimento, a qual inviabilizava a expansão do uso de combustíveis alternativos, como o álcool etílico. A tecnologia desenvolvida e usada nos EUA e Europa baseia-se no reconhecimento do combustível por meio de um sensor inserido na linha de alimentação ou no reservatório de combustível que avalia o teor de álcool etílico anidro presente na gasolina, (Baeta, 2006).

No mercado brasileiro, o primeiro automóvel com o motor flexível bicomcombustível foi lançado pela Volkswagen em 2003. Esse veículo era capaz de funcionar com a gasolina brasileira (com adição de álcool etílico), com álcool etílico hidratado ou com a mistura destes dois combustíveis em qualquer proporção. Logo em seguida, as outras montadoras colocaram em produção veículos dotados com a mesma tecnologia, chegando à totalidade dos veículos produzidos no Brasil em 2016. A tecnologia utilizada no Brasil visa um baixo custo, dispensando a utilização de sensores adicionais para a identificação do combustível: os fatores que determinam a mistura são a eficiência e a qualidade da combustão. Com estes dados obtidos da sonda lambda, ocorre a adaptação automática do sistema às novas condições de trabalho. Esta tecnologia bicomcombustível, no panorama atual de procura de alternativas ao uso da gasolina, colabora com a efetiva utilização do álcool etílico, pois propicia uma transição gradativa e a fácil adaptação do consumidor a eventuais variações de oferta dos combustíveis. Embora esta tecnologia já seja de uso comum, muito tem sido feito em busca da obtenção de um menor consumo de combustível por parte das montadoras, existindo ainda uma

margem para melhoria através do aumento da eficiência para cada combustível e menor índice de emissões (Baeta, 2006).

Nos motores bicomcombustíveis, a razão volumétrica de compressão é fixa no menor valor necessário para possibilitar o funcionamento adequado do motor em uma ampla faixa de variação de mistura: dessa forma, a operação utilizando apenas gasolina C (No Brasil, atualmente, é regulamentada a adição de 27% de etanol à gasolina), (ANP 2016) ou apenas álcool etílico é aquém daquela possível com motores mono-combustível. Sendo assim, há redução no trabalho útil produzido por ciclo e, conseqüentemente, maiores índices de consumo específico de combustível dos que seriam obtidos com motores calibrados para operar com apenas um tipo de combustível, (Rodrigues Filho, 2014).

Atualmente as novas tendências do mercado automobilístico demandam novas tecnologias para a concepção de motores que permitam a utilização de combustíveis mais sustentáveis do ponto de vista técnico e econômico. Nesta direção, o etanol brasileiro aponta como um dos combustíveis mais promissores, pois suas propriedades são favoráveis à aplicação das novas tecnologias que estão sendo propostas na atualidade, tais com downsizing, *downspeeding*, EGR resfriado, injeção direta de combustível, entre outras, (Baêta *et al.*, 2015).

O etanol brasileiro, também conhecido como etanol hidratado ou álcool etílico hidratado, é extraído da cana de açúcar e é composto de 94% de etanol e 6% de água, conforme regulamentação da ANP. Algumas vantagens do álcool etílico, segundo (Pulkrabek, 1997), estão relacionadas a ele ser um combustível renovável que pode ser obtido de diversas fontes, tanto naturais quanto manufaturadas. Neste ponto, o etanol se posiciona como a alternativa mais viável do ponto de vista ambiental, pois quase todo o dióxido de carbono produzido no ciclo do etanol é orgânico e, portanto, reabsorvido pelas plantações de cana de açúcar. As exceções ficam por conta das máquinas agrícolas, dos caminhões que transportam o etanol, e dos veículos que transportam os trabalhadores. Nestes casos, já existem iniciativas para substituição do diesel pelo etanol, tornando-o um combustível ainda mais verde, mas as soluções ainda não estão disponíveis em escala industrial. No Brasil,

a disponibilidade territorial e condições climáticas favoráveis propiciam o cultivo da cana de açúcar para a produção do etanol, o que tem incentivado investimentos em políticas públicas no âmbito social para o aproveitamento das potencialidades regionais, com geração de renda e empregos e um desenvolvimento sustentável. Por estes fatores, ainda segundo a ANP, desde 2012 temos registrado aumento da produção de etanol, o que favorece sua oferta no mercado. Em substituição à cana de açúcar, é possível extrair o etanol a partir do sorgo sacarino, cuja cultura tem despontado como alternativa para a produção de etanol quando da entressafra da cana-de-açúcar devido ao seu curto ciclo de plantio e relativa produtividade.

O etanol, por possuir maior resistência à detonação, permite operação em motores com razões volumétricas de compressões maiores de forma mais eficiente. Além de apresentar menores índices de emissão de poluentes em relação à gasolina, o álcool etílico é também um combustível com menores teores de enxofre. Pode-se somar a estas vantagens o fato do etanol ter um alto calor latente de vaporização, praticamente o dobro da gasolina, o que permite trabalhar com avanços de ignição maiores (Boretti, 2012).

A adoção de injeção direta em motores de ignição por centelha, ou seja, a injeção de combustível diretamente na câmara de combustão, está fundamentada por este sistema ser uma evolução em relação aos sistemas de injeção indireta multiponto, os quais injetam o combustível no coletor de admissão, próximo às válvulas de admissão, conforme entendimento de (Zhao *et al.*, 1999). A utilização de sistemas de injeção direta para motores de ignição por centelha permite ganhos significativos em relação a sistemas de injeção indireta tanto em termos de potência quanto em consumo de combustível. A principal vantagem destes sistemas está diretamente ligada às estratégias de preparação da mistura: sistemas de injeção direta possibilitam o funcionamento do motor com misturas altamente estratificadas e pobres devido a um controle definitivamente superior da formação da mistura. O aumento da eficiência advém da redução da variabilidade cíclica devido a grande precisão na preparação da mistura e eliminação da condensação do combustível em paredes, dutos e válvulas. Ganhos significativos são ainda proporcionados por uma maior razão de compressão volumétrica e menores temperaturas no ciclo. Ganhos

adicionais ocorrem nas fases de partida, dirigibilidade a frio e durante os regimes transitórios, por permitir a injeção do combustível durante a fase de compressão em que o ar admitido tem maior temperatura.

Por fim, equipar um motor de combustão interna com turbo-compressor possibilita recuperar parte da energia dos gases de escape, aumentando assim a sua eficiência de conversão, além de permitir trabalhar com maiores densidades de potência específicas para melhor operação durante ciclos de condução do veículo. No caso de um motor turbo-alimentado funcionando com Etanol, a melhoria da eficiência de combustão confere uma redução na requisição de atuação do turbo para uma mesma requisição de torque, redução dos valores de pressão no escape, além de reduzir a necessidade de enriquecimento da mistura para proteção de componentes.

Em função da necessidade de aumento da eficiência dos motores de combustão interna para atender às exigências de redução de consumo e emissões e das vantagens do uso do etanol brasileiro, devido às suas propriedades e viabilidade produtiva, é proposto uma pesquisa da combustão do etanol em um motor conceito tendo os seguintes objetivos:

1.2. Objetivo Geral

O sistema de injeção direta a etanol representa um grande desafio a ser enfrentado, pois não basta injetar o combustível direto nas câmaras sem nenhuma tecnologia que vise o aproveitamento adequado das propriedades do etanol brasileiro. Nesse contexto, este trabalho propõe uma análise experimental dos parâmetros indicados de combustão, para melhor compreensão das estratégias de maximização da eficiência de conversão do combustível de um motor conceito de três cilindros, de duas válvulas por cilindro, turbo-alimentado à etanol em dinamômetro de motor.

1.2.1.Objetivo Específico

Propor uma metodologia de análise dos parâmetros indicados de combustão do motor que permite analisar a influência dos parâmetros de calibração e das características geométricas do motor no trabalho líquido produzido, no calor gerado e na duração e estabilidade da combustão, por meio de sensores de pressão na câmara de combustão, na admissão e na exaustão. Essa metodologia é composta pelas avaliações do diagrama de pressão de combustão por ângulo de virabrequim, do diagrama PV, do perfil da fração mássica queimada, da taxa de calor liberado e duração da combustão.

A fim de se cumprir os objetivos citados, de melhor compreender os relevantes assuntos relativos à pesquisa, e de gerar massa crítica ao autor, é conduzido um estudo acerca do tema proposto, cujo conteúdo consta no referencial teórico disposto no Capítulo seguinte.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica dividida em duas partes. A primeira parte consiste em uma súmula dos princípios fundamentais que regem o funcionamento dos motores de combustão interna, o fenômeno da combustão, o combustível etanol e os motores flexíveis bicomustíveis no Brasil. A segunda parte retrata o estado da arte dos motores dotados de injeção direta a etanol turboalimentado, apresentando um resumo dos principais trabalhos que tratam destes sistemas, ainda que individualizados, disponíveis até a presente data.

2.1. Motores de Combustão Interna.

Os motores de combustão interna são máquinas que utilizam a combustão para converter a energia química contida em um combustível em energia mecânica. Nos motores de combustão interna essa energia é liberada pela queima ou oxidação do combustível dentro de uma câmara de combustão. A mistura de ar e combustível antes da combustão e seus produtos são os fluidos de trabalho e o trabalho gerado que produzirá a potência mecânica é advindo da interação do fluido de trabalho com os componentes mecânicos do motor (Heywood, 1988).

Devido a sua simplicidade, resistência e alta relação potência/peso os motores a pistão atualmente usados para transporte e geração de energia no mundo são os motores de ignição por centelha e os motores de ignição por compressão. Em função dos nomes de seus inventores, também podem ser chamados de motores do ciclo Otto e Diesel, respectivamente (Heywood, 1988). A distinção entre esses dois tipos de motores é feita pelo processo de combustão. O ciclo Otto é caracterizado por uma combustão a volume constante e o ciclo Diesel é caracterizado por uma combustão a pressão constante.

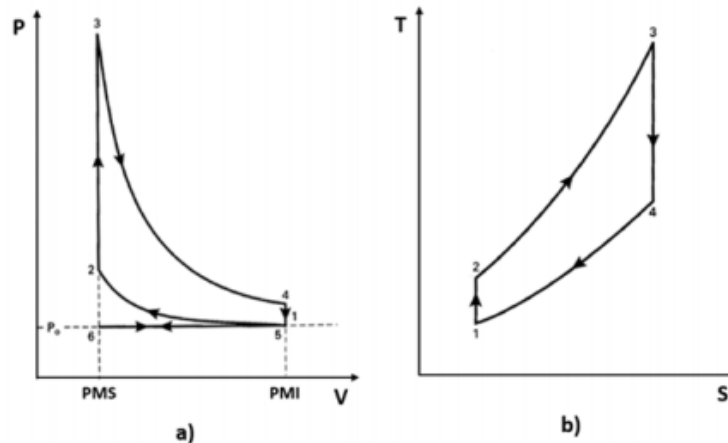
A melhor classificação entre os motores é pelo regime dominante de propagação da chama, se do tipo pré-misturado ou do tipo por difusão. Em regimes de propagação da chama pré-misturada é possível a utilização de todo ar presente na câmara de combustão. Para esse regime a combustão ocorre rapidamente,

sendo, portanto, possível atingir potências específicas muito altas. Em regimes de propagação da chama por difusão, a eficiência térmica aumenta com a redução da carga do motor, não havendo registro de combustão anômala com o aumento do nível de turboalimentação. Portanto, as classificações dos motores quanto aos ciclos de funcionamento, se Otto ou Diesel, podem ser consideradas mais como referências no entendimento da operação de motores de combustão interna, (Silva, 2017).

2.1.1. Ciclo de operação Otto ideal

Os motores de ignição por centelha têm o ciclo Otto como ciclo termodinâmico básico de referência, caracterizado principalmente pela introdução de calor a volume constante. A análise do ciclo ideal é realizada considerando-se que somente o ar, comportando-se como gás ideal, é introduzido no cilindro. Considera-se o sistema fechado, sem transferência de massa. A Figura 1 – mostra o diagrama da pressão pelo volume, PV, e da temperatura pela entropia, TS, evidenciando suas seis fases, incluindo dois processos isovolumétricos e dois processos isentrópicos.

Figura 1 – a) Diagrama PV e b) Diagrama TS para ciclo Otto Ideal



Fonte: PULKRABEK (1997)

São as seguintes fases:

1 → 2 – Compressão isentrópica e adiabática: o ar no interior do cilindro é comprimido quando o pistão desloca do PMI para PMS.

$$Q_{1 \rightarrow 2} = 0 \quad (1)$$

$$w_{1 \rightarrow 2} = c_v(T_1 - T_2) \quad (2)$$

2 → 3 – Introdução de calor a volume constante: durante esse processo, o calor é fornecido através da combustão.

$$Q_{2 \rightarrow 3} = Q_{in} = c_v(T_3 - T_2) \quad (3)$$

$$w_{2 \rightarrow 3} = 0 \quad (4)$$

3 → 4 – Expansão isentrópica e adiabática: o pistão desloca do PMS para PMI produzindo trabalho.

$$Q_{3 \rightarrow 4} = 0 \quad (5)$$

$$w_{3 \rightarrow 4} = c_v(T_3 - T_4) \quad (6)$$

4 → 1 – Rejeição de calor a volume constante: o calor não aproveitado é rejeitado para a fonte fria.

$$Q_{4 \rightarrow 1} = Q_{out} = c_v(T_1 - T_4) \quad (7)$$

$$w_{4 \rightarrow 1} = 0 \quad (8)$$

No ciclo ideal, o trabalho realizado para a introdução e retirada do fluido de trabalho é nulo, ou seja, o trabalho de bombeamento é nulo:

$$w_{0 \rightarrow 1} + w_{1 \rightarrow 0} = P_0(v_1 - v_0) + P_0(v_0 - v_1) = 0 \quad (9)$$

A eficiência térmica do ciclo é definida pela razão entre o trabalho realizado e o calor introduzido no processo, ou pela seguinte equação:

$$(\eta_t)_{OTTO} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (10)$$

onde γ é a razão entre os calores específicos e r_c é a razão volumétrica de compressão. Nestes termos, a eficiência térmica do motor funcionando com o ciclo teórico Otto depende somente da razão volumétrica de compressão e da relação dos calores específicos, (Ganesan, 1995).

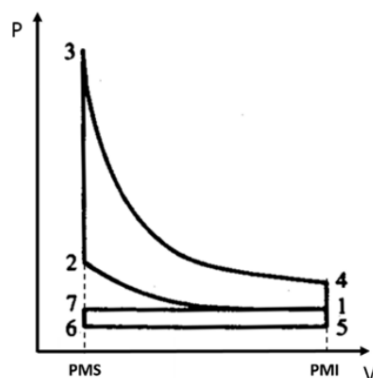
Nos motores de combustão interna que são equipados com turbo-compressores, a entalpia contida nos gases de descarga, que em motores naturalmente aspirados é perdida, é reaproveitada na turbina onde os gases de exaustão são expandidos gerando trabalho. O compressor, acoplado a turbina por meio de um eixo, utiliza esse trabalho para comprimir o ar de entrada no motor, possibilitando aumentar a massa de mistura admitida e conseqüentemente gerar um aumento de potência. Durante a exaustão, o motor e o turbo-compressor estão ligados termodinamicamente e não mecanicamente (Baeta, 2006) e (Silva, 2017).

Com o conjunto turbo-compressor em plena operação, parte do trabalho de compressão é executado no compressor e parte do trabalho de expansão na turbina. Sendo assim, a razão volumétrica de compressão e a razão de expansão efetiva são maiores que nos motores naturalmente aspirados, criando a expectativa de uma maior eficiência térmica, o que não necessariamente ocorre. As perdas de cargas nos sistemas de admissão e exaustão produzem desperdício de trabalho útil e fazem com que as eficiências de compressão e expansão sejam menores que um. Sendo a energia que movimenta a turbina, essencialmente obtida do trabalho de bombeamento executado pelo pistão, o turbo-compressor produz perda e não um ganho de eficiência. Portanto, o aumento de eficiência dependerá do nível de aproveitamento da energia da exaustão (Baeta, 2006).

O diagrama PV para motores sobrealimentados é apresentado na Figura 2 e mostra a diferença da pressão de admissão em relação à pressão de exaustão. A exaustão a volume constante é representada pelos índices 4 → 5 e a exaustão a

pressão constante pelos índices 5 → 6, a admissão a volume constante é representada pelos índices 6 → 7 e a admissão à pressão constante pelos índices 7 → 1. Devido ao aproveitamento da energia dos gases de descarga, a eficiência térmica deste ciclo é maior que o ciclo de um motor aspirado, como pode ser visto no diagrama pelo acréscimo da área 1-5-6-7. O crescimento das pressões ao longo de todo o ciclo, incluindo a pressão máxima ao final da compressão, leva ao aumento da área 1-2-3-4, o que indica aumento do trabalho realizado (Heywood,1988).

Figura 2 – Diagrama PV para motores sobrealimentados



Fonte: (Heywood, 1988) adaptado.

O trabalho indicado, gerado pelo pistão considerando apenas compressão e exaustão é chamado de Trabalho Indicado Bruto (do inglês, *Gross Indicated Work*). O trabalho produzido pelo motor considerando todo o ciclo é chamado de Trabalho Indicado Líquido (do inglês, *Net Indicated Work*). O termo indicado, (do inglês, *Indicated*), é usado para todos os parâmetros que são medidos dentro do cilindro do motor. Os parâmetros mensurados diretamente no eixo virabrequim do motor são denominados parâmetros de eixo. O nome se origina do freio “*brake*” exercido pelo dinamômetro usado para medir o torque produzido pelo eixo virabrequim do motor, (Silva, 2017).

2.1.2. Ciclo de operação Otto real ou indicado

Os motores de combustão interna com ignição por centelha, ou que operam o ciclo Otto, são geralmente alimentados por uma mistura de ar e combustível

homogênea e essencialmente gasosa. Ao final da compressão, uma descarga elétrica de alta intensidade sob a forma de centelha é disparada na câmara de combustão, dando início ao processo de queima da mistura de ar e combustível (Heywood, 1988).

Um motor de combustão interna não se comporta como um ciclo termodinâmico, pois envolve um sistema aberto, onde o fluido de trabalho, que não é um gás perfeito, é modificado durante o processo. Há, portanto, variação de massa do fluido de trabalho, conforme mostrado na Figura 3. Os processos que constituem o ciclo são irreversíveis e há calor perdido do sistema para o meio, (Valle, 2013).

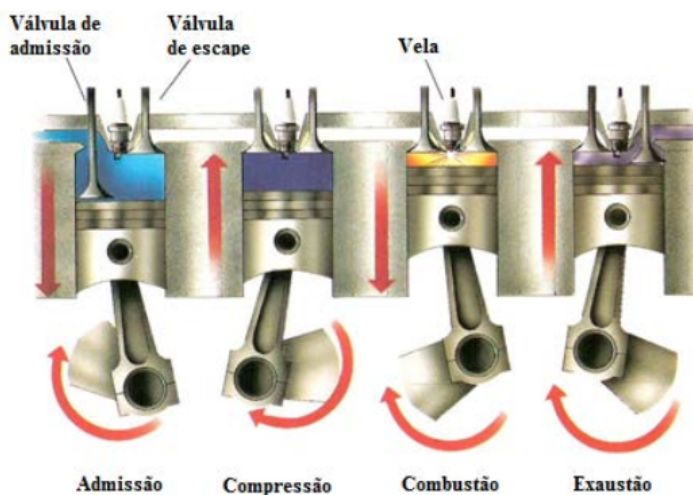
Figura 3 – Sistema aberto no ciclo real



Fonte: (Valle, 2013).

Motores baseados neste ciclo equipam a maioria dos veículos do segmento passeio atualmente produzidos. Seu funcionamento segue um ciclo mecânico de quatro tempos, onde cada tempo corresponde a um deslocamento angular de 180° do eixo virabrequim. São eles, como apresentados na Figura 4: admissão, compressão, combustão/expansão e exaustão.

Figura 4 – Os quatro tempos do ciclo Otto real



Fonte: (Rodrigues Filho, 2014)

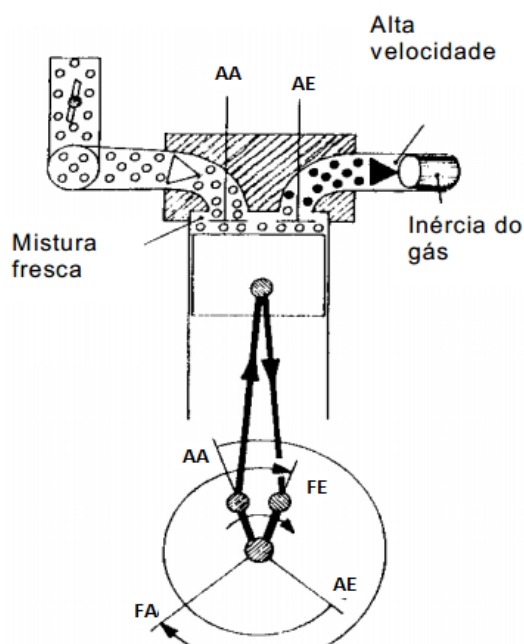
Primeiro tempo – Admissão: estando a válvula de admissão aberta e a de descarga fechada, o pistão desloca-se do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI). O aumento de volume do cilindro provocado pelo deslocamento do pistão gera uma depressão que aspira a mistura ar/combustível para o interior do mesmo. Com o objetivo de aumentar o enchimento do cilindro, a válvula de admissão inicia sua abertura um pouco antes do PMS e termina seu fechamento um pouco depois do PMI. Os eletroinjetores são os dispositivos responsáveis pela dosagem do combustível no processo de formação da mistura, que pode acontecer tanto nos condutos de admissão (injeção indireta) quanto no interior do cilindro (injeção direta), (Heywood, 1988) e (Rodrigues Filho, 2014).

Segundo tempo – Compressão: este tempo tem seu início quando o pistão começa seu movimento ascendente do PMI para o PMS. Durante esse percurso, as válvulas de aspiração e escape permanecem fechadas e com isso, a pressão e a temperatura da mistura são elevadas. Pouco antes do pistão atingir o PMS uma centelha elétrica é disparada e a combustão é iniciada.

Terceiro tempo – Combustão / expansão: A combustão tem seu início quando a vela produz a centelha elétrica pouco antes do pistão atingir o PMS. Essa antecipação da ignição em relação ao PMS é chamada de avanço de ignição e, segundo (Baeta, 2006), deve ser ajustado para valores entre 10 e 40 graus antes do PMS (APMS) para se alcançar a eficiência máxima de combustão em motores a gasolina. Valores típicos acerca da duração da combustão indicam 8 graus depois do PMS (DPMS) como referência para metade do processo de combustão e seu término entre 30 e 40 graus DPMS. Estando todas as válvulas fechadas, a alta pressão criada pela combustão impulsiona o pistão em direção ao PMI, produzindo trabalho mecânico. Antes que o pistão atinja o PMI, a válvula de descarga é aberta e a alta pressão dos gases queimados contidos dentro do cilindro provoca a expulsão dos mesmos. Denominado de “*blowdown*”, este procedimento reduz a eficiência térmica do motor uma vez que os gases expelidos possuem uma elevada entalpia, entretanto diminui o trabalho de bombeamento do motor (Rodrigues Filho, 2014).

Quarto tempo - Exaustão: Quando o pistão alcança o PMI, o *blowdown* já terminou, porém, o cilindro ainda está com os gases resultantes da combustão a uma pressão próxima à pressão atmosférica. Como a válvula de descarga permanece aberta e o pistão é deslocado do PMI ao PMS, a maior parte dos gases de exaustão remanescentes é expelida, restando apenas o volume da câmara de combustão ocupado por esses gases. No final do tempo de exaustão, a válvula de admissão inicia sua abertura e a válvula de descarga o seu fechamento. Este tempo em que as duas estão abertas ao mesmo tempo é chamado de cruzamento de válvulas e ajuda a trocar os gases remanescentes da combustão por mistura fresca, como apresentado na Figura 5. Ao final da exaustão, o ciclo se reinicia, (Baeta, 2006).

Figura 5 – Efeito do cruzamento das válvulas de admissão e descarga

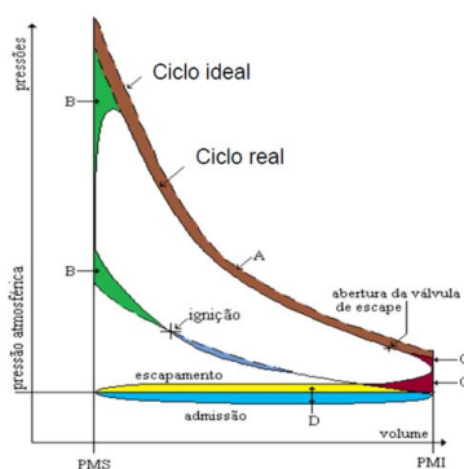


Fonte: (Valle, 2013)

O diagrama PV real de um motor naturalmente aspirado difere do diagrama PV do ciclo Otto ideal devido às seguintes perdas: A - No processo de expansão, já que há variação nas propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho em função das alterações de temperatura e das reações químicas que se processam; B - Devido à combustão não acontecer a volume constante, há uma alteração da curva de pressão característica do motor, gerando perdas em relação ao ciclo ideal; C -

Devido à abertura antecipada da válvula de escape, o trabalho que os gases realizariam até a chegada do pistão ao PMI é desperdiçado, em contrapartida, a saída antecipada dos gases em alta pressão contribui para a redução do trabalho de bombeamento. D - Perdas por bombeamento devido à admissão e a exaustão não ocorrerem à mesma pressão no ciclo real do motor. Essas perdas podem ser visualizadas na Figura 6:

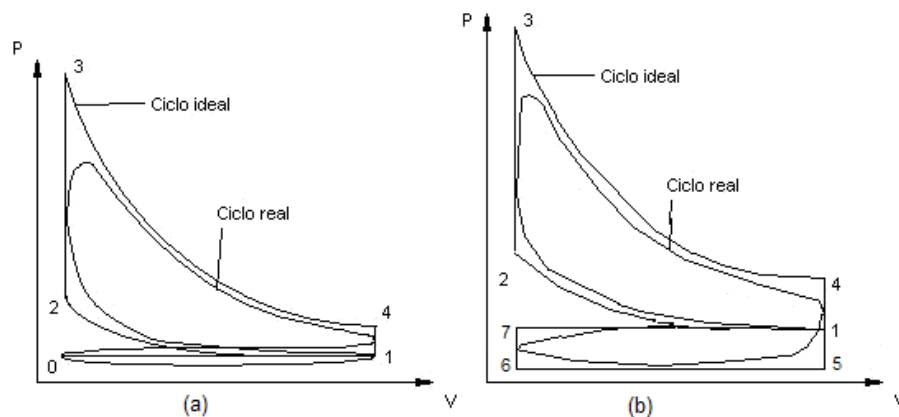
Figura 6 – Comparação entre ciclo real e ideal



Fonte: (Silva, 2017)

Para motores equipados com turbo-compressores, em que a pressão de admissão é maior que a pressão atmosférica, é possível aumentar a massa de ar e combustível admitida durante o ciclo resultando no aumento do trabalho indicado. Desta forma, na admissão, a mistura é forçada para dentro dos cilindros pelo compressor. Maiores pressões de admissão elevam todas as pressões durante o ciclo, e maior calor é fornecido ao sistema durante a combustão. Contudo, crescem também as temperaturas, tornando-se necessário a adoção de um trocador de calor após o compressor para baixar a temperatura de admissão e evitar a detonação, A Figura 7 (a) e (b) mostra respectivamente a comparação entre os ciclos ideal e real em um motor aspirado e um motor turbo-alimentado, (Baeta, 2006).

Figura 7 – a) Diagrama PV ciclo aspirado b) Diagrama PV ciclo turboalimentado

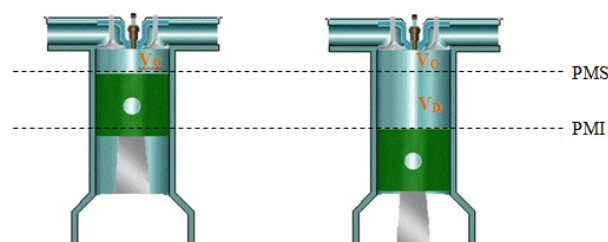


Fonte: (Baeta, 2006)

2.1.3. Razão volumétrica de compressão e Pressão média efetiva.

A razão volumétrica de compressão é uma característica construtiva do motor que tem grande influência em sua eficiência térmica, sendo definida como a razão entre os volumes do motor quando o pistão está no PMI, ponto morto inferior, e no PMS, ponto morto superior. Segundo a Figura 8, o volume do cilindro quando o pistão está no PMS é o volume da câmara de combustão, V_c , e o volume quando o pistão está no PMI é o volume da câmara de combustão mais o volume deslocado, V_D . O volume deslocado é aquele considerado quando o pistão desloca do PMI para o PMS ou vice-versa, (Baeta, 2006).

Figura 8 – Cilindros com o pistão no PMS à esquerda e no PMI à direita



Fonte: (Baeta, 2006)

A razão volumétrica de compressão pode ser dada, então, pela equação 11:

$$r_c = \frac{V_C + V_D}{V_C} \quad (11)$$

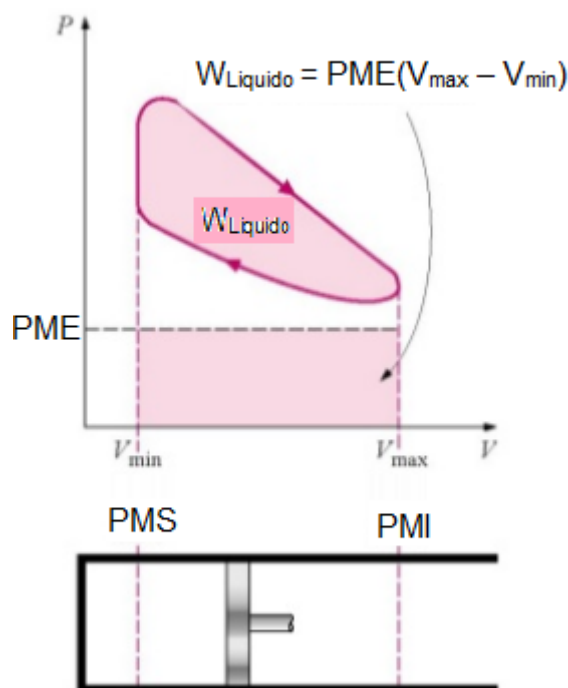
É possível perceber que um aumento do valor da razão volumétrica de compressão é possível através da redução do volume da câmara de combustão, mantendo-se o volume deslocado.

Uma medida da capacidade de um determinado motor realizar trabalho é obtida dividindo o trabalho por ciclo pelo volume deslocado por ciclo. O parâmetro obtido tem unidade de força por unidade de área e é chamado de pressão média efetiva ou PME. A pressão média efetiva mede a capacidade de obtenção de elevada vazão de ar e a eficiência do motor ao longo da sua faixa de operação e permite a comparação entre motores de cilindradas distintas. A PME é a pressão média que deveria ser exercida sobre o pistão durante a fase de expansão para que fosse gerado o mesmo torque médio sendo dada por:

$$\text{PME} = \frac{4 \pi \tau_{\text{ef}}}{V_d} \quad (12)$$

Onde τ_{ef} é o torque efetivo no virabrequim. A partir da medição de pressão dentro do cilindro, juntamente com a posição angular do virabrequim, é possível se determinar o trabalho indicado integrando-se a pressão em relação ao ângulo do virabrequim (Baeta, 2006). Outra forma de se obter o valor de PME é através da área relativa ao trabalho líquido produzido por um motor em uma determinada condição de carga e rotação. Esta área corresponde à área do retângulo compreendido por uma dada pressão e um determinado curso do pistão no diagrama PV, como mostrado na Figura 9.

Figura 9 – Determinação da PME através do trabalho líquido no ciclo.



Fonte: Adaptado (Surahman, 2013)

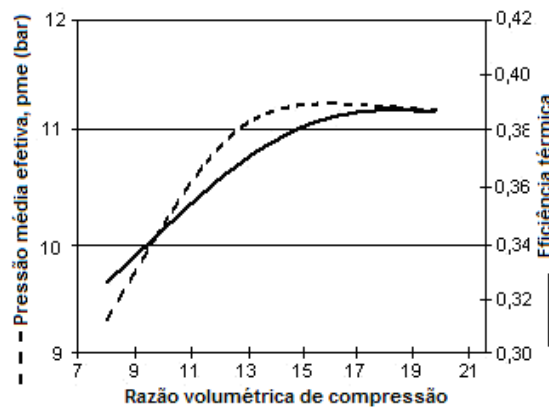
A potência medida no eixo de um motor é menor que a potência indicada dentro do cilindro. A diferença entre elas é chamada de potência de atrito. Analogamente a diferença entre a $PMEI$ e a PME é conhecida como a pressão de atrito ou simplesmente pressão média motorizada PMM , dada pela equação a seguir:

$$PMM = PMEI - PME \quad (13)$$

Esta pressão média motorizada leva em consideração não apenas o atrito gerado entre as superfícies metálicas e o lubrificante, mas também as perdas devidas ao bombeamento do gás e operação dos sistemas auxiliares. Uma forma de se calcular a pressão de atrito é pelo chamado de método do corte, que é baseado no corte de alimentação de um dos cilindros de um motor multicilindro e então o pistão deste cilindro passa a ser arrastado pelos demais. A perda por atrito pode ser determinada pela mudança da potência efetiva do motor antes e depois do corte de alimentação. Outra forma é através do método motorizado onde o motor sem alimentação é tracionado por outro motor. A potência motorizada ou de atrito requerida para movimentar o motor é considerada como a perda causada pelo atrito.

A Figura 10 mostra a influência da razão volumétrica de compressão na eficiência térmica e na pressão média efetiva em um motor de ignição por centelha a plena carga com avanço de ignição ajustado para se obter o torque máximo. A eficiência térmica (indicada) η_t de um motor é dada pela razão entre o trabalho indicado e o calor de combustão. Pela Figura 10 observa-se que a eficiência térmica se eleva até a razão volumétrica de compressão 17:1 e depois começa a diminuir devido ao aumento do atrito, porém, com aumento da razão volumétrica de compressão há o aumento da emissão de óxidos nitrosos.

Figura 10 – Influência da razão volumétrica de compressão na PME e na eficiência térmica do motor



Fonte: (Baeta, 2006)

2.1.4. Eficiência volumétrica

Em um motor de combustão interna, quanto mais ar é admitido pelo cilindro, maior é a potência deste motor. Esta capacidade de enchimento é avaliada através da eficiência volumétrica, que relaciona a massa real de ar introduzida no cilindro e uma massa de referência, ou seja, a massa de ar que ocupa um volume equivalente ao deslocado pelo cilindro à temperatura e pressão ambientes, (Baeta, 2006).

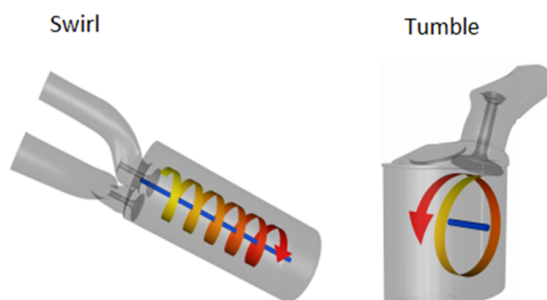
$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a \times V_D} \quad (14)$$

Sendo η_v a eficiência volumétrica, m_a a massa de ar no cilindro em um ciclo (kg), ρ_a massa específica do ar nas condições atmosféricas (kg/dm³) e V_D o volume deslocado (dm³).

O caminho percorrido pelo ar admitido ao longo do sistema de admissão infere em perda de carga devido a componentes como dutos, coletor, corpo de borboleta e válvulas. Em geral, as válvulas são os componentes mais críticos em relação à perda de carga, uma vez que existem limitações mecânicas e de tamanho ao longo do processo de abertura e fechamento. Outro fator relevante é a dinâmica dos gases, associada às ondas de pressão causadas pelo movimento alternativo das válvulas e do pistão. Modificações na geometria dos dutos podem ajustar a frequência de ressonância do sistema para uma faixa desejada, podendo gerar uma substancial alteração da quantidade de ar admitido em função da sincronização dos pulsos de pressão como fechamento da válvula (Baeta, 2006).

A geometria da câmara de combustão, assim como a dos pórticos, têm influência significativa nos movimentos característicos do escoamento dentro de cilindros de motores de combustão interna. Esses movimentos distribuem a energia cinética turbulenta do escoamento e são essenciais para a combustão adequada. O escoamento de ar na câmara de combustão possui uma natureza rotacional, e pode ser avaliado pelos coeficientes de *swirl*, *tumble* e *cross-tumble*, diferindo apenas no plano onde são avaliados. O *Cross-tumble* possui o mesmo movimento do *tumble*, porém ocorre em um plano perpendicular ao deste. O fato de os movimentos estarem em diferentes planos faz com que eles se dissipem com maior facilidade devido à movimentação do pistão, que leva às colisões das partículas e à dissipação da energia. Os movimentos de *swirl* e *tumble*, mostrados na Figura 11 são desenvolvidos desde os pórticos da admissão e esses parâmetros também estão relacionados à posição das válvulas e à distribuição da entrada de ar no interior do cilindro, (Amorim, 2016).

Figura 11 – Estruturas rotacionais do escoamento no cilindro



Fonte: (Amorim, 2016)

A vaporização do combustível pode afetar significativamente a eficiência volumétrica. Se o combustível é depositado na parede do coletor, a transferência de calor para a mistura aumenta. Se o combustível é vaporizado utilizando a entalpia do ar, dependendo do seu calor latente, pode produzir uma mistura mais densa que o ar original, permitindo a admissão de maior quantidade de ar.

Em sistemas de injeção direta, devido à injeção de combustível ocorrer diretamente dentro do cilindro e evitar assim o contato do combustível com as paredes dos componentes do motor, todo o calor latente de vaporização do combustível é utilizado para o resfriamento do ar, ao contrário do que acontece em sistemas de injeção indireta, em que parte do calor latente de vaporização do combustível é transferido para as paredes do coletor de admissão ou válvulas. Como resultado do melhor aproveitamento do calor latente de vaporização do combustível, os motores equipados com injeção direta apresentam um aumento na eficiência volumétrica. A adoção do sistema de injeção direta de combustível em substituição à injeção indireta, para condições estequiométricas usando gasolina, pode levar a um aumento de até 9% na eficiência volumétrica (Silva, 2017).

As variáveis que influenciam a eficiência volumétrica podem ser agrupadas e assim citadas:

1 – Tipo de combustível e seu calor latente de vaporização, razão ar/combustível, fração do combustível vaporizado no coletor de admissão e temperatura da mistura ar-combustível. A capacidade do combustível retirar calor do ar é diretamente proporcional à massa específica da mistura, o que leva ao aumento da eficiência volumétrica.

2 – Razão de pressão entre admissão e descarga e razão volumétrica de compressão. Estes fatores influenciam na quantidade de ar ou mistura que é admitida no cilindro e quanto de gás queimado residual permanecerá no cilindro.

3 – Geometria dos dutos de admissão e descarga, perfil de escoamento das válvulas de admissão e descarga e seus perfis de cames. Estes são itens que estão relacionados ao escoamento da mistura ao longo dos dutos de admissão e

descarga. Nestes casos, os gradientes de pressão, que podem gerar fluxo reverso, o diagrama de válvulas, que determina o aproveitamento dos efeitos de inércia através do adiantamento e retardo da abertura das válvulas (efeito RAM) e o dimensionamento dos componentes através dos quais a mistura escoar, afetam a eficiência volumétrica.

A turboalimentação em motores pode ser realizada através de vários dispositivos que possibilitam aumentar a densidade do ar admitido pelo cilindro acima da densidade do ar ambiente. Como a referência para a eficiência volumétrica global é o enchimento total do cilindro, baseado nas condições atmosféricas, valores superiores a 100% para motores sobrealimentados são encontrados quando as pressões de alimentação do ar admitido, no coletor de admissão, superam a pressão barométrica (Baeta, 2006).

2.1.5. Eficiência térmica e Eficiência de combustão

Segundo (Heywood, 1988), a eficiência térmica, η_t , de um motor de combustão interna pode ser calculada conforme a Equação 15:

$$\eta_t = \left[\frac{3600}{BSFC \times PCI_{comb}} \right] 100 \quad (15)$$

Onde BSFC é o consumo específico de combustível no eixo, do inglês *break specific fuel consumption* [kg/kWh] e PCI_{comb} é o poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg].

Em MCI, a combustão não é um processo em que todo o combustível reage com o oxigênio formando os produtos de combustão CO_2 e água, devido ao reduzido tempo da reação e das distintas condições de pressão e temperatura dentro da câmara de combustão. Portanto, a eficiência de combustão pode ser definida como a razão entre a energia liberada no processo de combustão e a energia fornecida ao motor, podendo esta ser obtida a partir da Equação 16, (Heywood, 1988):

$$\eta_c = \frac{PCI_{comb} - H_{NO_2}[NO_x] - H_{CO}[CO] - PCI_{comb}[THC]}{PCI_{comb}} \quad (16)$$

Onde:

PCI_{comb} : poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg];

H_{NO_2} : entalpia de formação do NO_2 ;

$[NO_x]$: concentração em % por volume nos gases de escapamento NO_x ;

H_{CO} : entalpia de formação do CO;

$[CO]$: concentração em % por volume nos gases de escapamento CO;

$[THC]$: concentração em % por volume nos gases de escapamento THC.

2.1.6. Eficiência de Conversão de combustível

O consumo específico de combustível é uma medida da eficiência do motor. De fato, o consumo específico de combustível e a eficiência de um motor são inversamente relacionados: quanto menor o consumo específico maior a eficiência do motor. O cálculo do consumo específico é dado por:

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{P_{ef}} \quad (17)$$

Onde SFC é o consumo específico de combustível, \dot{m}_f é a vazão mássica de combustível e P_{ef} é a potência efetiva, (Heywood, 1988).

Segundo (Baeta, 2006), a eficiência de um motor ou a eficiência de conversão de combustível leva em consideração o trabalho efetivo realizado em função da energia fornecida através do combustível. A eficiência de conversão η_{cc} em função do consumo específico de combustível e do poder calorífico do combustível chamado de PCI é dada por:

$$\eta_{cc} = \frac{1}{SFC \times PCI} \quad (18)$$

O PCI do combustível define o conteúdo energético do combustível e a sua energia disponível para o processo de combustão é dada pelo produto da sua

massa pelo PCI. Assim, pode-se alternativamente definir a eficiência de conversão de combustível como:

$$\eta_{cc} = \frac{P}{\dot{m} \times PCI} = \frac{1}{SFC \times PCI} \quad (19)$$

Onde P é a potência produzida [kW] e \dot{m} é a vazão mássica de combustível [kg/s]. Em resumo, a eficiência de conversão de combustível é a eficiência total medida no eixo do motor que considera a energia total (energia química do combustível), ou seja, considera a conversão da energia química em energia térmica e essa por sua vez em energia mecânica.

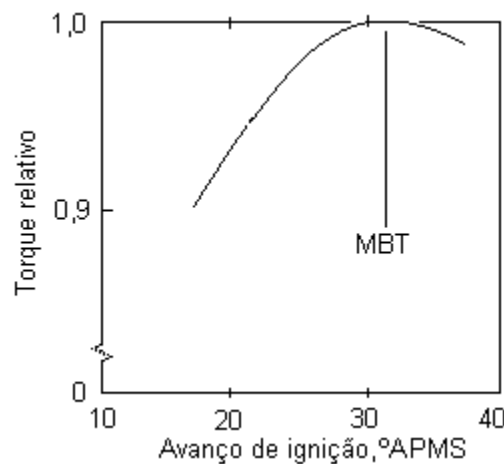
2.1.7. O Processo da Combustão

Combustão é um fenômeno físico-químico caracterizado por reações de oxidação, onde são liberadas grandes quantidades de energia sob a forma de calor. A combustão envolve sempre um combustível e um oxidante, e ocorre em meio gasoso compressível (Barros, 2003).

No caso de um MCI, em uma combustão normal, a chama é iniciada por uma centelha em um instante pré-determinado e atravessa a câmara de combustão de maneira progressiva e com velocidade controlada. Por ter duração finita, a combustão, é iniciada antes do pistão atingir o PMS, alguns graus (CA) antes final da compressão. Uma vez iniciada, ela se propaga por condução, difusão, radiação e convecção do calor, promovendo assim o aquecimento e ignição da porção de mistura não queimada. Desta forma, a condução e a difusão de calor da mistura fresca para a mistura queimada exercem um papel fundamental no processo de combustão. A velocidade de propagação da chama depende das propriedades e das condições da mistura e se não houver nenhum escoamento direcionado dentro da câmara de combustão a frente de chama vai se propagar com velocidade uniforme em todas as direções e assumir, portanto, uma geometria esférica, (Baeta, 2006) e (Rodrigues Filho, 2014).

Se a ignição for muito adiantada, haverá um aumento da pressão e temperatura, justificado pelo aumento do trabalho de compressão, produzindo transferência de calor e atrito excessivos. Por outro lado, se a ignição for muito atrasada, o aumento da pressão será tardio, reduzindo o trabalho de expansão e transferindo mais calor para a descarga, podendo danificar componentes do motor. Portanto, há um avanço de ignição que apresenta o melhor compromisso entre estas duas situações, gerando o maior torque e menor consumo para um determinado regime de operação do motor. Este avanço é conhecido pela sigla MBT, do inglês *minimum spark advance for the best torque* ou *maximum brake torque*. A Figura 12 mostra o comportamento do torque em relação ao avanço de ignição. Ignição atrasada ou avançada em relação ao MBT causa perda de desempenho, (Baeta, 2006).

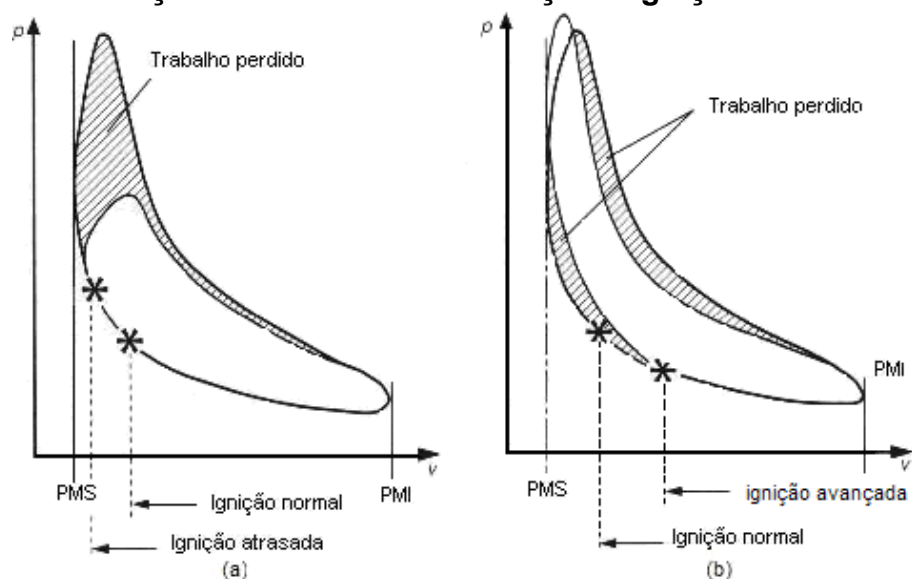
Figura 12 – Influência do avanço de ignição no torque à rotação constante e plena carga



Fonte: (Baeta, 2006)

O valor ideal de avanço de ignição depende do desenvolvimento e propagação da frente de chama, comprimento percorrido pela chama durante a combustão dentro da câmara de combustão e outras variáveis que favorecem a extinção da chama. Empiricamente é estabelecido que, se 50% da fração de massa queimada ocorrer por volta de 8 a 10° CA (ângulo da árvore de manivelas, do inglês *Crank Angle*) e o pico de pressão ocorrer por volta de 13° a 15°CA o valor de avanço de ignição estará em MBT, (Silva, 2017). A Figura 13 ilustra o efeito do trabalho perdido quando o ângulo de ignição está atrasado ou adiantado em relação ao MBT.

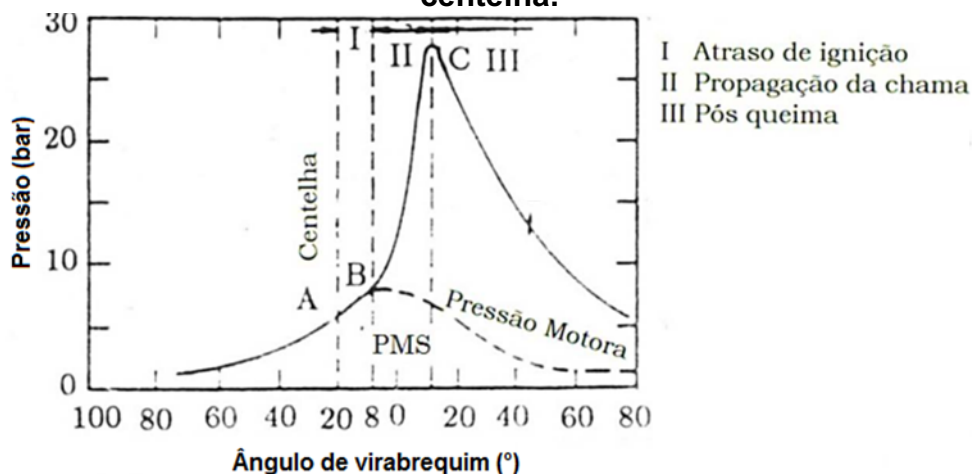
Figura 13 – Ilustração da influência do avanço de ignição no trabalho perdido



Fonte: (Baeta, 2006)

O processo de combustão em um motor SI pode ser dividido em três fases, como mostrado na Figura 14, onde também pode ser visualizada a variação de pressão durante a combustão. O ponto A representa o momento em que a centelha elétrica é introduzida pela vela de ignição, no caso 20° APMS. O ponto B identifica o momento onde é possível identificar uma mudança na inclinação da curva, que indica o início do aumento da pressão, neste caso 8° APMS e o ponto C onde o pico de pressão é atingido, aproximadamente 10° DPMS. Assim o trecho AB representa o primeiro estágio da combustão, o trecho BC o segundo e trecho CD o terceiro, (Rodrigues Filho, 2014).

Figura 14 – As três fases do processo da combustão em um MCI de ignição por centelha.



Fonte: (Rodrigues Filho, 2014)

No primeiro estágio, trecho AB, a inflamação da mistura é causada pela liberação de calor de forma intensa e localizada, na região próxima à vela de ignição. Esse aumento da temperatura provoca a vaporização e autoignição do combustível, dando início ao processo de combustão. O início da combustão da mistura é determinado pelo momento onde se torna possível identificar o início do aumento de pressão, o que não acontece instantaneamente. Segundo (Rodrigues Filho, 2014), o tempo decorrido entre a liberação da centelha e o início da combustão é chamado de retardo de ignição e pode durar até 12° de rotação do virabrequim. O retardo de ignição é devido ao tempo necessário para que as reações de oxidação do combustível aconteçam quando este está submetido a altas temperaturas. Depois de um tempo, a velocidade destas reações aumenta de tal forma que será possível identificar um acentuado aumento da pressão no cilindro caracterizando o início do processo de combustão. O primeiro estágio da combustão caracteriza-se por ser um processo puramente químico, dependente da temperatura, pressão, natureza do combustível, da razão ar/combustível e da fração de gases queimados remanescentes do ciclo anterior.

O começo do segundo estágio, trecho BC, coincide com o início da combustão que é o momento onde é possível identificar um aumento da pressão mais acentuado. Esse estágio tem início com a propagação de chama turbulenta e a taxa de queima é fortemente dependente da área de frente de chama. Considerando a propagação da chama de forma esférica iniciada no centro do *Kernel*, que é o início da frente de chama formado entre os eletrodos da vela de ignição, fatores como a localização da vela de ignição e as configurações da câmara de combustão podem influenciar na área instantânea de propagação da frente de chama. A taxa de transferência de calor para as paredes do cilindro é pequena, pois apenas uma pequena parte da mistura queimada tem contato com elas. A taxa de liberação de calor é fortemente dependente do nível de turbulência e da taxa em que a reação ocorre que por sua vez é função da composição da mistura. A taxa de aumento da pressão é proporcional à taxa de liberação de calor, pois neste estágio da combustão o volume é praticamente constante, uma vez que o pistão encontra-se próximo ao PMS. A presença de um fluxo médio direcionado no cilindro como, *swirl*, *tumble* ou *squish*, altera a propagação esférica da frente de

chama e deslocam o centro do *Kernel* da sua posição original, contudo, quanto maior for a taxa de queima do combustível, menor será a distorção da frente de chama da forma esférica e menor será a distância que o centro do *Kernel* é deslocado (Rodrigues Filho, 2014) e (Silva, 2017).

A duração do período entre 10 e 90% da fração de massa queimada próximo a 30° CA indica a condição de eficiência máxima de conversão de combustível, independentemente das condições de operação do motor. Valores de duração de queima acima de 30° CA indicam uma combustão mais lenta, com redução dos ganhos na eficiência de conversão de combustível por efeitos termodinâmicos, redução do trabalho de bombeamento ou redução das perdas por transferência de calor. Portanto, a parte da combustão relativa aos 10-90% de fração mássica queimada é a mais dominante na eficiência de conversão de combustível, justificada pelo fato de que 80% do combustível total por ciclo é queimado neste intervalo (Ayala *et al.*, 2006).

A velocidade da frente de chama dentro do cilindro, fator preponderante sobre a eficiência da combustão, é determinada pela taxa de reação e pela taxa de transporte. A primeira é resultado de uma combinação de processos químicos através dos quais a frente de chama consome a mistura fresca ao longo da sua trajetória. Já a taxa de transporte está relacionada a aspectos físicos do movimento da frente de chama em relação às paredes do cilindro e do diferencial de pressão existente entre a porção de mistura fresca e mistura queimada. O estudo dos fatores que afetam a velocidade de chama é determinante na detecção das anomalias de combustão, uma vez que ela influencia a taxa de aumento de pressão dentro do cilindro. A turbulência e a razão ar/combustível são os fatores que têm a maior influência na velocidade de propagação da chama, associados respectivamente à taxa de reação e a taxa de transporte, (Rodrigues Filho, 2014).

A turbulência, por promover uma melhor mistura entre o combustível e o ar, acelera a taxa de reação química entre eles proporcionando uma combustão mais rápida e, portanto, um menor avanço da ignição. O aumento da velocidade de

propagação da chama diminui o tempo necessário para que a combustão ocorra, minimizando as chances de aparecimento de anomalias em seu processo. A turbulência aumenta com a velocidade do motor, por isso, a velocidade de propagação de chama aumenta quase que de forma linear como aumento da rotação do motor, (Ganesan, 1995).

A razão ar/combustível exerce grande influência na taxa de reação e conseqüentemente na velocidade de propagação da chama. A maior velocidade de propagação da chama é obtida para misturas enriquecidas enquanto o empobrecimento da mistura resulta em uma redução do calor liberado e da velocidade de propagação da chama. Entretanto, um enriquecimento adicional da mistura resultará em uma combustão incompleta, ocasionando a diminuição da taxa de liberação de calor e, por fim, em uma redução da velocidade de propagação da chama, (Ganesan, 1995).

2.1.7.1. Anomalias de combustão

Sob certas condições de operação, o processo de combustão desvia-se do seu comportamento normal, resultando em perda de desempenho e possíveis danos ao motor. Em um MCI com ignição por centelha, a combustão anormal ocorre quando a frente de chama é iniciada por outro mecanismo que não seja a centelha produzida pelo sistema de ignição, ou quando parte da mistura é consumida a taxas extremamente altas.

2.1.7.1.1. Auto-ignição e Detonação.

Durante a queima da mistura, o calor liberado aumenta a temperatura do gás queimado, produzindo a sua expansão dentro do cilindro, aumenta gradativamente a pressão e a temperatura da mistura não-queimada durante grande parte do processo de combustão. Esses aumentos induzem o início de um conjunto de reações em cadeia que, eventualmente, levarão à combustão espontânea da mistura não-queimada, a auto-ignição. Se a frente de chama for suficientemente rápida, atingirá a região sujeita à auto-ignição antes que a essa ocorra. Caso

contrário, a região não queimada inicia o seu processo de queima, podendo ocorrer o aparecimento de ondas de choque suportadas pela combustão que causam danos severos ao motor. Esse fenômeno é denominado de *knock* em inglês ou detonação e tem ruído audível, devido a sua alta frequência, semelhante ao som de uma batida de pinos metálicos. O surgimento de ondas de choque suficientemente severas para danificar o motor dependem também do estado da mistura ar-combustível na região sujeita a auto-ignição.

A detonação tende a ocorrer com maiores razões volumétricas de compressão porque as temperaturas da mistura não queimada, à frente da chama, aumentam, acelerando as reações que conduzem à auto-ignição. Nesse caso, a solução seria atrasar a ignição, pois desloca a combustão para um tempo onde o volume é maior, produzindo uma compensação ao aumento da compressão. Contudo, a eficiência do motor é prejudicada: o maior volume onde ocorre a combustão sem detonação implica em uma redução significativa da razão de expansão efetiva. Portanto, a ocorrência da detonação é um fator limitante para o aumento da eficiência dos motores (Baeta, 2006).

Assim, a ocorrência da detonação fica sujeita à relação entre os tempos da propagação da chama ao longo da câmara de combustão e o tempo de auto-ignição da mistura. A supressão da tendência à detonação é comumente feita por meio do aumento do tempo de auto-ignição ou redução do tempo de propagação da chama. O aumento do tempo de auto-ignição da mistura ar-combustível pode ser conseguido pela redução de transferência de calor para a mistura e por sua composição. A transferência de calor pode ocorrer tanto no sistema de admissão como no interior da câmara de combustão. Uma refrigeração eficiente da câmara de combustão e uma rápida passagem do ar pelo sistema de admissão são favoráveis à redução de transferência de calor. O depósito de combustível nas paredes dos componentes é desfavorável, pois esse permite uma transferência de calor mais efetiva. O aumento da velocidade de chama diminui o tempo necessário para o processo de combustão e conseqüentemente o tempo disponível para ocorrência das reações que levam a auto-ignição da mistura não queimada. O tempo de propagação da chama pode ser reduzido a partir do projeto de uma câmara de

combustão e posição da vela de ignição que promovam tanto o aumento do nível de turbulência dentro desta, como também da redução do comprimento do caminho a ser percorrido pela frente de chama até a última porção de mistura não queimada. (Baeta, 2006) e (Rodrigues Filho, 2014).

Outro fator que influencia a detonação é a relação ar-combustível. Uma mistura rica reduz a temperatura da mistura não queimada, devido ao calor latente de vaporização do combustível. Uma mistura pobre reduz a temperatura da mistura não queimada por causa da menor expansão da mistura queimada. Além da composição da mistura, as propriedades do combustível também contribuem para a ocorrência da detonação. Uma delas é a octanagem, que representa a capacidade de resistir a auto-ignição, e por isso, combustíveis de alta octanagem são desejáveis por permitirem o emprego de maior taxa de compressão e avanço de ignição (Baeta, 2006).

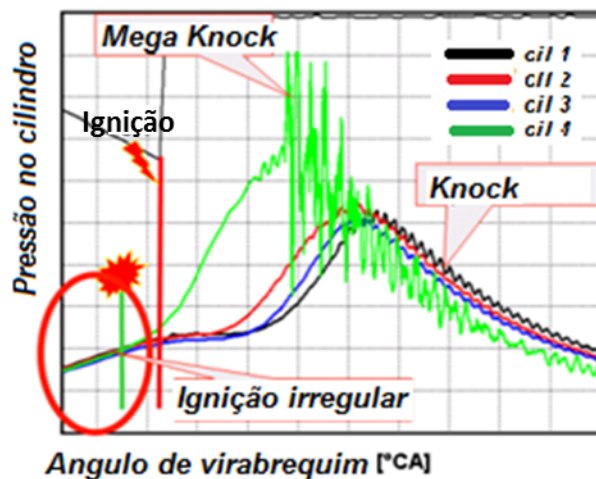
2.1.7.1.2. Pré-ignição e Pós- ignição.

Outro tipo de combustão anormal é a ignição da mistura provocada por pontos quentes ou depósitos. Caso essa ignição anormal ocorra antes da centelha produzida na vela dá-se o nome de pré-ignição, caso depois, de pós-ignição. Os pontos quentes ocorrem por uma incapacidade do sistema de refrigeração resfriar os componentes adequadamente. É mais provável ocorrer em regiões salientes, que apresentam uma exposição superficial muito grande aos gases quentes e um percurso mais longo até as partes mais frias do componente. Em certas condições de operação com mistura pobre, esse fenômeno pode surgir em função de uma baixa velocidade de propagação de chama resultante. Com a velocidade muito baixa, parte da combustão ocorre no meio do processo de expansão, à uma razão volumétrica de compressão efetiva reduzida. A consequente baixa eficiência produz gases com altas temperaturas que, especialmente no processo de exaustão, tendem a produzir uma grande rejeição de energia térmica para os componentes, produzindo o início da ignição anormal. Em geral, esse fenômeno, principalmente com a pré-ignição, atua como se a ignição estivesse adiantada, induzindo assim a detonação. O consequente aumento da rejeição de calor intensifica a pré-ignição, o que eventualmente leva a sérios danos ao motor. A mistura pobre não implica

necessariamente em detonação desde que a combustão ocorra relativamente rápida, (Baeta, 2006).

A Figura 15 ilustra o evento *knock* e *mega knock* em um MCI de quatro cilindros e ignição por centelha. Uma ignição espontânea registrada em um dos cilindros precede uma detonação com grande amplitude, chamada de *mega knock*, completamente fora do controle dos atuadores. Nos demais cilindros é possível identificar uma detonação de baixa amplitude, que pode ser suprimida através da retirada de avanço de ignição.

Figura 15 – Identificação dos fenômenos *knock* e *mega knock* em uma curva de pressão de combustão



Fonte: Adaptado de (Winklhofer et al., 2009)

Inovadoras técnicas que permitem a visualização e análise de combustão em motores, sem alterações na sua estrutura, são atualmente usadas no desenvolvimento de sistemas de combustão que garantem maior eficiência de conversão de combustível, através de uma combustão rápida, com menor variabilidade cíclica e menor susceptibilidade à anomalias como pré-ignição e detonação.

2.1.8. Combustíveis

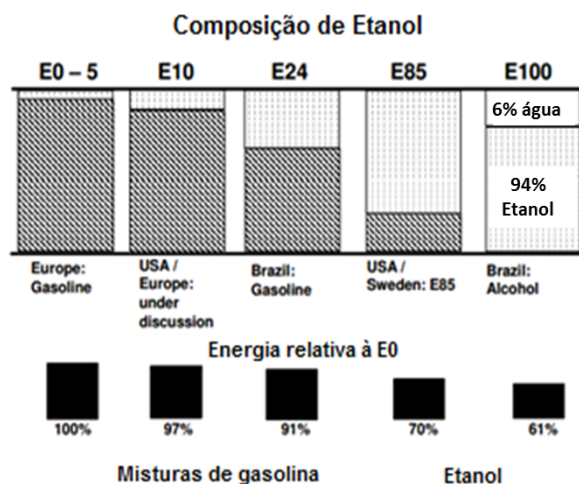
A energia química a ser transformada em trabalho útil pelos motores de combustão interna é proveniente dos combustíveis. As suas propriedades têm uma significativa influência na eficiência de conversão de combustível, nos índices de

desempenho, nos parâmetros de projeto do motor, na confiabilidade e durabilidade do motor e nos níveis de emissões de poluentes causados pelos produtos de combustão. Os combustíveis mais utilizados em veículos automotivos são a gasolina e o óleo diesel, ambos derivados do petróleo. Como combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, têm-se os álcoois, principalmente o etanol e o metanol, o gás natural, o hidrogênio e o biodiesel. Cada um possui suas próprias características físicas e químicas que os fazem a melhor alternativa dependendo da aplicação. A seguir são apresentadas as características do etanol, utilizado neste trabalho, com o intuito de conhecer melhor o seu comportamento e condições de queima (Baeta, 2006).

2.1.8.1. Etanol

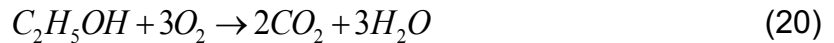
O etanol é um composto químico da família dos álcoois que contém dois átomos de carbono e um radical OH em sua fórmula química, que o caracteriza como álcool. Sua fórmula básica é C_2H_5OH . Ele pode ser obtido através de vegetais ricos em açúcar, como a cana-de-açúcar no Brasil e milho nos EUA. O etanol combustível no Brasil é utilizado na forma de etanol anidro, como componente de mistura na formação da gasolina tipo C, e como etanol hidratado, comercializado em todo país como produto pronto para ser utilizado. O etanol combustível brasileiro é também chamado E94 por ser hidratado e conter 94% de álcool etílico e cerca de 6% de água, como mostrado na Figura 16, (Kapus *et al.*, 2007)

Figura 16 – Composição do etanol no Brasil, Europa e EUA.

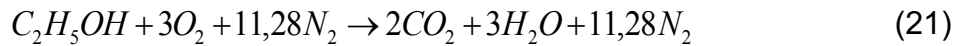


Fonte: Adaptado de (Kapus *et al.*, 2007)

A combustão completa do etanol anidro pode ser descrita como:



Considerando-se a queima com o ar atmosférico constituído por 21% de oxigênio e 79% nitrogênio em volume:



Considerando que a massa molecular do ar, M_{ar} , é 29 kg/kmol, e a do álcool etílico, M_{et} , é 46 kg/kmol, tem-se:

$$AF_{et} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{et} \cdot M_{et}} = \frac{(14,28)(29)}{(1)(46)} \approx 9,0 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_c \quad (22)$$

Portanto, a relação ar/combustível estequiométrica para o etanol anidro é de 9 partes de ar para 1 de combustível, (Pulkrabek, 1997).

O álcool etílico possui o poder energético inferior ao da gasolina, porém como a sua razão ar-combustível é também inferior, necessitando de menos quantidade de ar para a combustão completa por já possuir oxigênio em sua composição. Com isso, a mistura ar-combustível do álcool etílico possui maior quantidade de energia disponível para uma mesma massa de ar, (Baeta, 2006).

Segundo (Pulkrabek, 1997) as vantagens do uso de etanol são:

1. Combustível renovável que pode ser obtido de diversas fontes, naturais ou manufaturadas.
2. Possui alta octanagem com alta resistência a detonação. Motores que funcionam com combustíveis de alta octanagem podem funcionar mais eficientemente com razões de compressão maiores.
3. Apresentam menores índices de emissão de poluentes que a gasolina e são combustíveis com menores teores de enxofre.
4. Alto calor latente de vaporização, o que resulta num resfriamento do processo de admissão e compressão aumentando a eficiência volumétrica do motor.

5. Alguns motores flexíveis funcionam com gasolina, etanol etílico, ou mistura desses em qualquer proporção sem necessidade de adaptação.

Pode-se citar como desvantagens do álcool etílico, (Pulkrabek, 1997):

1. Baixo conteúdo energético. Isso significa que quase 1,5 vezes mais combustível é necessário para gerar a mesma potência. Com a mesma eficiência térmica e motores similares, a autonomia do veículo é diminuída na mesma proporção.
2. O Etanol é muito mais corrosível a cobre, bronze, alumínio, borracha e plásticos. O seu uso deve ser levado em consideração nos projetos de automóveis porque acarreta algumas restrições na escolha dos materiais.
3. Maior emissão de aldeídos.
4. Devido à baixa pressão de vapor e evaporação, geralmente os motores funcionando com etanol apresentam dificuldade de partida com temperaturas mais baixas.

2.1.9. Formação da mistura

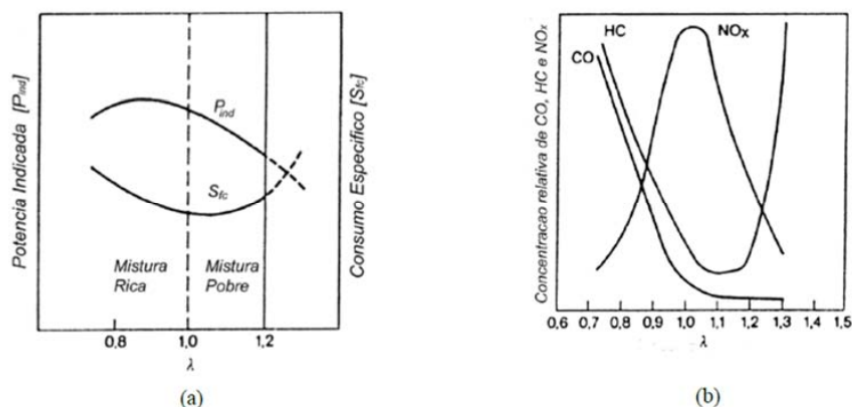
A mistura ar-combustível para uma queima completa obtendo apenas CO₂ e água como produtos de combustão é chamada de mistura estequiométrica. Caso haja mais combustível do que ar, a mistura é chamada de rica e caso prevaleça ar em relação ao combustível, é chamada de pobre. O fator Lambda qualifica a mistura quando a compara com a mistura estequiométrica. Para uma razão ar-combustível real e uma razão ar-combustível estequiométrica, tem-se:

$$\lambda = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{real}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{est.}} \quad (23)$$

Portanto se $\lambda = 1$, a mistura que está sendo queimada é estequiométrica. Se $\lambda < 1$, a mistura é rica e se $\lambda > 1$ a mistura é definida como pobre. A influência do fator

lambda sobre os fatores potência indicada, consumo específico de combustível e emissão de poluentes pode ser visualizada na Figura 17.

Figura 17 – Influência do fator lambda nos parâmetros de desempenho (a) e nos níveis de emissões (b) de um motor de ignição por centelha



Fonte: (Rodrigues Filho, 2014)

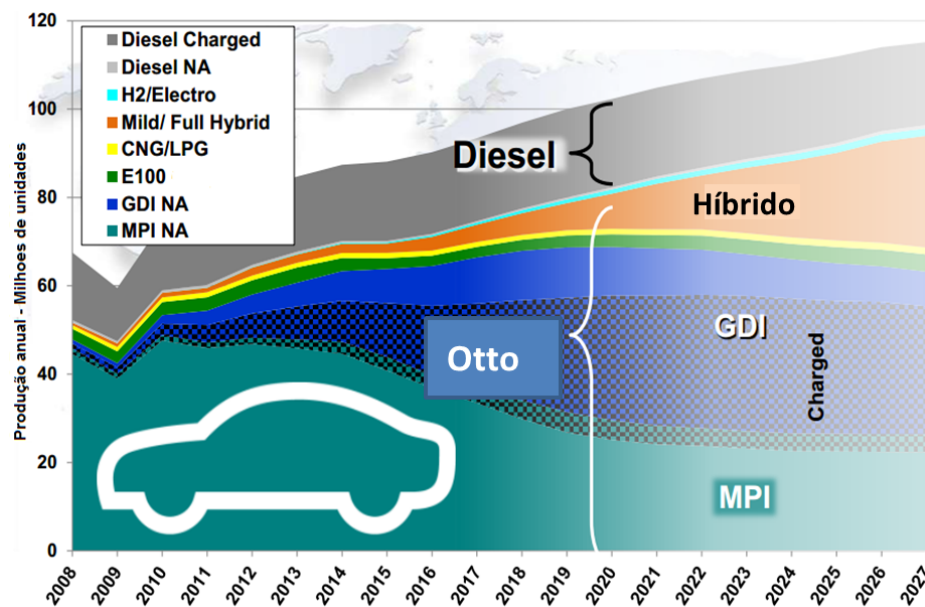
2.1.10. Injeção direta de combustível

A injeção direta em motores de ignição por centelha, ou seja, a injeção de combustível diretamente na câmara de combustão, constitui uma evolução em relação aos sistemas de injeção indireta multiponto, os quais injetam o combustível no coletor de admissão próximo às válvulas de admissão. A utilização de sistemas de injeção direta para motores de ignição por centelha permite ganhos significativos em relação a sistemas de injeção indireta tanto em termos de potência como consumo de combustível. A principal vantagem destes sistemas está diretamente ligada às estratégias de preparação da mistura: sistemas de injeção direta possibilitam o funcionamento do motor com misturas altamente estratificadas e pobres devido a um controle definitivamente superior da formação da mistura. O principal ganho em eficiência advém da redução do trabalho de bombeamento durante o funcionamento do motor em carga parcial, quando operando com carga estratificada. Essa estratégia de operação demanda abertura total da borboleta e permite que a carga do motor seja modulada pela variação do fator lambda. Ganhos significativos são ainda proporcionados por uma maior razão de compressão volumétrica e menores temperaturas no ciclo. Ganhos adicionais ocorrem nas fases de partida e dirigibilidade a frio e durante os regimes transitórios, por não ocorrer o

atraso na admissão da mistura injetada que ocorre em motores de injeção indireta. A condensação da mistura e a formação do filme de combustível no coletor, próximo às válvulas de admissão, em motores dotados de injeção indireta reduzem o controle da quantidade de combustível admitida em cada cilindro, ciclo a ciclo, pois a dinâmica do filme de combustível é diferente da dinâmica do ar (Baeta, 2006; Zhao, 2010).

Seguindo a tendência de aumento da participação de motores a gasolina dotados de injeção direta de combustível nos veículos, esse sistema tem evoluído constantemente desde a sua introdução no mercado japonês em 1996. A estreia da injeção direta de etanol no Brasil ocorreu em 2013 com o lançamento do motor Ford Duratec 2.0l e espera-se que esta tecnologia ganhe cada vez mais espaço devido as suas vantagens em relação à injeção indireta, como pode ser visto na previsão de produção global de motores da Figura 18.

Figura 18 – Previsão de produção global de motores por tecnologia.



Fonte: Adaptado de (Kapus, 2016)

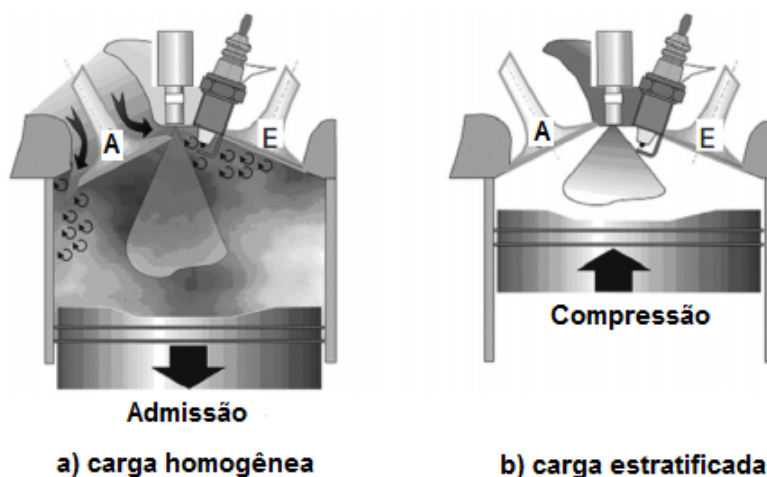
2.1.10.1. Mistura Homogênea e Estratificada

Em motores com injeção direta operando com estratégia de mistura homogênea, o combustível é injetado no cilindro durante a fase de admissão do ar.

O intervalo entre o momento em que o combustível é fornecido ao motor e o início da combustão é suficientemente longo de tal forma que, somado a estrutura de fluxo dentro do cilindro, ocorre uma mistura mais completa entre o combustível e o ar admitido. Dessa forma, é gerada uma mistura ar-combustível homogênea, com variações espaciais desprezíveis do fator lambda (Zhao, 2010).

Estratégias de estratificação da mistura ar-combustível podem ser realizadas por dois meios: através da divisão da injeção, *Split-Injection*, sendo a primeira parte da injeção durante o tempo de admissão do ar e a segunda parte durante o tempo de compressão ou injetando-se somente na fase de compressão. Como o tempo de preparo da mistura em relação ao início da combustão é curto, o combustível não se mistura completamente ao ar admitido. Dessa forma, é gerada uma mistura heterógena ou estratificada, cujo fator lambda varia significativamente ao longo da câmara de combustão. A estrutura de fluxo e o posicionamento do eletroinjeter, em motores que operam com carga estratificada, são desenvolvidos de forma a atingir valores menores de lambda próximo à vela de ignição no instante da centelha, aumentando a facilidade de se ignitar da mistura, reduzindo a variação de início do processo de combustão e ampliando a faixa de funcionamento do motor com mistura pobre (Zhao, 2010; Silva, 2017). A Figura 19 ilustra o funcionamento de um motor de ignição por centelha com carga estratificada (a) e com carga homogênea (b).

Figura 19 – Operação do motor com a) carga homogênea e b) carga estratificada

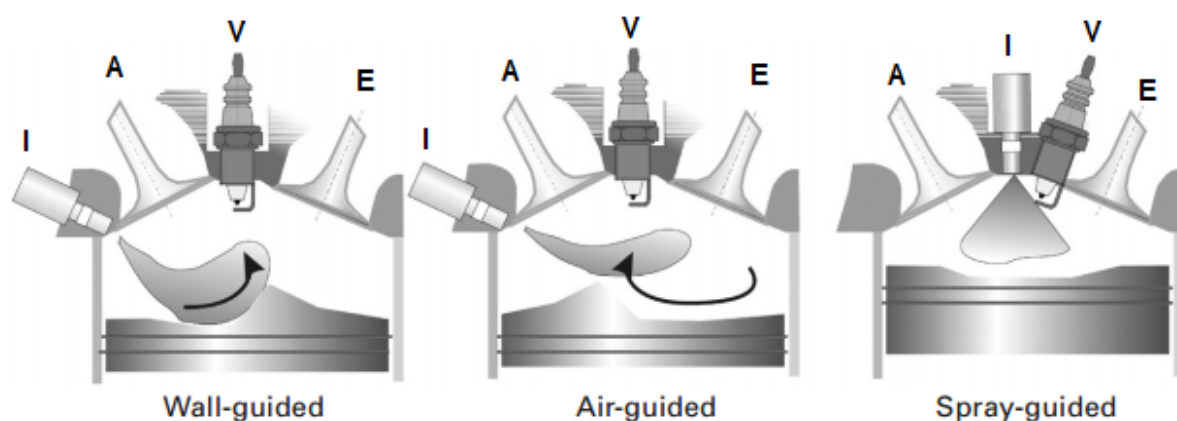


Fonte: Adaptado de (Zhao, 2010)

2.1.10.2. Tipos de Sistema de Injeção Direta

Os principais tipos de injeção direta de combustível para motores do ciclo Otto são apresentados na Figura 20. As abreviações para válvula de aspiração, válvula de exaustão, injetor de combustível e vela de ignição são respectivamente A, E, I e V.

Figura 20 – Tipos de sistema de Injeção Direta de combustível



Fonte: (Zhao, 2010)

No sistema *Wall-Guided*, a mistura é preparada e direcionada para a vela de ignição através de uma superfície na câmara de combustão. Para tal, o pistão é projetado de forma que o combustível injetado é direcionado para a vela de ignição. O transporte da mistura durante esse processo é normalmente realizado pela estrutura de fluxo *swirl* ou *tumble*. As desvantagens desse sistema estão relacionadas à deposição de combustível nas paredes e na superfície do topo do pistão que geram aumento nas emissões de hidrocarbonetos em função da combustão incompleta. Combustível líquido também entra na região de *squish* da câmara de combustão gerando o mesmo inconveniente em altas cargas. Por ter influência no transporte da mistura, a estrutura de fluxo pode prejudicar o direcionamento da mistura em direção à vela de ignição e por isso o instante da injeção e ignição devem ser cuidadosamente definidos em função da posição do pistão (Zhao, 2010).

Contrapondo o sistema *Wall-Guided*, o sistema *Air-Guided* visa reduzir as emissões de hidrocarbonetos prevenindo o contato do combustível com as paredes

da câmara de combustão. Nesse sistema, o objetivo é utilizar a estrutura de fluxo para misturar o combustível ao ar, para isso utiliza a parte superior do pistão para auxiliar na formação da estrutura de fluxo. Portanto, a eficiência do sistema *Air-Guided* depende da orientação do jato de combustível e da geração da estrutura de fluxo. Por isso é importante garantir que a estrutura de fluxo seja sustentada durante a fase de compressão com o objetivo de transportar a mistura para próximo a vela de ignição. O *swirl* e o *tumble* requeridos para o funcionamento desse sistema reduzem a eficiência volumétrica, prejudicando, assim, o desempenho do motor (Zhao, 2010).

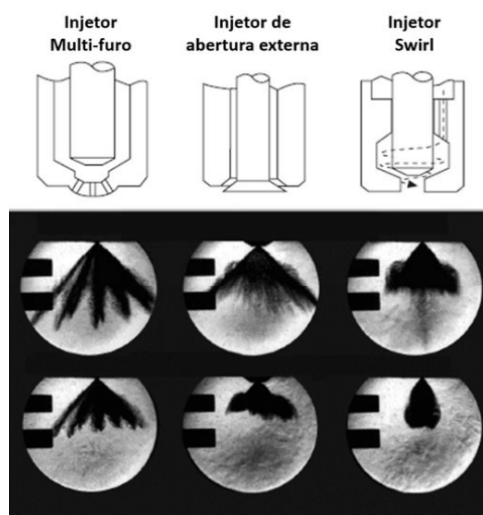
A principal característica do sistema de injeção de combustível *Spray-Guided* é o posicionamento do injetor de combustível próximo à vela de ignição, que deve assegurar a ignição da mistura em uma ampla faixa de operação do motor. O injetor de combustível escolhido deve produzir um jato de combustível padrão que seja robusto e estável ciclo após ciclo durante o funcionamento do motor, mesmo quando submetido a variação de pressão ou mudança na estrutura de fluxo dentro do cilindro. Para o bom funcionamento do sistema *Spray-Guided*, deve-se atentar a alguns aspectos importantes como a carbonização da vela de ignição e do injetor, as tolerâncias do padrão do jato de combustível, o choque térmico sofrido pela vela caso devido ao contato com o combustível líquido, o efeito da velocidade de rotação do motor que afeta a condição do fluxo na vizinhança da vela de ignição e o curto espaço de tempo para preparação da mistura antes da centelha (Zhao, 2010).

Quando o sistema *Spray-Guided* é comparado aos sistemas citados anteriormente, a formação de filme fluido no pistão ou nas paredes da câmara de combustão é significativamente reduzida chegando a ser eliminada. Consecutivamente, as emissões de hidrocarbonetos são reduzidas. Como o sistema *Spray-Guided* não necessita de uma específica estrutura de fluxo para transportar a mistura até a vela de ignição, a turbulência dentro do cilindro é desenvolvida para auxiliar a propagação de chama, gerando uma combustão rápida em toda faixa de operação do motor. Em estratégias de carga estratificada, o motor opera com a válvula borboleta totalmente acionada, assim, o tempo de resposta do motor a solicitação de torque é reduzido (Zhao, 2010).

2.1.10.3. Tipos de Injetores de Injeção Direta de Combustível

Os três principais tipos injetores de combustível utilizados para injeção direta diferenciam-se pela forma como se abrem e fecham. O injetor de abertura externa (*A – Nozzles*) expõe a seção transversal do bico quando a válvula abre e gera a auto formação do jato de combustível por meio de um cone. O injetor multi-furo e o injetor do tipo *swirl* são ambos de conceito de abertura interna (*I – Nozzles*) (Zhao, 2010). Uma comparação dos perfis dos jatos de combustível para os três tipos de injetores no mesmo instante, depois do início da injeção, é mostrado na Figura 21.

Figura 21 – Tipos de injetores de injeção direta de combustível e seus perfis de jato para pressão de injeção de 10 Mpa.



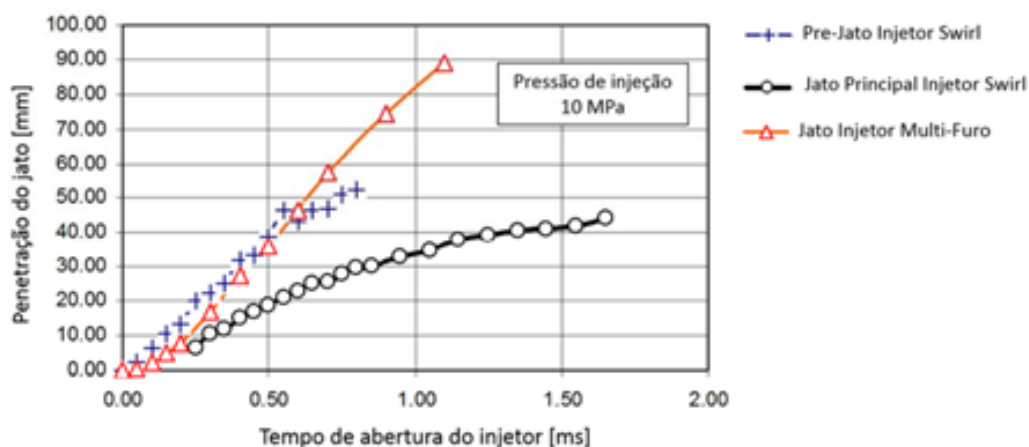
Fonte: adaptado de (Silva, 2017)

O injetor mais utilizado é o do tipo *swirl*, pois apresenta uma boa qualidade de atomização, alta flexibilidade do jato de combustível, baixa sensibilidade a contaminação e interferências mecânicas e térmicas. É um injetor de custo relativamente baixo, desde que produzido em larga escala. O jato de combustível desse injetor inicia-se por um pré-jato de combustível e posteriormente a formação um cone oco. O ângulo cone formado pelo jato é extremamente influenciado pela pressão na câmara de combustão. Atualmente, esse tipo de injetor é bastante

aplicado em sistemas injeção direta com mistura homogênea nos sistemas *Wall-Guided* e *Air-Guided* (Zhao, 2010).

A Figura 22 mostra a comparação entre as penetrações dos jatos de combustível entre os injetores do tipo *swirl* e do tipo multi-furo. A penetração do injetor multi-furo é superior ao injetor do tipo *swirl*, característica que deve ser levada em consideração durante a calibração de motores com esse tipo de injetor quanto a pressão e o instante de injeção. O injetor do tipo *swirl* apresenta um pré-jato característico do seu funcionamento. A existência desse pré-jato, pode influenciar a quantidade de combustível injetada ciclo a ciclo no cilindro e as emissões de hidrocarbonetos, caso esse pré-jato entre em contato com a superfície do pistão devido sua maior penetração (Silva, 2017).

Figura 22 – Comparação entre penetrações dos jatos de combustível dos injetores do tipo *swirl* e multi-furo



Fonte: (Baeta, 2012)

2.2. Estado da Arte

Devido ao reduzido custo de produção, a maior parte dos motores de combustão interna em produção ainda são naturalmente aspirados, PFI, com controle da carga feito pelo corpo de borboleta e calibrados essencialmente para trabalharem com misturas estequiométricas. Esses motores alcançam máximas eficiências térmicas abaixo de 35% e na condição de carga parcial, não ultrapassam 10% de eficiência, devido às perdas de carga do sistema de admissão e à cilindrada do motor, geralmente elevada (Boretti, 2012). A operação do motor em carga parcial corresponde à maior parte dos ciclos padrões de condução dos veículos em trajeto urbano e sua reduzida eficiência é traduzida em aumento de consumo de combustível. Neste contexto, muitas pesquisas acerca do aprimoramento dos motores têm sido conduzidas com objetivo de aumentar a sua eficiência com consequente redução do consumo de combustível e emissões de poluentes.

O advento da injeção direta de combustível, o aumento do interesse do estudo da combustão de etanol por parte da comunidade científica, a evolução dos turbo-compressores e o desenvolvimento de sistemas que permitem a variação dos eventos de abertura e fechamento das válvulas, contribuiram para que estas pesquisas pudessem ser realizadas. Este subcapítulo apresenta um resumo dos principais trabalhos que tratam destes sistemas, ainda que individualizados, disponíveis até a presente data.

2.2.1. Turbo alimentação e downsizing:

(Baêta *et al.*, 2015) estudaram os limites de downsizing atingíveis com motores de ignição por centelha de injeção direta à etanol em diferentes configurações com foco em substituir motores maiores à gasolina e naturalmente aspirados. Os autores fazem primeiramente uma abordagem do cenário atual e dos benefícios da utilização de biocombustíveis como o etanol relacionando-o à redução de emissões de CO₂. O documento detalha todo o projeto do motor com foco no cabeçote, onde os dutos de admissão e descarga e o desenho do topo do pistão são otimizados para cada configuração, incluindo a instalação de sistemas de injeção direta de etanol (EDI) com o suporte de ferramentas de simulação numérica 1D e

3D. A publicação apresenta uma série de experimentos realizados em motor monocilindro de pesquisa e em motores multicilindros integrados com as atividades de simulação numérica para otimização dos motores, além de testes realizados em veículo. Foram utilizadas simulação CFD para avaliação do escoamento e formação da mistura dentro da câmara de combustão, sendo essas simulações utilizadas para guiar o desenvolvimento de um novo cabeçote com duas válvulas por cilindro ao invés de quatro válvulas do motor de base. Um motor monocilindro com o cabeçote do motor multicilindro é utilizado para caracterização dos primeiros resultados e melhoria no projeto. O desenvolvimento contemplou também o projeto do topo dos pistões e assentos das válvulas, de forma a alterar a estrutura de fluxo primária gerada e aumento da razão de compressão, respectivamente. Foram utilizados diversos motores, de forma a caracterizar os ganhos de acordo com a tecnologia adotada. Os autores exploram os limites do downsizing utilizando uma extensa gama de tecnologias incluindo a adoção de sistema DI *spray guided*, utilização de etanol, turbocompressor com dois estágios, EGR interna (a partir do VVT) e EGR externa resfriada. O motor de base para os testes possui quatro cilindros em linha, 1.4L adaptado com as novas tecnologias e é comparado com dois outros motores a gasolina, um 4l e um V6-3.0l. Os ensaios em veículo foram realizados para avaliação dos ganhos pelo ciclo FTP-75. Ganhos substanciais na redução de consumo de combustível foram obtidos experimentalmente para um motor *downsized* e *downspeeded*, tornando possível uma redução de tamanho do motor base, de 2.4L por um motor de 1.4L turboalimentado de velocidade máxima de operação de 4000rpm. A versão equipada com dois turbocompressores, *Twin-Stage*, obteve 44% de máxima eficiência de conversão de combustível atingida no eixo, a uma PME de 3250 kPa. Por fim, os autores apresentam os valores obtidos para 50% da fração mássica queimada em regime de potência máxima para todas as configurações testadas e sua respectiva eficiência nestas condições. Desta forma, torna-se possível o entendimento das melhorias obtidas em função das modificações na configuração de cada motor, no que tange a autonomia do controle da ignição para máxima eficiência. Com relação às emissões obtiveram-se uma redução nas emissões de HC (18%) e NOx (12%). O protótipo se mostrou competitivo frente aos atuais motores Diesel, se equivalendo em potência, torque e eficiência, além de ter

menor custo. A redução de consumo combustível superou 28% para a versão *downsized* e *downspeeded*.

(Petitjean *et al.*, 2004) estudaram tecnologias avançadas aplicadas a um motor Otto à gasolina turboalimentado com foco em melhorias de consumo de combustível. Inicialmente foi feita uma comparação entre centenas de veículos sedans no mercado americano por quase uma década e foi possível observar que, substituindo um motor 2.0l a gasolina por outro 1.3l turbo-alimentado, obteve-se uma melhoria de 12% na economia de combustível. De forma geral, motores turboalimentados são de 30-50% menores do que os motores naturalmente aspirados de mesma potência. Este estudo mostrou que os motores turboalimentados possibilitam uma economia de combustível de 8-10% se for aplicado um downsizing de 30%. As estimativas de custo mostraram que um motor turboalimentado de tamanho reduzido de quatro cilindros pode custar cerca de US\$ 300,00 menos que um equivalente (maior) de mesma potência, apesar do custo adicional do turbo-compressor.

(Bandel *et al.*, 2006) descrevem acerca da evolução dos motores PFI naturalmente aspirados (NA) para os motores PFI Turbo, apontando o aumento de potência e torque como principais vantagens e o alto consumo de combustível e aumento emissões de poluentes como desvantagens, além da piora nas respostas em transiente, o *turbo lag*. O segundo passo nesta evolução seria a adoção da injeção direta (DI) nos motores turbinados. Segundo os autores, os efeitos de sinergia do DI ajudariam a obter melhores níveis de consumo de combustível e dirigibilidade devido ao alto torque disponível (*fun to drive*). Uma efetiva maneira de reduzir o consumo de combustível em motores turbo-DI é concentrar a sua operação em cargas mais elevadas, ou seja, áreas de maiores eficiências. Isso pode ser alcançado através das técnicas de *downsizing* e *downspeeding* - motores menores e com maiores densidades de potência e um câmbio com relação de transmissão mais longa, respectivamente. Nos anos anteriores a 2006 (data do artigo), o emprego de diversas tecnologias nos motores a gasolina era focado no aumento da sua eficiência em cargas parciais e pouco em se concentrar a atuação do motor na área de melhor BSFC. Diante deste cenário, é proposta uma análise comparativa da

contribuição de várias tecnologias aplicadas a uma motor de referência 2.0l 4V PFI NA trabalhando com $\lambda = 1$ e sem dispositivo de variação de fase do comando de válvulas. A análise é realizada de forma individualizada, porém sempre considerando o motor 20% menor e com câmbio 20% mais longo. Os resultados de potencial redução de consumo de combustível para a configuração turbo DI +CVCP se destacam devido ao custo, tempo de desenvolvimento e funcionalidade. Este conteúdo, em conjunto, confere ao motor melhor eficiência em carga parcial, reduz o enriquecimento em altas cargas para proteção do catalisador e melhor a resposta transiente devido ao *scavenging* (*termo usado para definir o processo de lavagem do cilindro através da entrada de ar limpo pela válvula de aspiração e saída de gás queimado quando estas estão abertas simultaneamente*). É sugerida também a indução de movimentos dentro da câmara para aumento da turbulência para acelerar e estabilizar a combustão para controle da detonação. Com isso a temperatura do gás de descarga é reduzida, evitando assim enriquecimento da mistura para proteção de catalisador em condições de plena carga. O acúmulo de combustível na parede do cilindro deve ser evitado com o ajuste da posição do injetor e a consequente direção do spray. Os resultados apontam uma redução de 15% de consumo de combustível na comparação do motor conceito com o motor de referência no ciclo NEDC, do inglês *New European Drive Cycle*. Por fim é recomendado um downsizing moderado com significativo “alongamento” das relações de transmissões para que a dirigibilidade não seja prejudicada.

2.2.2. Efeitos do sistema de alimentação de combustível (PFI/DI):

(Alkidas e El Tahry, 2003) apresentaram um estudo numérico e experimental sobre as vantagens no consumo de combustível em motores de injeção direta de ignição por centelha em relação a sistemas de injeção indireta de combustível. Os autores apontaram alguns pontos negativos com os motores DISI, do inglês *Direct Injection Spark Ignition*, tais como: a incrustação nos injetores, depósito, elevado custo, problemas de pós-tratamento na exaustão entre outros. Os experimentos foram realizados em um motor protótipo DISI, monocilíndrico com duas válvulas, e as simulações numéricas foram realizadas utilizando o software WAVE. Os resultados foram analisados em sete pontos de operação em regime permanente que simulando a condição de um motor V8 de 5,3l de um veículo com 2400 kg em

uma porção do ciclo FTP do inglês *Federal Test Procedure*. Um motor DISI normalmente pode operar com uma carga estratificada e com misturas pobres durante operação em baixa carga e em baixa velocidade, e operar com uma carga homogênea em condições de maior carga e maior velocidade. O referido motor DISI apresentou uma vantagem de 15% de economia de combustível sobre o seu correspondente motor PFI sem EGR. O que justifica este ganho, de cerca de 10%, é a redução das perdas por bombeamento. Segundo os autores um motor de injeção direta e ignição por centelha pode atingir uma redução de 26% de melhoria na economia de combustível em relação a seu correspondente motor na versão PFI.

(Alkidas, 2007), apresentam uma revisão sobre os avanços obtidos na combustão em motores a gasolina. Nesta revisão os autores discutem sobre algumas tecnologias para redução de consumo como o emprego de sistemas de injeção direta de combustível e utilização de técnicas de combustão como SCCI, do inglês *Stratified-Charge Spark-ignited*. Os autores discutem as limitações de motores a gasolina, do tipo PFI e com ignição por centelha, que hoje ainda estão entre os mais utilizados em carros de passeio. Dentre as principais limitações desse tipo de motor, está o controle de carga do acelerador (perdas de bombeamento em cargas parciais), necessidade de redução na relação de compressão, de modo a evitar detonação em operações com baixas velocidades e altas cargas, a necessidade de operar em regime estequiométrico, requeridos pelo uso dos catalisadores de três vias, a alta saída de hidrocarbonetos não queimados, principalmente devido às folgas e a alta saída de NO (altas temperaturas da combustão causadas pela combustão estequiométrica). Duas tecnologias que podem superar tais limitações são a injeção direta (DI) em um motor SI, a utilização de carga estratificada, e a utilização de operação em HCCI. A primeira oferece a possibilidade de redução no consumo de combustível e menor emissão de HC e NO. Já o HCCI também oferece redução de consumo e enorme redução de NO, com algum aumento na emissão de HC. Os autores apresentam nesse trabalho uma revisão dos avanços em ambas essas tecnologias. Apesar da maior economia de combustível, o DISI *spray-guided* apresenta menor estabilidade da combustão. Além disso, a faixa de tempo entre o final da injeção de combustível e a ignição para uma combustão estável (CoV de IMEP $< 5\%$) costuma ser muito curta, sendo difícil a não

ocorrência de falhas de ignição. Ganhos adicionais na economia de combustível de cerca de 5% a 7% com DISI podem ser obtidos com: obtenção de um avanço de ignição ótimo e menores perdas na combustão, redução nas perdas de calor (diminuição da área superficial e dos movimentos do ar). Por fim, os autores apresentam resultados de simulação computacional comparando motores DISI com uma relação volumétrica de compressão de 11.2 e seu equivalente motor PFI com uma relação volumétrica de compressão de 9.4, onde foi obtido um ganho de eficiência de conversão de combustível no eixo de 15% e conseqüentemente um ganho na redução de consumo de combustível de 15% sobre o motor PFI no ciclo FTP.

(Park *et al.*, 2012), estudaram as características de uma combustão pobre e estratificada através de um sistema de injeção do tipo *Spray-guided* em um motor de injeção direta a gasolina com ignição por centelha. Segundo os autores, ainda existiam várias limitações na prática que dificultam o uso de motores de injeção direta. O desenvolvimento de um modo de transição é necessário para transições suaves entre injeções na admissão e injeções na compressão para se maximizar a região de estratificação. É defendido a necessidade de se enriquecer a mistura nas regiões próximas à vela de ignição para garantir boa inflamabilidade da mistura. A primeira geração estratificada, *wall* e *air-guided* de injeção direta tinham emissões, potência específica e consumo de combustível desfavoráveis devido à deposição de combustível no pistão e na parede do cilindro. Essas desvantagens são minimizadas com sistemas *Spray-guided* DI. O processo de combustão nesses motores não depende somente do fluxo de ar ou mistura dentro do cilindro, mas das características do spray determinadas pelo sistema de injeção. O trabalho desenvolvido apresenta para o sistema de injeção direta operando com mistura pobre e pressão de injeção de 200 bar um ganho de eficiência de conversão de combustível em relação à mistura estequiométrica de até 6,8 %.

2.2.3. Influência combustível

(Boretti, 2012), apresentou uma análise numérica do projeto de motores puramente a etanol. O artigo faz uma comparação numérica entre os motores convencionais a gasolina com um motor de elevada relação de compressão, turbo-

alimentado, *downsized* e com controle de abertura de válvula variável. O autor menciona que o etanol produzido atualmente reduz aproximadamente 20% dos gases do efeito estufa e comparado com os combustíveis fósseis gera um terço a mais de energia do que a utilizada na sua produção. Os veículos flex podem ser abastecidos com etanol e gasolina em qualquer proporção e necessitam de modificações de hardware incluindo válvulas e assentos de válvulas mais resistentes e de materiais compatíveis com o etanol no sistema de combustível. O etanol possui uma octanagem muito maior que a gasolina e permite trabalhar com maiores pressões e maiores avanços de ignição sem o risco de detonação ou de pré-ignição quando comparado com a gasolina. O autor defende o uso de etanol puro em função das vantagens apresentadas e pelo apelo ecológico.

Esse artigo explora o aumento da razão de compressão dos motores para uso do etano puro, no qual a injeção direta é utilizada juntamente com a turboalimentação para explorar ao máximo as vantagens da maior octanagem do etanol e do maior calor latente de vaporização. A maior entalpia de evaporação do etanol merece estudos mais focados na partida a frio do motor. Várias estratégias de injeção devem ser adotadas a fim de se evitar a formação de filme líquido no topo do pistão e assegurar que a massa injetada será pulverizada e depois queimada. A maior quantidade de etanol injetada pode também aumentar a diluição do óleo. Esse artigo não leva em consideração esses aspectos, assim como os aspectos relacionados ao custo da melhoria térmica e estrutural necessária. As simulações foram realizadas utilizando o *software* WAVE para um motor de quatro cilindros em linha de ignição por centelha. A combustão foi modelada com um modelo preditivo de combustão turbulenta e a detonação foi calculada com um método empírico induzido no tempo de correlação. O motor utilizado é turbo-alimentado, a injeção é direta e o motor opera nas condições estequiométricas. As injeções são feitas sempre após o fechamento da válvula de admissão, o que tem a vantagem de injetar em um ar mais quente no interior do cilindro e ajudar assim a evaporação completa do combustível, minimizando a quantidade de combustível presente na parede do cilindro. Resultados de potência e torque mostraram um desempenho mais elevado do etanol variando de 20 a 28% entre a faixa de velocidades do motor. O torque

máximo e a potência máxima aumentaram em 20 e 23% respectivamente. A eficiência de conversão do combustível com E100 aumentou 23%.

Por fim, o autor conclui que a injeção direta e a turboalimentação são características importantes para o projeto de motores a etanol puro, com o objetivo de aproveitar ao máximo o seu maior RON e calor de vaporização. Além disso, o autor salienta que a injeção direta e a turbo-alimentação permitem maiores razões de compressão, maiores pressões de sobrealimentação, juntamente com maiores avanços de ignição sem detonação. Dessa forma, a eficiência de conversão de combustível e a densidade de potência são aumentadas. O aumento da eficiência de combustão reduz a quantidade de combustível requerida para certo BMEP e o seu consequente aumento na densidade de potência permite operar em um maior BMEP durante os ciclos tendo assim melhores eficiências. O motor a etanol com todas as melhorias e com maior razão de compressão (13:1 vs 9:1 da gasolina) apresentou aumento significativo na potência e no torque máximo na faixa de velocidades do motor, enquanto a conversão de combustível aumentou de 17 para 23% atingindo valores de 40%. Quando comparado com um motor à gasolina, o menor motor a etanol gastou 43% menos energia do combustível durante o ciclo NEDC. Melhores benefícios tanto para cargas altas e parciais podem ser obtidas com misturas pobres, porém os parâmetros de emissões são bem menos desenvolvidos do que para misturas estequiométricas.

(Kapus *et al.*, 2007), estudaram a injeção direta de etanol em motores turboalimentados de ignição por centelha com foco nos potenciais e desafios tecnológicos. Os autores primeiramente fazem considerações a respeito dos biocombustíveis ressaltando que a utilização de combustíveis alternativos, como o etanol, era mais comum em países como Brasil e Suécia, mas a busca por uma menor dependência do petróleo aumenta o interesse em relação aos combustíveis alternativos. O etanol possui um alto número de octanos, o que permite a operação do motor com maiores relações de compressão, mas as características de sua evaporação resultam em desafios referentes à partida a frio e a diluição de óleo quando há injeção direta de combustível. De acordo com as propriedades de cada combustível, cada tipo de motor possui um combustível mais adequado a ser utilizado. Os autores apresentam um estudo experimental de vários modos de

injeção para partida a frio com etanol e concluem que o etanol é um combustível muito atraente para motores com turbo compressores devido à sua alta octanagem e excelentes qualidades arrefecimento. A injeção direta em conjunto com estratégias de operação adequadas pode compensar o aumento de emissões de HC, as estratégias especiais para injeção direta, como múltiplas injeções, podem apresentar uma grande melhora na qualidade da partida quando comparada à injeção indireta. Para a partida a frio com injeção de etanol deve-se apresentar alta pressão, alta quantidade de combustível injetado, múltiplas injeções e uma pequena quantidade de combustível estratificado. Apenas uma injeção homogênea de etanol na compressão não garante uma partida segura, pois muito filme líquido é formado na câmara de combustão.

(Cooney *et al.*, 2009), apresentaram um estudo sobre a caracterização da combustão em motores de combustão interna com misturas de etanol e gasolina variando a relação de compressão e o avanço de ignição. Os autores comentam que o etanol tem propriedades físicas e químicas que se diferem da gasolina. O menor poder calorífico inferior do etanol em volume é aproximadamente 65% da gasolina. Isso leva a uma diminuição da autonomia do combustível em automóveis. Entretanto, o etanol tem outras propriedades que fazem dele um combustível atrativo para uso em motores de combustão interna. O etanol tem um maior número de octanos do que a gasolina, o que permite a operação do motor em maiores relações de compressão, o que resulta em maior eficiência térmica sem detonação. Além disso, o etanol tem uma maior velocidade laminar de chama, o que pode aumentar os benefícios da combustão em casos de mais mistura residual e maiores níveis de EGR. Neste trabalho, a combustão foi examinada através da fração mássica queimada (MFB). O perfil da MFB é útil uma vez que fornece uma indicação da taxa na qual a energia é liberada durante a combustão e sua influência por outros parâmetros como o projeto do motor, as condições de operação, as variáveis de controle e o tipo de combustível. A curva de MFB é comumente usada para estudar e caracterizar os efeitos da diluição na combustão. Com base nas conclusões de Cheung e Heywood, foi decidido usar um modelo de uma zona para a análise de MFB, assim o coeficiente politrópico (γ) é calculado como uma função da temperatura dos gases queimados. Neste artigo, os autores usam a posição de 50%

de MFB para referenciar a fase da combustão relativa ao PMS. Os experimentos foram conduzidos usando um motor *cooperative fuels research* (CFR) manufaturado da empresa Waukesha *Motor Company*. Foi utilizado um motor de quatro tempos, monocilindro, PFI, de ignição por centelha e CVCP. A relação volumétrica de compressão podia variar de 5,4 a 18,5. A velocidade do motor foi mantida em 900 rpm. Os testes foram feitos para as concentrações de etanol (E0, E20, E40, E60 e E84), e com as relações de compressão de (8,10,12,14 e 16), utilizando carga constante de 330 KPa de PME. Os autores concluem que a duração de MFB (0-10%) é dominante por efeitos da relação de compressão. O aumento de temperatura da mistura, devido ao aumento da razão de compressão diminui a duração do MFB (0-10%). O aumento de etanol na mistura mostra uma pequena diminuição na duração MFB (0-10%) para baixas razões de compressão.

2.2.4. Análise e controle da combustão:

(Ayala *et al.*, 2006) estudaram os efeitos do controle da combustão, da relação ar-combustível, da relação de compressão e da variação da carga de operação sobre a eficiência de motores de ignição por centelha. Os autores utilizaram um moderno motor de pesquisa monocilindro de quatro válvulas e de ignição por centelha para se determinar a resposta da eficiência indicada em função da fase de combustão, da mistura ar combustível, da relação de compressão e da carga de operação. O motor utilizado para esse estudo foi o Ricardo Hydra MK III com uma relação volumétrica de compressão base de 9.8:1 e moderna câmara de combustão de quatro válvulas e vela central. O motor é naturalmente aspirado, mas tem um compressor para simular o efeito da turbo-alimentação. Outras duas relações de compressão foram utilizadas nesse estudo, 11.6:1 e 13.4:1. Para explicar a tendência observada e as limitações para atingir altas eficiências foi utilizada uma modelagem da combustão. Os resultados são úteis para verificar a viabilidade de projetos de motores mais eficientes, onde elevadas relações de compressão podem ser usadas sob diferentes regimes e em uma variedade de cargas. No entanto, o MFB 50% foi o parâmetro de escalonamento de combustão, levando a uma correlação de alta precisão na detecção da eficiência máxima atingível. Os autores observaram que para relações de compressão maiores que 9,8:1, em carga médias, tem-se relativa melhoria da eficiência líquida em cerca de

2,5% por unidade de relação de compressão. O pico de eficiência para a relação de compressão de 15: 1 tem um ganho de até 6-7%. A eficiência é maior em elevadas relações de compressão e altas cargas devido a menor perda de calor nessas condições. O torque indicado para a condição de plena carga e MBT de ignição se assemelha a eficiência de cargas parciais, com ganhos máximos de 8-9% na relação de 14:1. O ganho na eficiência líquida aumentando-se a carga é de 6% por bar de PME em cargas parciais. Cerca de 80% desse aumento se deve a redução das perdas por bombeamento e 20% pela redução das perdas por troca de calor. Por fim, os autores concluem que na duração de queima 10-90% em 30° CA foi encontrada a máxima eficiência líquida indicada, independentemente de outras condições ou da diluição da mistura. Isso implica que o que determina a eficiência é a duração da combustão e que existe um valor ótimo independente de outros fatores. Com o aumento do lambda, a variabilidade do PME mostrou não ter qualquer impacto até o pico de eficiência. Depois desse ponto, a variabilidade desempenha um papel significativo, devido à distribuição assimétrica do PME e a duração de queima 10-90%. Independente da variabilidade cíclica de combustão, o fator preponderante que determina a diminuição da eficiência do motor em taxas elevadas de ar-combustível é o aumento do tempo de queima da mistura.

COSTA, Roberto Berlim Rodrigues da et al., 2015, analisaram a combustão pobre e estratificada gerada por um sistema de injeção direta do tipo *wall guided* em um motor monocilindro com acesso ótico. Os autores destacam o avanço alcançado em tecnologias de controle de injeção de combustível e formação de mistura. Motores de ignição por centelha e injeção direta têm o potencial para desenvolver uma maior potência específica e maior economia de combustível em virtude de sua capacidade de minimizar detonações em operações de plena carga e reduzir as perdas de bombeamento em condições de carga parcial. A queima com mistura pobre é geralmente considerada como uma solução oportuna para as normas ambientais mais rigorosas e questões climáticas globais. O motor ao operar com excesso de ar é mais eficiente, no entanto, a instabilidade associada à queima pobre mantém essa técnica em estudo e desenvolvimento para sua melhoria e aplicabilidade. Os testes foram realizados com etanol, sem carga e rotação baixa, típicas da operação em grandes centros urbanos, sendo a rotação de 1000rpm e a

pressão média efetiva indicada PME de 3 bar. Os autores concluem que a operação com misturas ligeiramente pobre, em torno de λ 1,2, são mais eficientes devido à variabilidade cíclica se manter basicamente a mesma da operação em condições estequiométricas da mistura e o benefício do aumento da razão dos calores específicos associado à redução do bombeamento dos gases pela maior abertura da borboleta nessa condição. Esses ganhos somados chegam a aumento de 7% na eficiência de conversão de combustível.

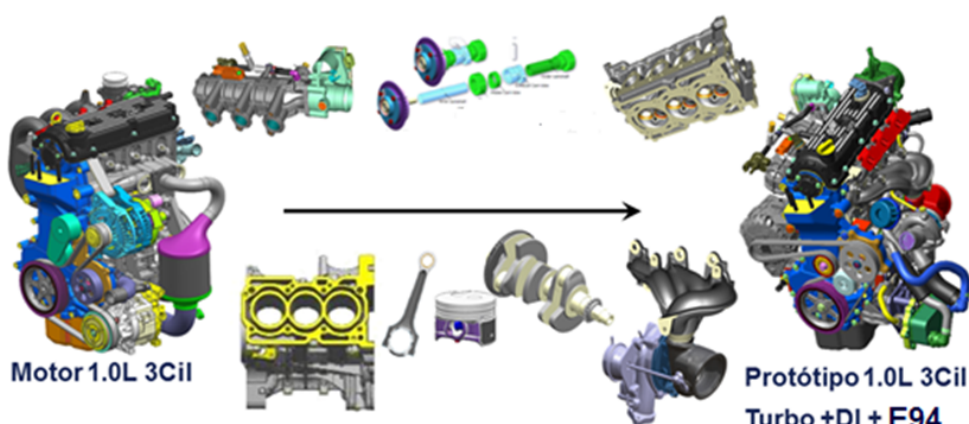
3. METODOLOGIA

É apresentada neste capítulo a metodologia para análise experimental dos parâmetros de combustão de um motor de injeção direta a etanol turboalimentado. São descritos os critérios para a definição do projeto do motor protótipo a servir como objeto de prova, bem como suas características técnicas. Os principais sistemas de medição, os sensores e as grandezas medidas são apresentados de forma agrupada, de acordo com as suas características. São também apresentados os procedimentos de testes experimentais, a calibração dos principais parâmetros de controle do motor, o tratamento dos dados obtidos experimentalmente e a metodologia para a depuração dos dados da combustão.

3.1. Definição do Projeto do Motor Protótipo.

Para explorar os limites que a potencial combinação de tecnologias identificada no referencial teórico indicou, foi necessário o desenvolvimento de um motor protótipo para uso dedicado de etanol, equipado com sistema de injeção direta, turbo-compressor, CVCP, aplicando o conceito de *downsizing*. As alterações mecânicas e o projeto de novos componentes em função dos novos requerimentos de carga e funcionalidades são ilustrados na Figura 23.

Figura 23 – Motor protótipo de teste



Fonte: Próprio autor

Em consonância com a tendência de redução do número de cilindros e de peso das partes móveis a favor da redução de atrito, foi proposto um motor de três cilindros, fundido em alumínio, denominado ETDI (acrônimo para *Ethanol Turbo Direct Injection*). As principais especificações técnicas são mostradas na Tabela 1.

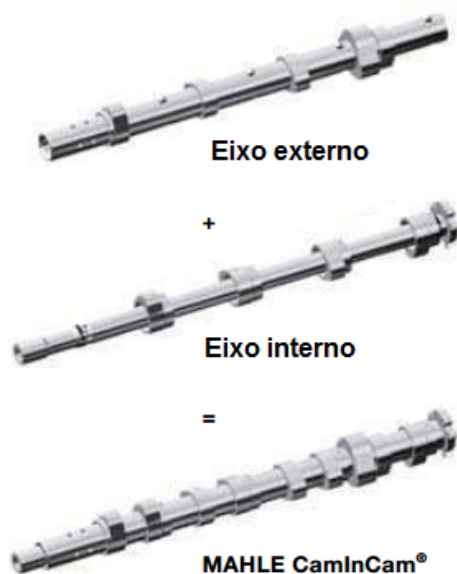
Tabela 1 – Especificações técnicas do motor protótipo

Motor Protótipo, três cilindros em linha, duas válvulas por cilindro e turboalimentado	
Ciclo do motor	Quatro tempos com ignição por centelha e bobinas individuais
Sistema de injeção	Injeção direta de combustível <i>Air-Guided</i> com injetor lateral
Volume total deslocado [cm ³]	992
Diâmetro X Curso [mm]	70 x 86
Razão volumétrica de compressão	13,3
Comprimento da Biela [mm]	145
Variador de fase contínuo do comando de válvulas	CIC - Atua somente na admissão
Abertura da válvula de admissão (nominal)	15° DPMS
Abertura da válvula de admissão (totalmente adiantado)	45° APMS
Duração da admissão [CA]	220
Levante máximo da válvula de admissão [mm]	9,5
Abertura da válvula de exaustão	35° APMI
Fechamento da válvula de exaustão	15° DPMS
Duração da exaustão [CA]	230
Levante máximo da válvula de exaustão [mm]	9,0
Folga de controle do sistema de compensação de folga de válvulas admissão/exaustão [mm]	0,25
Tipo de controle de pressão do turbocompressor	Vácuo

Fonte: Próprio autor

O cabeçote, apesar de ter um único comando de válvulas posicionado na parte superior do cabeçote, conta com a possibilidade de variação do momento de abertura das válvulas de admissão através do sistema CIC, do inglês Cam-in-Cam. Este sistema é composto por dois eixos comandos de válvulas concêntricos, um interno ao outro, contendo os lóbulos de acionamento das válvulas de admissão e exaustão, conforme Figura 24.

Figura 24 – Princípio de funcionamento do CamInCam



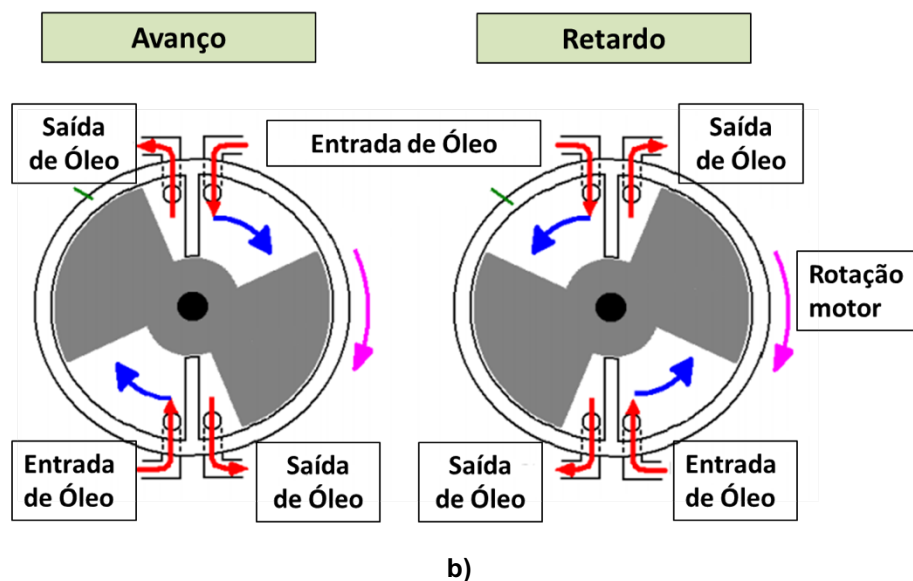
Fonte: Mahle Performance

Os eixos são ajustados girando um em relação ao outro através de um variador de fase e no caso do referido motor, apenas as válvulas de admissão variam continuamente, partindo da posição mais atrasada até a posição mais adiantada numa faixa de 60° do eixo virabrequim. Os instantes de abertura e de fechamento das válvulas de exaustão são fixos. Conforme Tabela 01, a posição nominal de abertura da válvula de admissão, sem que a eletroválvula esteja acionada, é de 15° DPMS. O conjunto do CamInCam montado com o variador de fase é mostrado na Figura 25 a).

Figura 25 – a) Componentes do sistema de CIC+CVCP e b) vista em corte do sistema instalado no cabeçote e vista em corte do CVCP



a)

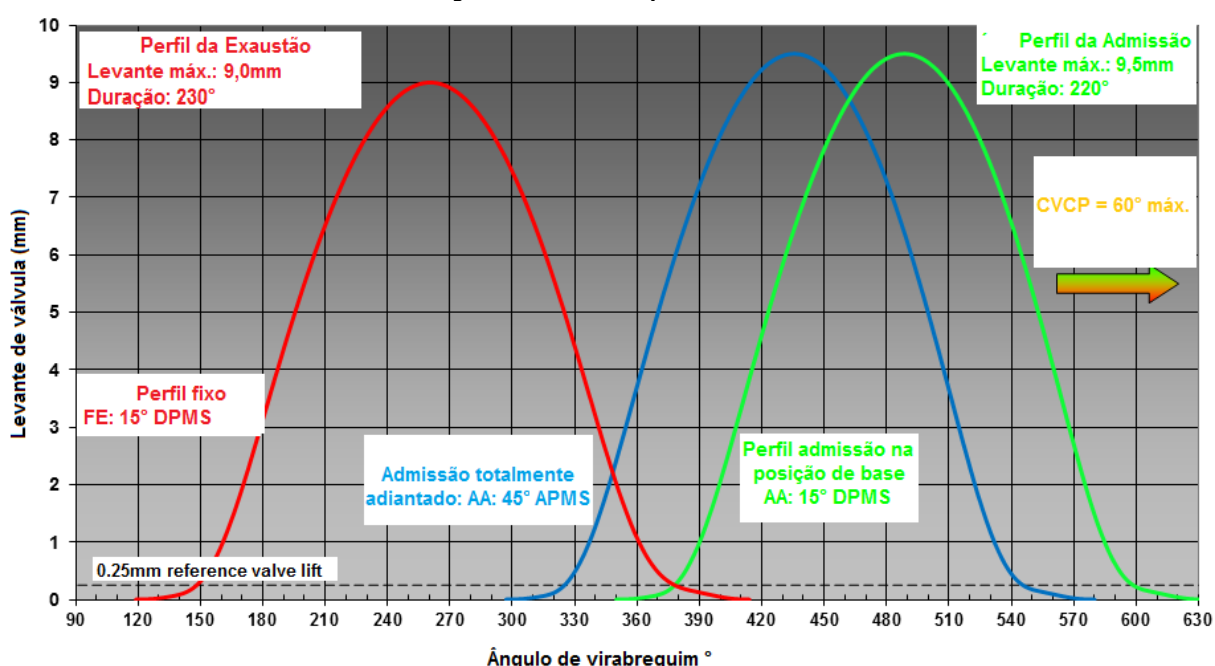


b)
Fonte: Próprio Autor

Com o comando de válvula na posição nominal, a câmara interna do variador de fase, responsável por retardar a abertura da válvula de admissão, é preenchida com óleo, conforme ilustrado na Figura 25 b). O óleo, dentro da câmara interna do variador de fase, exerce uma força nas paredes da câmara, promovendo a manutenção da posição do comando de válvulas. As posições tanto de máximo adiantamento quanto de máximo retardo do comando de válvulas são limitadas por batentes mecânicos que impõem fim ao deslocamento das paletas internas do variadores de fase. O óleo fornecido ao variador de fase, através da válvula de passagem de óleo, está integrado ao sistema de lubrificação do motor, assim, a pressão em que o óleo é fornecido ao variador de fase equivale à pressão de óleo do sistema de lubrificação. Durante a utilização do sistema, o acionamento da eletroválvula através de um sinal do tipo *PWM*, do inglês, *Pulse Width Modulation*, faz com que a válvula de passagem de óleo seja movimentada. A movimentação da válvula de passagem de óleo promove o preenchimento da câmara interna do variador de fase, responsável pelo adiantamento da abertura da válvula de admissão, ao mesmo tempo em que, retira o óleo que estava presente na câmara interna do variador de fase responsável pelo retardo da válvula de admissão. O controle da posição do comando de válvulas, dentro da faixa de liberdade de movimentação de 60° do eixo virabrequim, é realizado pelo balanço de forças exercido pela pressão de óleo dentro das câmaras internas do variador de fase. Quando a eletroválvula é desativada, a válvula de passagem de óleo retorna para a

posição nominal, e consecutivamente, o óleo dentro da câmara interna do variador de fase responsável pelo adiantamento da válvula de admissão é expurgado e a câmara interna do variador de fase responsável pelo retardo do comando de válvulas é preenchida completamente por óleo, resultando no retorno do comando de válvulas para a posição nominal. O conjunto CIC e CVCP na configuração em questão permite obter um cruzamento de válvulas de até 60°, propiciando a utilização da técnica de *scavenging*, como pode ser observado na Figura 26

Figura 26 – Perfis de abertura e fechamento das válvulas de admissão (com atuação do CVCP) e exaustão.

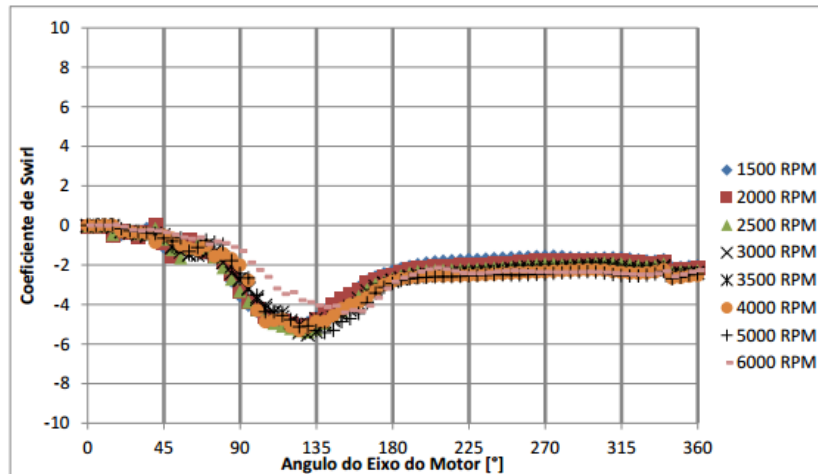


Fonte: (Fonseca, 2014)

O desenho dos dutos de admissão e exaustão do cabeçote indicou, em simulação numérica do escoamento a frio, a existência de uma estrutura de fluxo que combina *Swirl* e *Tumble* na preparação e transporte da mistura ar-combustível. Motores com duas válvulas por cilindro geralmente têm estruturas de fluxo basicamente formadas por *Swirl*. Se o motor atingir elevados índices de *Swirl*, pode ocorrer centrifugação da mistura em direção à parede do cilindro, levando ao empobrecimento localizado na região próximo à vela de ignição, o que deve ser evitado. Por esse motivo, o motor ETDI foi concebido visando à geração de micro turbulências no momento da ignição através da dissipação dos dois movimentos dentro do cilindro.

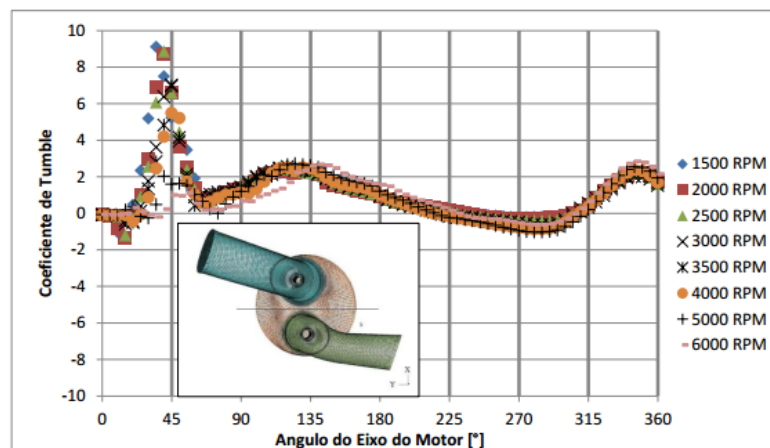
A Figura 27 e a Figura 28 mostram os valores obtidos em simulação numérica para os coeficientes de *Swirl* e *Tumble* respectivamente para uma faixa de rotação de motor entre 1500 e 6000 rpm, considerando 0° de cruzamento de válvulas.

Figura 27 – Coeficiente de *swirl* em função do angulo do eixo do motor



Fonte: (Fonseca, 2014)

Figura 28 – Coeficiente de *tumble* em função do angulo do eixo do motor

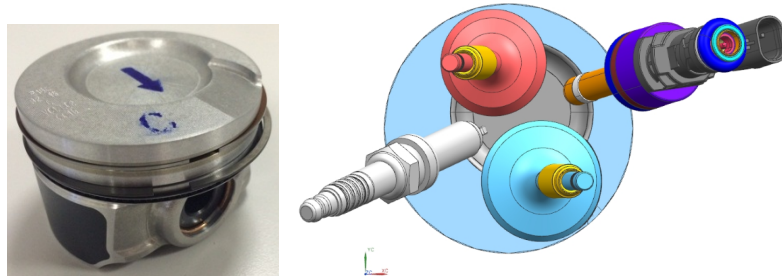


Fonte: (Fonseca, 2014)

O formato do topo do pistão, mostrado na Figura 29 foi desenvolvido de modo a contribuir tanto para a preparação quanto para com o transporte da mistura ar-combustível através da interação com a estrutura de fluxo. Há nele uma reentrância no formato de uma bacia, que direciona o combustível injetado tardiamente diretamente para a vela de ignição, otimizando assim a combustão e acelerando o aquecimento do catalisador. A câmara de combustão possui regiões de *squish*

como objetivo de transportar a mistura ar-combustível para próximo da vela de ignição.

Figura 29 – Desenho do topo do pistão

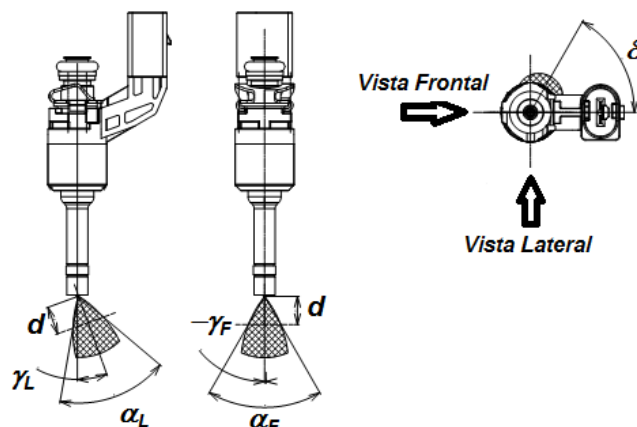


Fonte: Próprio autor

O sistema de injeção direta escolhido foi o do tipo *Air-guided*, com injetor do tipo *Swirl* montado lateralmente ao cabeçote, do lado oposto à vela de ignição.

O injetor escolhido para o motor ETDI foi o IWD3 193 – AE 689, produzido pela Magneti Marelli. As características de seu jato de combustível foram obtidas da folha de especificação técnicas fornecida pelo fabricante e estão apresentadas na Figura 30 e Tabela 2.

Figura 30 – Desenho esquemático do injetor IWD3 193 – AE 689



Fonte: Próprio autor

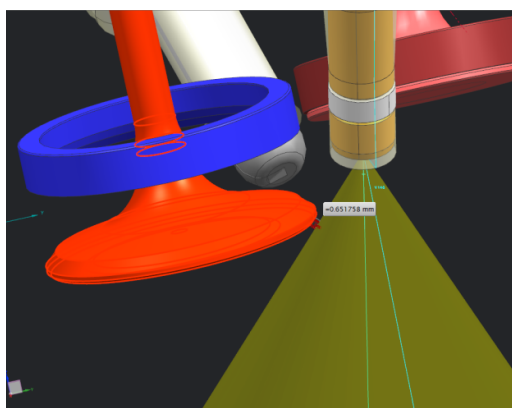
Tabela 2 – Caracterização do Injetor IWD3 193 – AE 689

Fluxo dinâmico Qd @ PWM = 0,6ms	7,88 ± 5% [mg/inj]
Fluxo estático Qs	12,65 ± 4% [g/s]
Ângulos do jato de combustível (PWM = 1,5 ms; tempo de atraso = 1,1 ms)	
d (distância do furo do injetor)	10 [mm]
α_F e α_L (mensurados em d)	60 ± 5 [°]
$-\gamma_F$ e γ_L	0 ± 5 [°]
δ (ângulo de orientação)	0 ± 5 [°]
Vazamento máximo na válvula	0,20 [cc/min]

Fonte: Próprio autor

A definição da inclinação do injetor de combustível garante que, mesmo quando a válvula de admissão estiver totalmente aberta, não ocorra seu contato com o spray de combustível, de acordo com a simulação numérica da Figura 31.

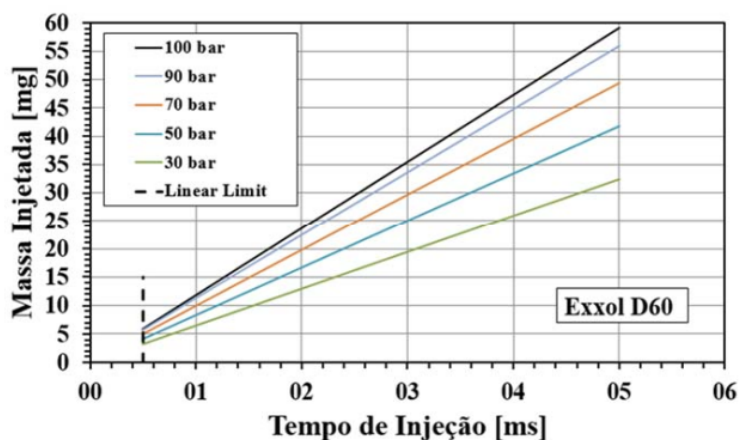
Figura 31 – Ilustração do spray de combustível com a válvula de admissão totalmente aberta.



Fonte: Próprio autor

A Figura 32 mostra a curva de vazão do injetor de combustível IWD3+ 193, produzido pela Magneti Marelli, para diversas pressões de injeção, para um intervalo de 0,5 a 5,0 ms, utilizando o Exxol D60 como fluido representativo do Etanol, por apresentar propriedades semelhantes ao combustível e não ser inflamável.

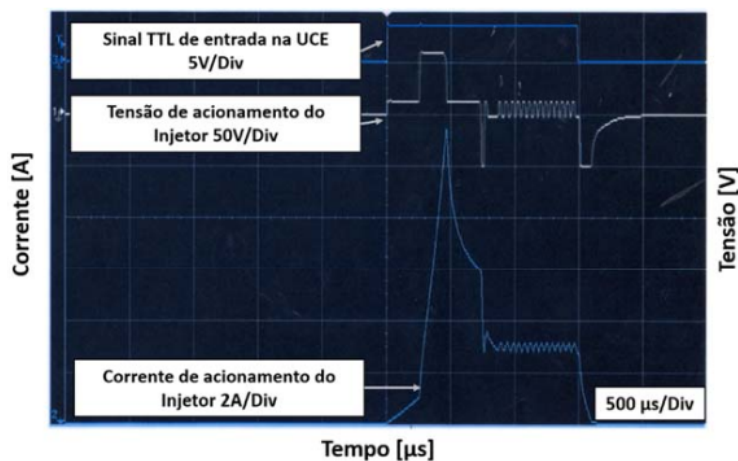
Figura 32 – Curva de vazão do injetor de combustível IWD3 193 – AE 689.



Fonte: Próprio autor

O acionamento elétrico do injetor é realizado por um sinal do tipo *peak and hold*, produzido pela UCE. Um pico de corrente é enviado ao injetor para que a inércia da sua agulha central seja vencida e ela se mova, dando início à injeção de combustível dentro da câmara de combustão. Quando a injeção de combustível é iniciada, o injetor permanece acionado, durante o tempo necessário para que a quantidade de combustível, injetada no cilindro, alcance a razão ar-combustível determinada pelo mapa de combustível calibrado na UCE. A Figura 33 apresenta a curva de tensão e corrente, enviada pela UCE, para acionar o injetor de combustível em questão.

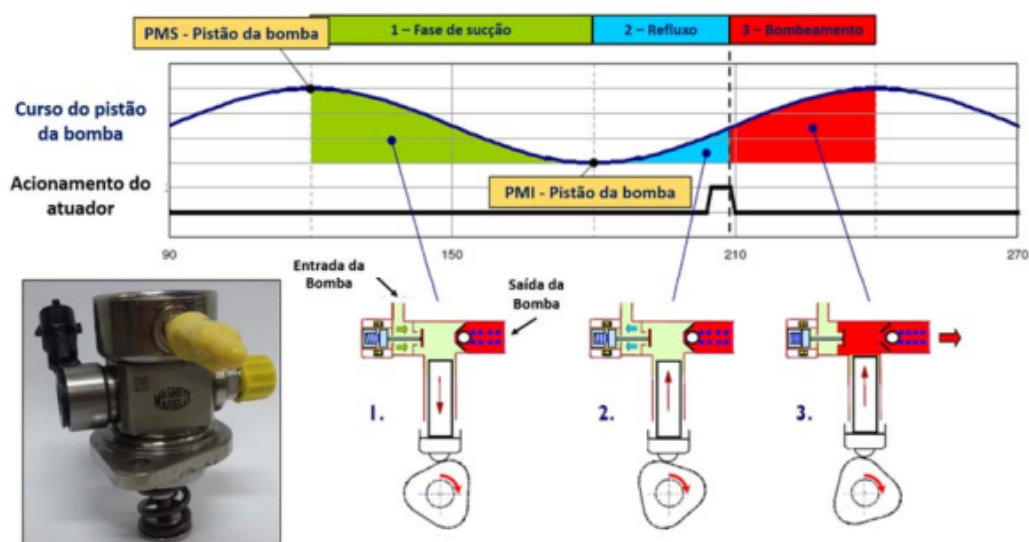
Figura 33 – Curva de tensão e corrente de acionamento do injetor de combustível.



Fonte: (Silva, 2017)

Para pressurizar o combustível, foi empregado junto ao sistema de injeção direta, uma bomba de combustível de alta pressão HPFP, do inglês, *High Pressure Fuel Pump*, modelo PHP078E194 desenvolvida pela Magneti Marelli. O seu acionamento é realizado durante três fases, conforme ilustrado na Figura 34. Na primeira fase, o pistão, que é acionado por um lóbulo montado no comando de válvulas do motor, movimenta-se para baixo, admitindo o combustível para dentro da bomba. Nessa fase, o atuador elétrico da bomba de alta pressão não é acionado e a válvula de controle de refluxo de combustível se mantém aberta. A segunda fase é chamada de refluxo, caracterizada pelo movimento do pistão para cima. Assim o combustível admitido pela bomba retorna pela linha de sucção, até que o atuador elétrico da bomba de alta pressão seja acionado e a válvula de controle de refluxo seja fechada. Na última fase, o atuador elétrico da bomba de alta pressão é acionado e a válvula de controle de refluxo é fechada. Após o fechamento da válvula de controle de refluxo, o combustível admitido pela bomba é comprimido e bombeado para alimentar os injetores. Existe uma válvula unidirecional para evitar o retorno do combustível já bombeado ao *common rail*, durante o período em que o atuador elétrico da bomba de alta pressão não é acionado.

Figura 34 – Princípio de funcionamento da bomba de combustível de alta pressão

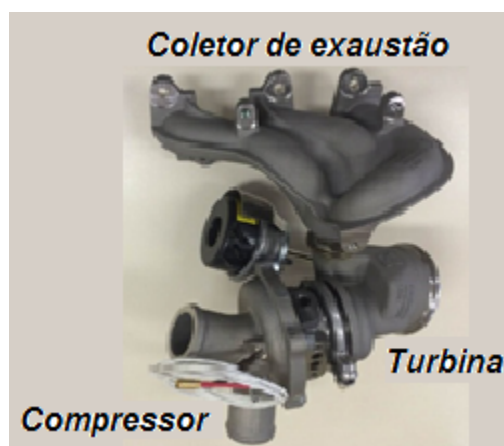


Fonte: (Silva, 2017)

A escolha do turbocompressor foi determinada pelo estudo do *turbo matching* que visa o dimensionamento da turbina e do compressor a partir das vazões

estimadas de exaustão e de admissão para um determinado nível de desempenho requerido. As premissas para a definição do turbocompressor incluíam a necessidade de que este atendesse, com precisão, as diversas condições de operação do motor e que, sobretudo, tivesse baixa inércia para assim atender as demandas de sobre alimentação em baixos regimes de rotação do motor. Desta forma a turbina escolhida deve ser capaz, através da expansão dos gases, de fornecer o regime de rotação necessário ao compressor para atender a demanda de vazão. Considerando os mapas do compressor e da turbina, de acordo com a faixa de vazão mássica requerida e as razões de pressão de ambos, o turbo-compressor B01034P9478-031P20-26E desenvolvido pela Borg Warner, mostrado na Figura 35, foi selecionado.

Figura 35 – Turbo compressor protótipo selecionado para o motor ETDI.

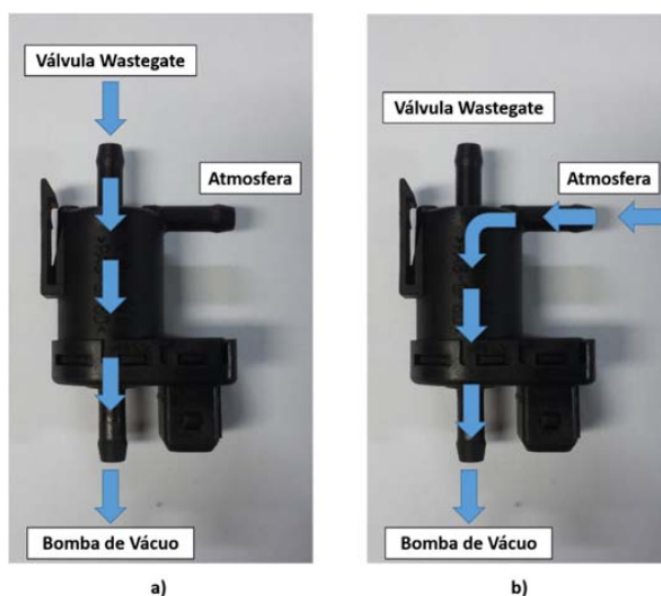


Fonte: Próprio autor

O controle da pressão de turbo é realizado por um sistema composto pela válvula *wastegate* e pela eletroválvula de controle de pressão de sobrealimentação, chamada de eletroválvula *boost-drive*. A válvula *wastegate* é responsável por aumentar ou diminuir a pressão de sobrealimentação fornecida ao motor. O acionamento da válvula *wastegate* é realizado de forma mecânica, através de uma mola, e de forma pneumática, controlado pela eletroválvula *boost-drive*. Uma bomba de vácuo, acionada pelo comando de válvulas, foi instalada na parte posterior do motor para fornecer a pressão necessária para o funcionamento da válvula *wastegate*.

A eletroválvula *boost-drive* é uma válvula pneumática 3/2 vias controlada eletronicamente por um sinal do tipo *PWM*. Conforme mostrado na Figura 36, quando a eletroválvula é acionada, o vácuo, produzido pela bomba de vácuo instalada no motor, é direcionado para a válvula *wastegate*, que por sua vez, controla a vazão de gás para a turbina e, consecutivamente, a pressão de sobrealimentação. Quando a eletroválvula está desativada, o vácuo produzido pela bomba de vácuo suga apenas o ar atmosférico, não influenciando na posição da válvula *wastegate*. Essa configuração de acionamento da válvula *wastegate*, indica que a posição nominal de funcionamento da válvula é normalmente aberta. O controle do posicionamento da válvula *wastegate*, para qualquer posição de funcionamento, entre totalmente aberta e totalmente fechada, é proporcional a largura do pulso elétrico aplicado na válvula *boost-drive*. Portanto, quanto maior for a largura do pulso elétrico, maior será o desvio de vácuo para a *wastegate*, levando ao seu fechamento, e consecutivamente, ao aumento da pressão de sobrealimentação.

Figura 36 – Funcionamento da eletroválvula *boost-drive* – a) Ativada e b) Desativada



Fonte: (Silva, 2017)

3.2. A Unidade de Controle Eletrônico do motor - UCE

A unidade de controle eletrônico escolhida para o motor foi a MoTec M1-M142, mostrado na Figura 37, por apresentar grande flexibilidade de implementação

de estratégias especiais, requeridas pelas atividades de pesquisa e desenvolvimento além do suporte técnico adequado.

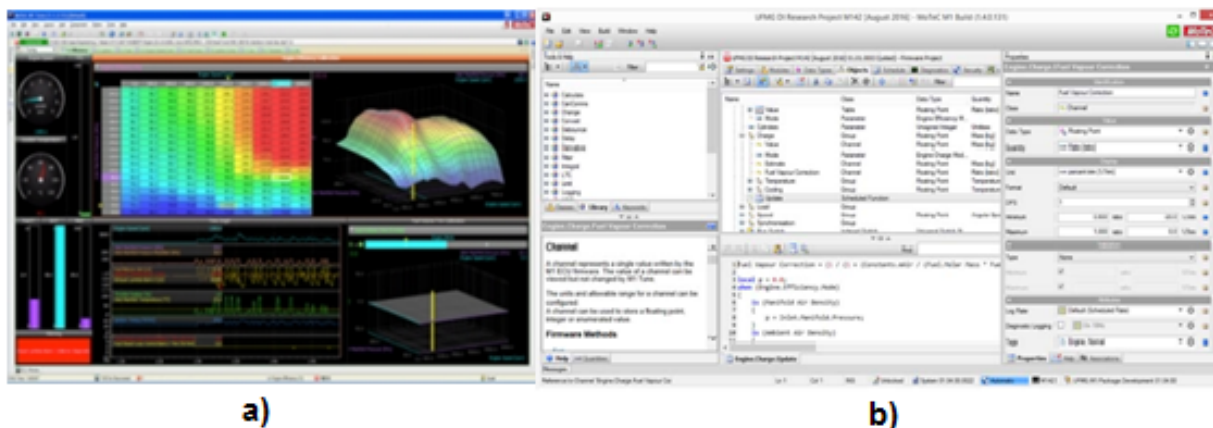
Figura 37 – Unidade de controle eletrônico do motor MoTec M142



Fonte: (Motec, 2014)

A família de centrais eletrônicas M1, que inclui a M142, é compatível com a maioria dos sensores disponíveis no mercado para aplicação automotiva. Ela permite controlar todos os parâmetros necessários para a realização da calibração e ajuste das curvas, função de transferência, dos sensores utilizados e dos mapas de controle do sistema de controle motor. O *software* de interface MoTec *Tune*, obtido no sítio da empresa na internet, apresenta uma boa interface com o usuário além de relevante qualidade de informações disponíveis ao usuário sobre o conteúdo do *software*. O grande diferencial dos *softwares* da família MoTec M1 é a disponibilidade para o usuário, do *software* MoTec *Build*. Este *software*, além de conter as estratégias básicas de controle motor, confere ao usuário a possibilidade de desenvolver estratégias próprias de controle através de uma programação na linguagem C, tornando-o uma eficiente ferramenta para realização de pesquisa e desenvolvimento de motores. A Figura 38 ilustra as telas de interface dos softwares MoTec *Tune* e MoTec *Build* utilizados na realização deste trabalho (Silva, 2017).

Figura 38 – Softwares de Interfaces - a) MoTec Tune e b) MoTec Build



Fonte: (Motec, 2017; Silva, 2017)

De acordo com o catálogo de especificações técnicas da UCE MoTec M1 (Motec, 2014), as suas principais características são:

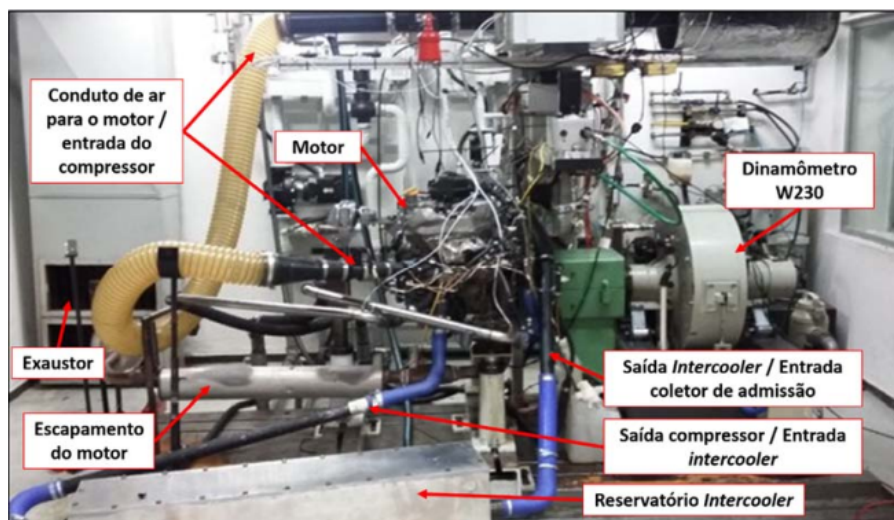
1. Capacidade de controle CVCP e comando eletrônico de abertura da borboleta de admissão e injeção direta de combustível (até 8 injetores);
2. Possui 10 saídas auxiliares que podem ser utilizadas para o controle de sistemas periféricos do motor;
3. Possui 16 entradas digitais e 23 analógicas e suporta até 4 sensores de detonação.
4. Memória de aquisição de dados de 250 Mb e comunicação com o computador por Ethernet.
5. Contém 2 conectores de 34 pinos e 2 conectores de 26 pinos e pesa 480g.

3.3. A Sala Dinamométrica e seus Sistemas de Controle.

A escolha do dinamômetro de bancada W230 da TCA Horiba, a ser usado para testar o motor ETDI, levou em consideração a potência estimada do motor a ser suportada pelo dinamômetro e a sua baixa inércia mecânica. O espaço físico da cela dinamométrica foi suficiente para receber a montagem dos sistemas de admissão e exaustão do motor além de um trocador de calor, *intercooler*, para resfriar o ar que sai aquecido do compressor antes de ser admitido novamente pelo motor. A Figura 39 mostra o motor ETDI acoplado ao dinamômetro e seus sistemas de admissão e

exaustão. O alinhamento do motor considerou 0,5 mm de tolerância máxima relativa ao paralelismo e a concentricidade entre o motor e o dinamômetro.

Figura 39 – Sala de testes com motor ETDI instalado no dinamômetro W230



Fonte: (Silva, 2017)

A cela dinamométrica utilizada para os testes conta com um sistema de condicionamento das temperaturas de água e óleo lubrificante do motor. Estes dois sistemas são compostos por bombas, trocadores de calor e um controlador Proporcional Integral Derivativo, PID, para ajuste das temperaturas de água e óleo lubrificante do motor desejadas pelo operador do sistema.

3.4. Cálculo da Incerteza de Medição

A incerteza de medição é composta, em geral, por vários componentes. Uma parte desses componentes pode ser estimada através de métodos estatísticos, caracterizados por desvios padrão experimental. A outra parte, que também pode ser caracterizada por desvio padrão, é avaliada por meio de distribuição de probabilidades assumidas, baseadas na experiência e no bom senso do executor dos testes, ou de outras fontes. O agrupamento das diversas incertezas padrão, provenientes de fatores que afetam a medição, é chamado de incerteza combinada. O produto da incerteza combinada, que representa um nível de confiança de 68%, por um fator de abrangência, resulta na incerteza expandida. A incerteza expandida de uma medição representa a dúvida presente no resultado de medição e delimita o

nível de confiança a um padrão estabelecido. Baseado no número de medições independentes de um mensurando e o nível de confiança estabelecido define-se o fator de abrangência para uma determinada medição, (Silva, 2017).

Neste trabalho as medições foram divididas em medição direta e medição indireta. A medição direta é aquela cuja indicação resulta naturalmente da aplicação do sistema de medição sobre o mensurando, e a medição indireta é aquela que envolve a combinação de duas ou mais grandezas de entrada por meio de expressões matemáticas que viabilizam a determinação do valor associado ao mensurando. Na análise da medição direta, as incertezas foram divididas em incertezas padrão do tipo A, relacionada ao desvio padrão de repetidas medições de um mesmo mensurando, e incertezas padrão do tipo B, ligada a incerteza fornecida através de certificados de calibração. A incerteza padrão do tipo A foi calculada dividindo-se o desvio padrão das medições pela raiz quadrada do número de medições. A incerteza padrão do tipo B, quando não informada no certificado de calibração, foi calculada dividindo-se a resolução do sistema de medição pela raiz quadrada de três. A incerteza do tipo B fornecida pelo certificado de calibração representa a incerteza expandida do sistema de medição, assim, a incerteza expandida transformada em incerteza padrão para depois ser combinada. Caso o certificado não contenha o fator de abrangência, a distribuição foi considerada como retangular. O cálculo da incerteza combinada de uma medição direta pode ser feito através da Equação 24:

$$u_{cd}(Y) = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 \dots + u_n^2} \quad (24)$$

Onde $u_{cd}(Y)$ representa a incerteza padrão combinada da grandeza Y e u_n representa a incerteza padrão de cada uma das “n” fontes de incerteza.

O produto da incerteza padrão combinada pelo fator de abrangência, k, resulta na incerteza expandida, U_{ex} . Neste trabalho, o valor assumido para o fator de abrangência foi 1,96, constituindo um grau de confiabilidade de 95% para a média da variável de interesse. A incerteza padrão combinada, para medições indiretas das variáveis de interesse deste trabalho, foi calculada segundo a Equação 25:

$$\begin{aligned}
 u_{ci}(Y) &= \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot u(x_i) \right]^2} \\
 &= \sqrt{\left[\frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot u(x_1) \right]^2 + \left[\frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot u(x_2) \right]^2 + \dots + \left[\frac{\partial f}{\partial x_n} \cdot u(x_n) \right]^2}
 \end{aligned}
 \tag{25}$$

Onde $u_{ci}(Y)$ representa a incerteza padrão associada à grandeza Y e $u(x_1)$, $u(x_2)$, ... $u(x_n)$ são as incertezas associadas às grandezas de entrada x_1 , x_2 , ... x_n .

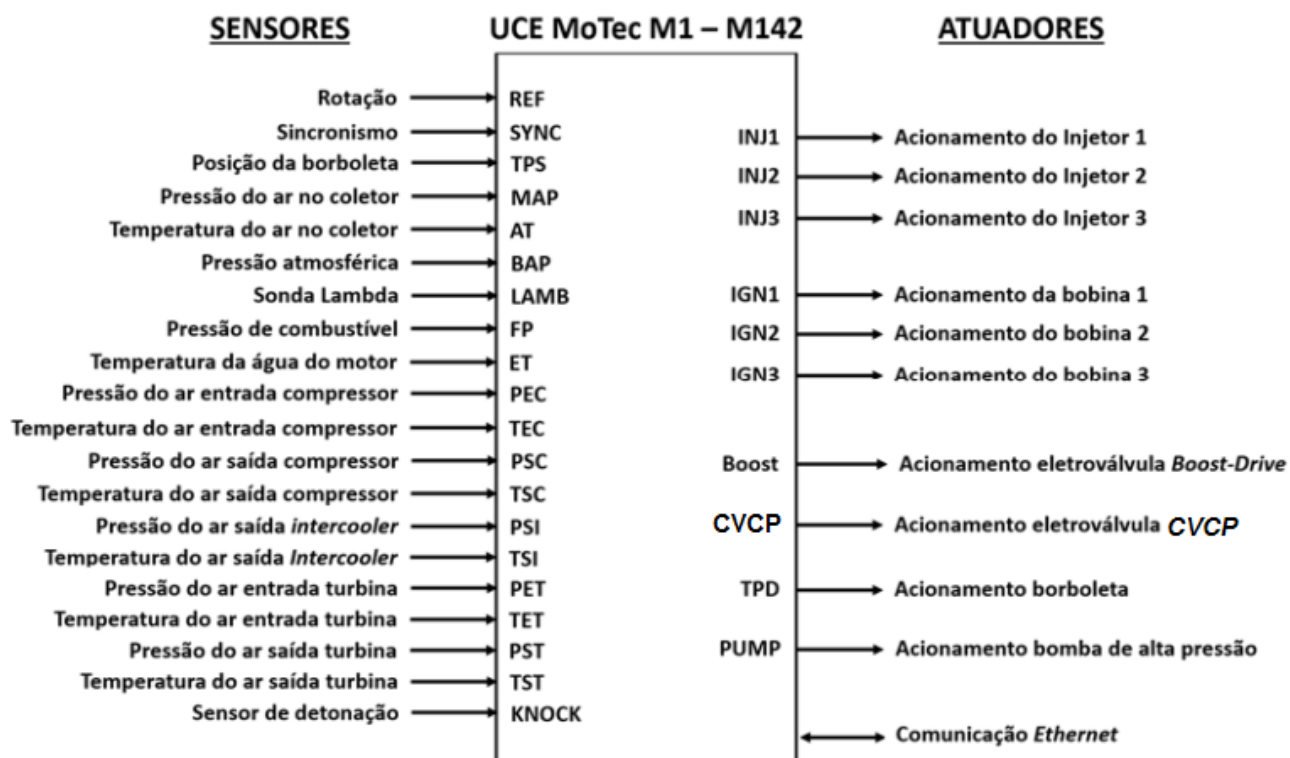
3.5. Instrumentação do Motor ETDI.

Para a realização dos testes experimentais foi necessário instrumentar o motor com seus sensores e atuadores conectados a UCE, o dinamômetro com seus sistemas de controle e aquisição e o conjunto de sensores de pressão instalados na admissão, exaustão e dentro do cilindro. Conforme (Silva, 2017), a instrumentação utilizada pode ser dividida em três grupos, sendo eles: 1 – Controle e monitoramento do motor, 2 – Controle e monitoramento do dinamômetro e 3 – Controle e aquisição das pressões antes, durante e depois da combustão. As incertezas de medição de cada sensor são provenientes de seus certificados de calibração e na indisponibilidade deles, as resoluções dos sensores foram usadas como incerteza padrão. Todas as incertezas foram comparadas com a norma NBR1585 para ensaios de motores (ABNT, 1996).

Grupo 01 – De acordo com a representação esquemática dos sinais de entrada e saída da UCE, conforme Figura 40, foram utilizados os seguintes sensores: dois sensores do tipo hall, um para a detecção de sinal da roda fônica acoplada ao eixo virabrequim, indicando a rotação do motor, REF, e outro na tampa do cabeçote para a realização do sincronismo do motor, SYNC, a partir de um sinal no comando de válvulas, um sensor de posição da borboleta resistivo, chamado TPS, oito sensores de pressão do tipo *strain gauge*, um para a medição de pressão do ar no coletor de admissão, MAP, outro para a medição da pressão do ar atmosférico, BAP, um para medição da pressão de combustível, FP, e cinco para a

medição da pressão na entrada e saída do compressor, na saída do *intercooler*, na entrada e saída da turbina, PEC, PSC, PSI, PET, PST respectivamente, cinco sensores do tipo NTC, um para a medição de temperatura do ar no coletor de admissão AT, outro para medição de temperatura da água de refrigeração do motor ET, e três para a medição de temperatura do ar na entrada e saída do compressor, na saída do *intercooler*, TEC, TSC e TSI respectivamente, dois termopares para a medição da temperatura dos gases na entrada e na saída da turbina, TET e TST respectivamente, um sensor de detonação, KNOCK, e uma sonda lambda, tipo banda larga, *wide-band*, BOSCH LSU4.9, LAMB. Os atuadores são: três saídas para o acionamento dos injetores, INJ1, INJ2, INJ3, três saídas para o acionamento das bobinas de ignição, IGN1, IGN2 e IGN3, duas saídas para o acionamento das eletroválvulas, por um sinal PWM, uma para acionamento do turbo-compressor, BOOST, e outra para o acionamento do variador de fase contínuo, CVCP, uma saída utilizada para acionamento e controle da borboleta motorizada, TPD e outra saída para acionamento da bomba de combustível de alta pressão, PUMP. A comunicação entre a UCE e o computador de interface é feita por um cabo *Ethernet*.

Figura 40 – Sensores e atuadores da UCE MoTec M142



Fonte: adaptado de (Silva, 2017)

A caracterização dos sensores utilizados pela MoTec M142 é disposta na Tabela 3:

Tabela 3 – Sensores utilizados pela MoTec M142

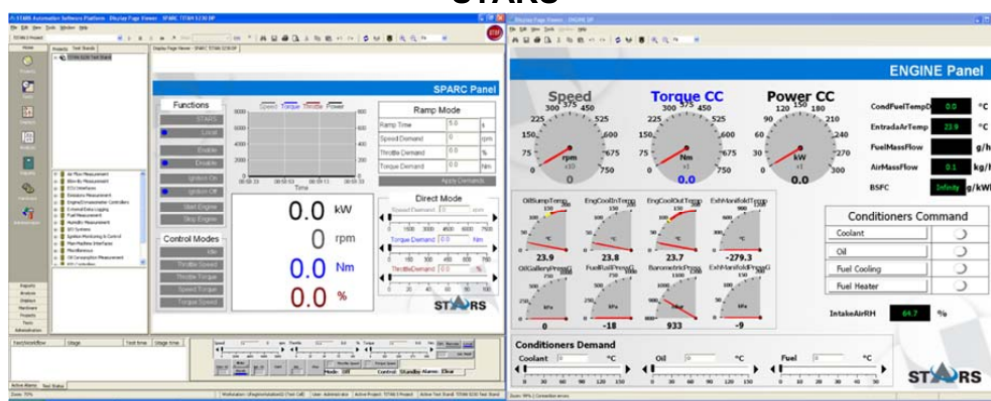
Nº	Grandeza	Faixa de Medição	Sensor	Origem da incerteza	Incerteza Tipo B
1	Rotação	0 a 7500 rpm	Continental 50050747	Fabricante	± 0,3%
2	Sincronismo	360°	Bosch 0232A00362-009	Fabricante	± 0,4%
3	TPS	0 a 100%	3GGTE3F/C / Resistivo	Calibrado	± 0,45%
4	MAP	0 a 250 kPa	Bosch 0281002845	Calibrado	± 0,6%
5	BAP	50 a 400 kPa	Bosch 0281002316	Calibrado	± 0,22%
6	FP	0 a 200 bar	Magneti Marelli CA.0113941.A	Fabricante	± 1,60%
7	PEC	0 a 115 kPa	Bosch 0281006028	Calibrado	± 0,15%
8	PSC	0 a 250 kPa	Bosch 0281002437	Calibrado	± 0,19%
9	PSI	0 a 250 kPa	Bosch 0281006028	Calibrado	± 0,09%
10	PET	0 a 400 kPa	Bosch 0281006102	Calibrado	± 0,04%
11	PST	10 a 115 kPa	Bosch 0281006028	Calibrado	± 0,12%
12	AT	-40 a 130 °C	Bosch 0281002845	Calibrado	± 0,5%
13	ET	0 a 150°	FuelTech 697	Calibrado	± 0,33%
14	TEC	0 a 150°	FuelTech 698	Calibrado	± 0,33%
15	TSC	0 a 150°	FuelTech 698	Calibrado	± 0,33%
16	TSI	0 a 150°	FuelTech 698	Calibrado	± 0,33%
17	TET	0 a 1200 °C	FuelTech 4080 Termopar tipo K	Calibrado	± 1,1%
18	TST	0 a 1200 °C	FuelTech 4080 Termopar tipo K	Calibrado	± 1,1%
19	LAMB	0,65 a ∞	Bosch LSU 4.9	Fabricante	± 0,05%

Fonte: adaptado de (Silva, 2017)

Grupo 02 – composto pelos sensores essenciais ao controle do dinamômetro, sendo eles: três sensores do tipo PT100, dois para a medição de temperatura de entrada e de saída da água de arrefecimento do motor, e um sensor, instalado no cárter do motor, para medição da temperatura do óleo de lubrificante, um sensor de

pressão utilizado para mensurar a pressão do óleo lubrificante, dois sensores de vazão mássica de combustível e de ar fornecidos ao motor, um sensor de temperatura, um sensor de pressão, e um sensor de umidade relativa do ar na entrada do sistema de admissão. Uma célula de carga, instalada na carcaça do dinamômetro, e um sensor indutivo, são os utilizados para leitura do torque de frenagem e rotação produzida pelo dinamômetro. Todas estas variáveis mensuradas no grupo 02 e outras calculadas a partir destas, podem ser monitorados em tempo real na tela do computador de interface. A Figura 41 apresenta as telas de monitoramento do software de controle do dinamômetro, STARS, com os parâmetros de funcionamento mostrados em tempo real, obtidas durante o funcionamento do motor. A Tabela 4 apresenta os sensores utilizados pelo sistema de controle do dinamômetro STARS.

Figura 41 – Telas de monitoramento do sistema de controle do dinamômetro STARS



Fonte: adaptado de (Silva, 2017)

Tabela 4 – Sensores do sistema de controle do dinamômetro - STARS

Nº	Grandeza	Faixa de Medição	Sensor	Origem da incerteza	Incerteza Tipo B
20	Temperatura da água (entrada)	-50 a 650 °C	PT 100	Calibrado	± 0,8%
21	Temperatura da água (saída)	-50 a 650 °C	PT 100	Calibrado	± 0,8%
22	Temperatura do Óleo	-50 a 650 °C	PT 100	Calibrado	± 0,7%
23	Pressão do Óleo	0 a 10 bar	Cansas SP8	Fabricante	± 0,07%
-	Vazão Mássica de ar	0 a 1200 kg/h	ABB Sensy Flow 29710287	Fabricante	± 1%

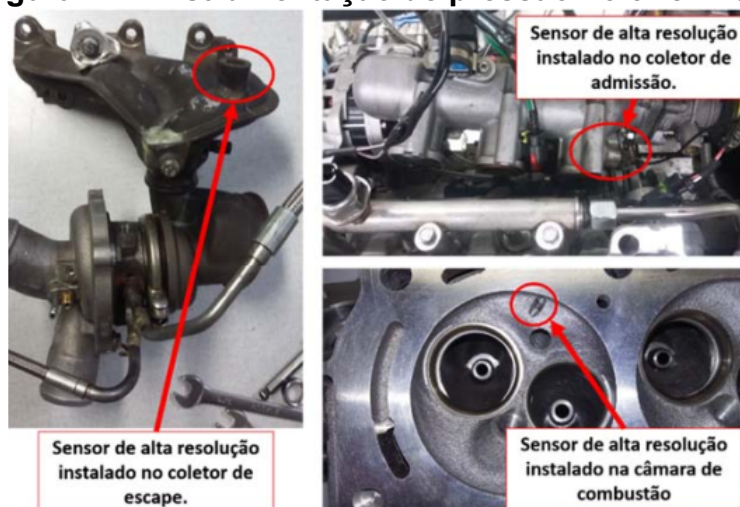
Continuação:

-	Vazão Mássica de Combustível	0,1 a 5 kg/min	Metroval RHM03-1F1SN	Fabricante	± 0,6%
-	Umidade Relativa do Ar	0 a 100%	Jumo 907020	Fabricante	± 2,0%
-	Torque	0 a 750 N.m	Shenck - 1271146	Fabricante	± 0,2%
-	Rotação	0 a 7500	Heintacho – N0GK00K4	Fabricante	± 2 rpm

Fonte: adaptado de (Silva, 2017)

Grupo 03 – Composto pelos sensores de pressão piezoelétricos responsáveis por monitorar as pressões no coletor de admissão, dentro do cilindro e no coletor de exaustão. Com estes três sensores é possível realizar o TPA, do Inglês *Three Pressure Analysis*. O TPA permite a detecção de qualquer anomalia relacionada à vedação ou flutuação das válvulas, possibilita determinar com precisão o trabalho de bombeamento, bem como as variações de pressão nos coletores de admissão e escape por ângulo de virabrequim. A escolha do tipo de sensor considerou a sua rápida resposta a variações de pressão e a sua estabilidade de medição. Os três sensores de pressão foram instalados nos coletores e no interior do cilindro N. 3 devido à limitação da geometria do coletor de exaustão para montagem nos demais cilindros. A posição da instalação dos três sensores é mostrada na Figura 42.

Figura 42 – Instrumentação de pressão no 3º cilindro



Fonte: (Silva, 2017)

A posição de instalação do sensor de pressão na câmara de combustão mais próximo à parede do cilindro é intencional. Quanto mais afastado da vela de ignição, menor é a temperatura a qual o sensor será exposto, minimizando assim possíveis variações no sinal de pressão e garantindo uma maior sensibilidade à detecção de detonação.

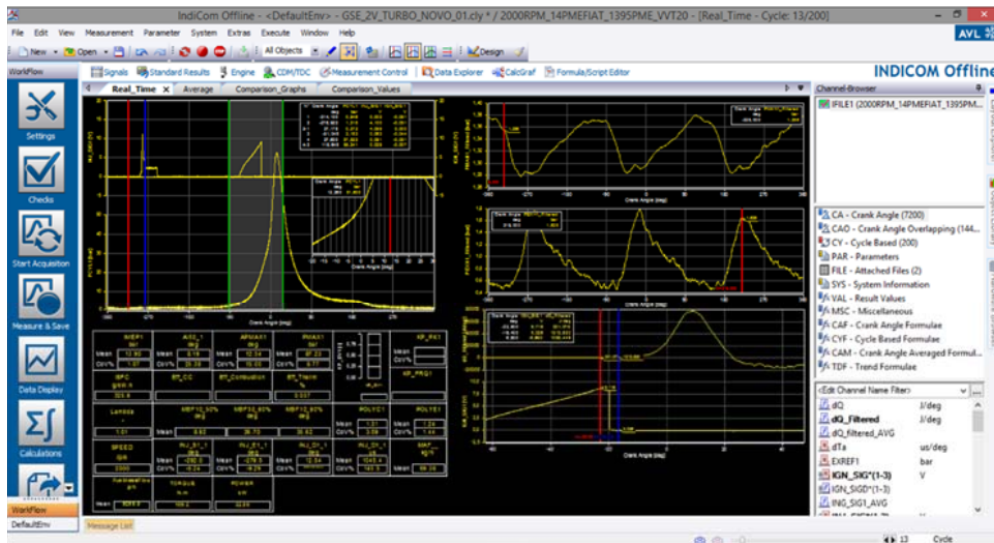
A rotação do motor é medida através de um *Encoder*, desenvolvido pela AVL com resolução de 0,5° do eixo virabrequim, porém, essa resolução pode ser aumentada para 0,1° do eixo virabrequim através de interpolações matemáticas realizadas internamente no *IndiModul*. O *IndiModul* é o equipamento responsável por receber os diversos sinais de entrada, aplicar a eles as conversões necessárias e disponibilizar o resultado para o software de interface *IndiCom*. Através do software *IndiCom*, os gráficos e valores de pressão, bem como parâmetros calculados por uma programação feita pelo usuário no *CalGraf*, internamente no *IndiCom*, podem ser monitorados em tempo real. A Figura 43 exemplifica os equipamentos da cadeia de medição das pressões envolvidas no processo da combustão. A Figura 44 ilustra as telas de interface do software *IndiCom* e o ambiente interno de programação de cálculos *CalGraf*.

Figura 43 – Equipamentos para medir pressão de combustão

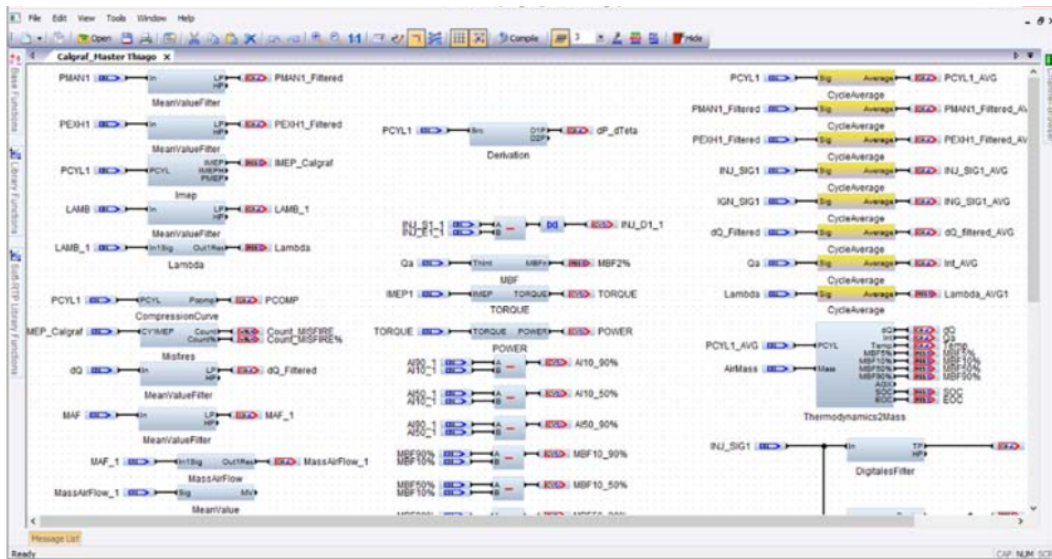


Fonte: próprio autor

Figura 44 – a) Software de interface *IndiCom* e b) Interface de programação de cálculos *Calgraf*



a)



b)

Fonte: (Silva, 2017)

A Tabela 5 apresenta os sensores de pressão de alta resolução, produzidos pela AVL, aplicados ao motor para a realização deste trabalho.

Tabela 5 – Sensores AVL utilizados

N°	Grandeza	Faixa de Medição	Sensor	Origem da incerteza	Incerteza Tipo B
24	Pressão coletor de admissão	0 a 5 bar	AVL LPD11DA05	Fabricante	$\pm 0,1\%$
25	Pressão coletor de exaustão	0 a 10 bar	AVL LP21DA	Fabricante	$\pm 0,1\%$
26	Pressão no cilindro	0 a 250 bar	AVL GH14D	Fabricante	$\pm 0,3\%$
27	Rotação do motor (encoder)	0 a 20.000 rpm	AVL 365 C / 365 X	Fabricante	± 2 rpm

Fonte: (Silva, 2017)

Neste trabalho, apenas os dados indicados foram utilizados para avaliar a combustão e o desempenho do motor. A Tabela 6 apresenta os valores máximos de incerteza expandida das grandezas envolvidas e avaliadas nos resultados de medição. O produto da incerteza padrão combinada das medições diretas e indiretas pelo fator de abrangência, k , resulta na incerteza expandida. Neste trabalho, o valor escolhido para o fator de abrangência foi 1,96, conferindo um grau de confiabilidade de 95% para a média da variável de interesse.

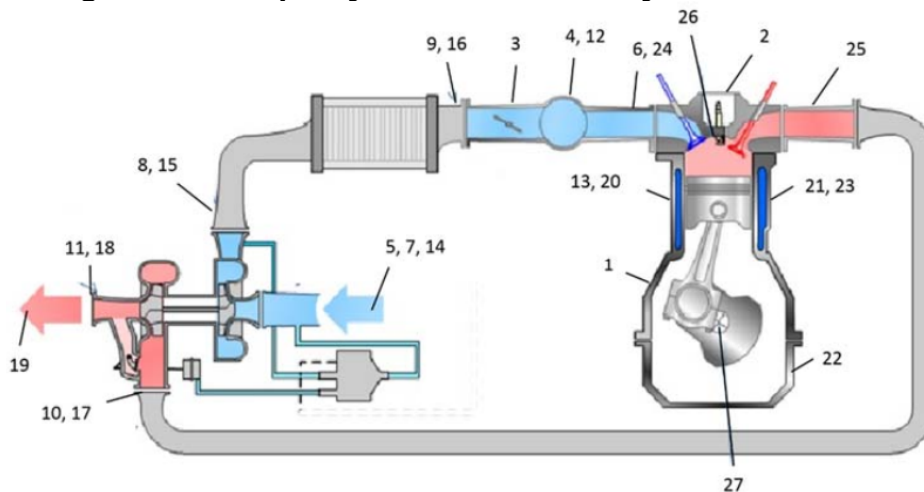
Tabela 6 – Incertezas expandidas máximas dos parâmetros indicados

Grandeza	Incerteza Expandida Máxima (\pm)
Rotação (Encoder AVL)	2,0 rpm
Pressão Média Efetiva Indicada (PMEI)	10,0 kPa
Torque Indicado	0,27 N.m
Potência Indicada	0,07 Kw
Consumo Específico Indicado (ISFC)	0,9 g/kW.h
Eficiência de Conversão de Combustível	0,08%

Fonte: próprio autor

A curva característica da função de transferência de cada sensor descrito até então foi inserida no respectivo sistema de controle e monitoramento. Esta função de transferência foi fornecida pelo certificado de calibração elaborado pelo fabricante, ou gerada pela calibração do sensor no próprio laboratório de motores. As incertezas de medição de cada sensor foram comparadas com as incertezas máximas dispostas na norma NBR 1585 (ABNT, 1996). A Figura 45 ilustra a disposição dos três grupos de sensores ao longo do motor, conforme a numeração disposta nas tabelas dos sensores, mostradas anteriormente.

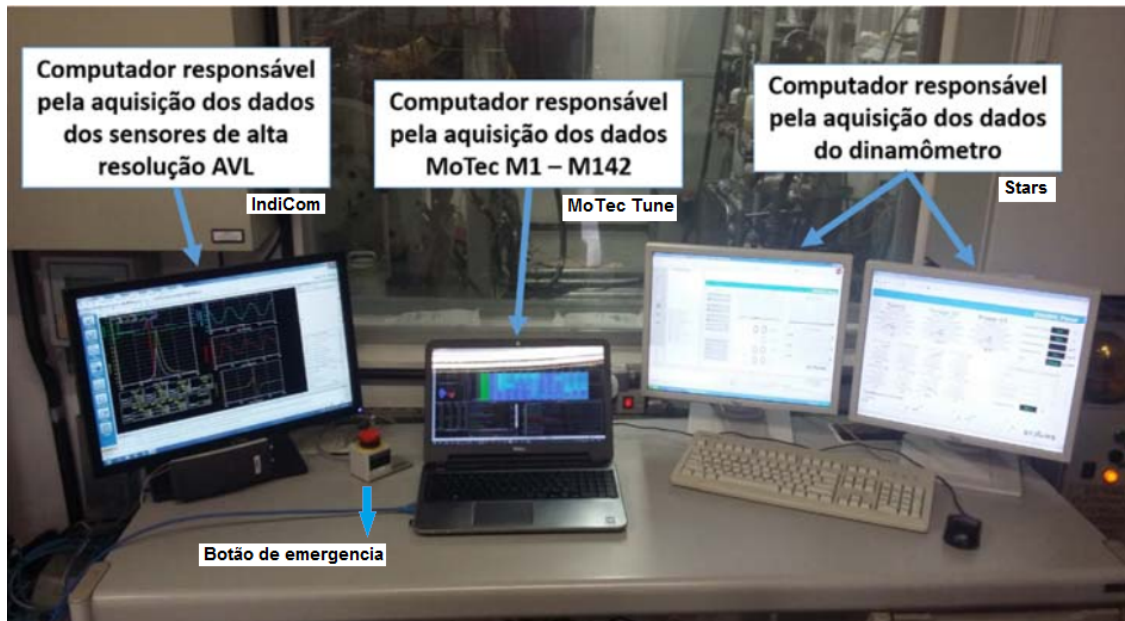
Figura 45 – Disposição da instrumentação no motor ETDI



Fonte: (Silva, 2017)

A mesa de controle do dinamômetro contou então com os computadores para monitoramento, ajuste e aquisição de dados provenientes de todos os sensores descritos anteriormente. A Figura 46 exemplifica, da esquerda para a direita, a disposição dos monitores com os softwares *IndiCom*, *MoTec Tune* e *Stars*.

Figura 46 – Disposição dos computadores na mesa de controle do dinamômetro



Fonte: adaptado de (Silva, 2017)

3.6. Funcionamento Inicial do Motor ETDI em Dinamômetro.

Para o funcionamento inicial do motor ETDI no banco dinamômetro, foi necessário configurar o *software* da UCE MoTec M142 de acordo com as características do objeto de prova e das condições de prova a qual o motor irá ser submetido.

3.6.1. Configuração inicial da MoTec M142

A Tabela 7 lista os valores inseridos no *software* da UCE MoTec M142 para início do funcionamento do motor. Estes valores são provenientes das informações fornecidas pelo fabricante dos sensores, da geometria do motor e das propriedades do combustível utilizado nos testes – Etanol hidratado.

Tabela 7 – Configuração do software da UCE MoTec M142

Parâmetro	Valor	Definição
Engine Run Threshold	380 rpm	Rotação mínima para a central reconhecer que o motor está rodando
Engine Displacement	0,992 l	Volume deslocado do motor
Engine Efficiency Mode	Manifold Air Density	Define qual o método de estimativa da massa de ar admitida
Engine Cylinders	3	Número de cilindros do motor
Engine Load Normalised Mode	Inlet Manifold Pressure	Normalização da carga do motor
Fuel Molar Mass	41,2 g/mol	Massa molar do combustível
Fuel Stoichiometric Ratio	8,36	Estequiometria do combustível
Fuel Density Reference	805,2 kg/m ³	Densidade do combustível
Ignition Order	1-2-3	Ordem de ignição do motor
Crank Index Position (CRIP)	-282,6°	Posição da falha na polia
Ignition Timing limit Advanced	60°	Limite máximo do avanço de ignição
Ignition Driver Current	40 mA	Corrente necessária para acionamento do sistema de ignição
Ignition Driver Delay	50 µs	Atraso entre o comando e o tempo real de disparo
Ignition Driver Firing Edge	Falling Edge	Disparo na descida
Ignition Coil Charge Time	Tabela	Tempo de carregamento do primário da bobina de ignição (<i>Dwell time</i>)
Fuel Injector Peak Time	500 µs	Tempo máximo gasto para atingir o objetivo de corrente
Fuel Injector Peak Current	12,0 A	Corrente máxima aplicada ao injetor
Fuel Injector Hold Current	2,6 A	Corrente necessária para manter o injetor acionado
Reference Flow	14,60 ml/s	Vazão de referência do injetor
Reference Pressure	80 bar	Pressão de referência do injetor
Engine Speed Limit Maximum	5000 rpm	Rotação máxima do motor

Fonte: adaptado de (Silva, 2017)

Acerca da Tabela 7, seguem as seguintes considerações:

1. A estimativa de massa de ar admitida nos cilindros é calculada a partir da pressão e temperatura do ar medido no coletor de admissão.
2. A vazão mássica de combustível é determinada pela vazão mássica de ar calculada pela UCE e pela razão ar-combustível.
3. A pressão no coletor de admissão foi normalizada em relação à pressão atmosférica, conforme a Equação 26.

$$Load = \left(\frac{MAP}{BAP} \right) * 100 \quad (26)$$

4. A fração molar do combustível foi utilizada para a determinação do volume do gás ocupado para uma dada massa de combustível nas condições padrão de pressão e temperatura, assim, a UCE calcula o fator de correção da carga de vapor de combustível no motor.
5. A densidade do combustível foi utilizada para determinação do volume de combustível a ser injetado no motor, baseado na vazão mássica do ar e no fator lambda, calibrado para determinada condição.
6. O parâmetro da posição da falha da polia, *Crank Index Position* – CRIP indica qual é o intervalo angular entre a falha da polia e o PMS do primeiro cilindro. Antes da partida do motor, a estimativa do CRIP foi realizada pela contagem do número de dentes entre a falha da polia e a posição de PMS do primeiro cilindro, multiplicada pela proporção angular que cada dente da polia representa, ou seja, para uma polia de 60 dentes, cada dente representa 6°.
7. As configurações tanto do sistema de ignição quanto do sistema de injeção foram baseadas nos relatórios técnicos elaborados pelo fabricante da bobina e do injetor, respectivamente.

8. O tempo de carregamento do primário da bobina (*dwell time*) foi estimado, antes do funcionamento do motor, baseado em um valor de referência de outro motor que utiliza a bobina de ignição escolhida para o motor ETDI. Após o início de funcionamento do motor, o *dwell time* foi ajustado de forma a atingir o valor de pico de corrente para garantir a máxima energia disponível no processo de ignição, porém, devido às variações de operação de um ciclo para outro, normais em um motor de combustão interna, um fator de segurança de 0,3 ms foi aplicado ao valor de *dwell time* (Baeta, 2006). A Tabela 8 apresenta os valores ajustados para o motor utilizado neste trabalho, em função da tensão de bateria.

Tabela 8 – Tabela do tempo de carregamento do primário da bobina de ignição

Tensão de Bateria [V]	9	10	11	12	13	14	15	16
<i>Dwell Time</i> [ms]	5,5	5,0	4,2	4,0	3,8	3,6	3,4	3,2

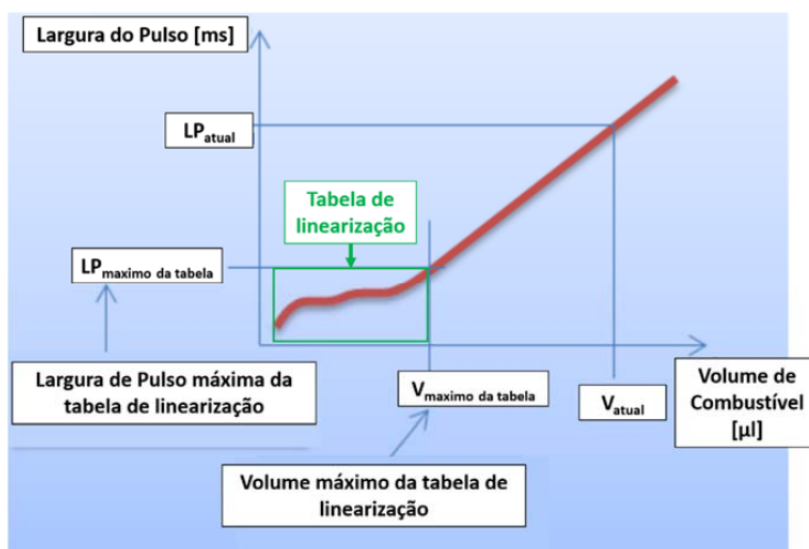
Fonte: (Silva, 2017)

9. Os valores de fluxo de referência e pressão de referência são configurados na UCE para a determinação do tempo de abertura do injetor. O fluxo de referência representa a vazão nominal do injetor com a pressão de referência como pressão de injeção. O fluxo de referência foi obtido por meio de um teste na bancada de experimentação de injetores disponível no laboratório.
10. A UCE calcula a largura de pulso do tempo de abertura do injetor conforme a Equação 27, onde LP_{atual} representa a largura do pulso do tempo de abertura do injetor, $LP_{máximo\ tabela}$ e $V_{máximo\ tabela}$ representam a largura de pulso máxima do tempo de injeção e o volume máximo de combustível a ser injetado no motor, respectivamente, na tabela de linearização do injetor. V_{atual} representa o volume de combustível a ser injetado para uma determinada condição de funcionamento do motor.

$$LP_{atual} = LP_{máximo\ tabela} + \frac{(V_{atual} - V_{máximo\ tabela})}{fluxo\ de\ referência} \quad (27)$$

11. A UCE MoTec M142 possibilita ao usuário a elaboração da tabela de linearização do injetor. A tabela de linearização do injetor auxilia a transição do funcionamento do injetor da região de operação não-linear para a condição de funcionamento linear. A Figura 47 ilustra a utilização da tabela de linearização do injetor.

Figura 47 – Cálculo da largura de pulso do tempo de abertura do injetor de combustível



Fonte: (Silva, 2017)

3.6.2. Calibração de base do motor ETDI

Nesta etapa do trabalho, era possível controlar o sistema de injeção direta de combustível, o sistema de ignição, o sistema de CVCP, o turbocompressor e o sistema do dinamômetro para ajuste das condições de teste. Desta forma foi então possível realizar a calibração destes sistemas através do preenchimento das tabelas da UCE do motor. As tabelas, as quais os ajustes dos parâmetros eram em função da rotação e da carga normalizada do motor, foram configuradas em intervalos de 250 em 250 rpm de rotação do motor e em intervalos de 20 em 20% da carga normalizada. O início da calibração de cada variável foi dado a partir das menores cargas e rotações para se garantir segurança ao motor durante o processo de calibração. A calibração de base para 100% de etanol como combustível teve como premissas:

1. Obtenção do maior torque máximo indicado;
2. Menor CoV% de PMEI como parâmetro de maior estabilidade de combustão, sendo 3,5% seu valor máximo permitido;
3. Motor operando na razão estequiométrica de combustível (Lambda = 1)
4. Temperatura do Catalisador inferior a 900°C;
5. Nenhuma ocorrência de detonação detectada pelo sistema de áudio (acelerômetros conectados próximos ao sensor de detonação ligado a autôfalantes) e pelo monitoramento do gráfico da pressão de combustão ao longo dos ciclos de combustão no *software* IndiCom.
6. Uma única injeção de combustível apenas na admissão (carga homogênea)

As etapas de calibração foram executadas na seguinte ordem:

1. Partida e aquecimento do motor até a temperatura de trabalho de 90°C;
2. Ajustar a condição de carga e rotação;
3. Ajustar o fator lambda pra 1,0;
4. Ajustar o CVVT para a posição totalmente atrasado;
5. Ajustar todos os parâmetros de controle do motor, mantendo a mesma carga e rotação, visando atingir a maior eficiência de conversão de combustível.
6. Salvar o arquivo com o nome: (RPM-CARGA-CVCP);
7. Ajustar a posição do CVCP de totalmente atrasado para totalmente adiantado, em intervalos de 10°, a pressão de sobrealimentação ou a abertura da válvula borboleta para manutenção da carga e para cada ajuste repetir os procedimentos 5 e 6.

3.7. Definição das Condições de Carga e Rotação para o Estudo dos Parâmetros de Combustão

A calibração base realizada previamente por (Silva, 2017), forneceu os valores de eficiência de conversão de combustível para a faixa de rotação de 1500 rpm à 3500 rpm e para as cargas de 4 bar à 14 bar de PMEI. Com base nestes

valores de eficiência, foram escolhidos, para análise da combustão, o ponto de 2500 rpm e 8 bar de PMEI e o ponto de 3500 rpm e 6 bar de PMEI por terem apresentado a maior e a menor eficiência de conversão de combustível, respectivamente. Em ambos os pontos foram verificadas as posições 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60° de CVCP.

Em adição, com o objetivo de avaliar a combustão de uma mistura estratificada, é proposto analisar a combustão na condição de 2500 rpm e 18 bar de PMEI (sobrealimentado), para as misturas homogênea e estratificada, ambas com CVCP de 30°.

3.8. Metodologia para Análise dos Parâmetros de Combustão

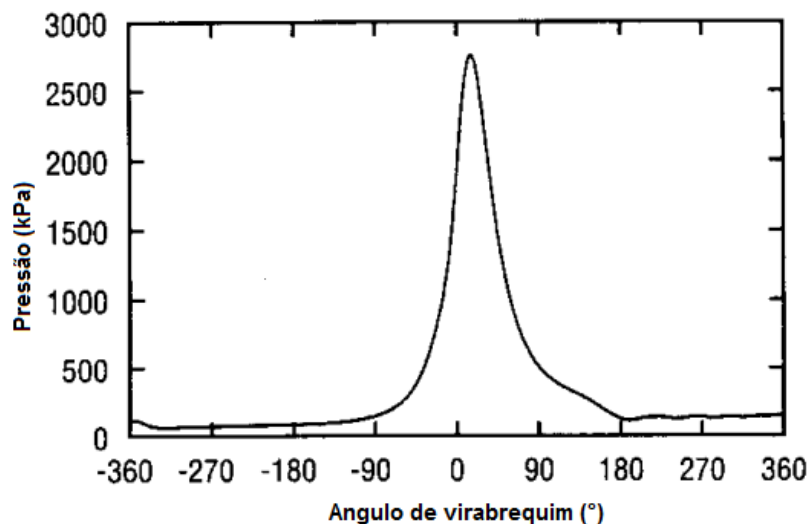
Analisar a combustão apenas com os dados extraídos do dinamômetro pode ser um processo demorado e oneroso, pois depende da tentativa e do erro para propor melhorias e solução de problemas para um motor em desenvolvimento. Neste caso o motor é considerado uma caixa preta, onde entra ar e combustível e sai torque e potência. A análise dos parâmetros de combustão proposta neste trabalho é advinda do sinal do sensor de pressão instalado no interior do cilindro, conforme detalhado na instrumentação do motor. Para se obter maior exatidão nos dados obtidos, consideram-se 200 ciclos de combustão para cada condição analisada. Dentro do *software* IndiCom foi inserida a calibração do sensor de alta resolução possibilitando a conversão do sinal lido em sinal de pressão.

Para cada ponto definido anteriormente, são apresentados os resultados de pressão média efetiva indicada (PMEI), consumo específico de combustível indicado (do inglês *Indicated specific fuel consumption* - ISFC) e da eficiência de conversão de combustível (η_{cc}). Para estes pontos, é proposta uma metodologia de análise dos parâmetros de combustão do motor ETDI baseada na seguinte sequência de avaliações, enumeradas de 1 a 4:

1. – Diagrama de pressão de combustão por ângulo de virabrequim durante um ciclo completo do motor.

Trata-se do valor de pressão medido na câmara de combustão durante os quatro tempos do motor, como mostrado na Figura 48. O sinal gerado pelo sensor deve ser correlacionado com referências que possibilitam determinar um valor de *offset* para as curvas de pressão. A curva de pressão no cilindro, neste trabalho, foi deslocada tendo o sinal da pressão no coletor de admissão como referência, assim, estabeleceu-se que o valor da pressão dentro do cilindro era igual ao valor da pressão no coletor de admissão quando o pistão atinge o PMI.

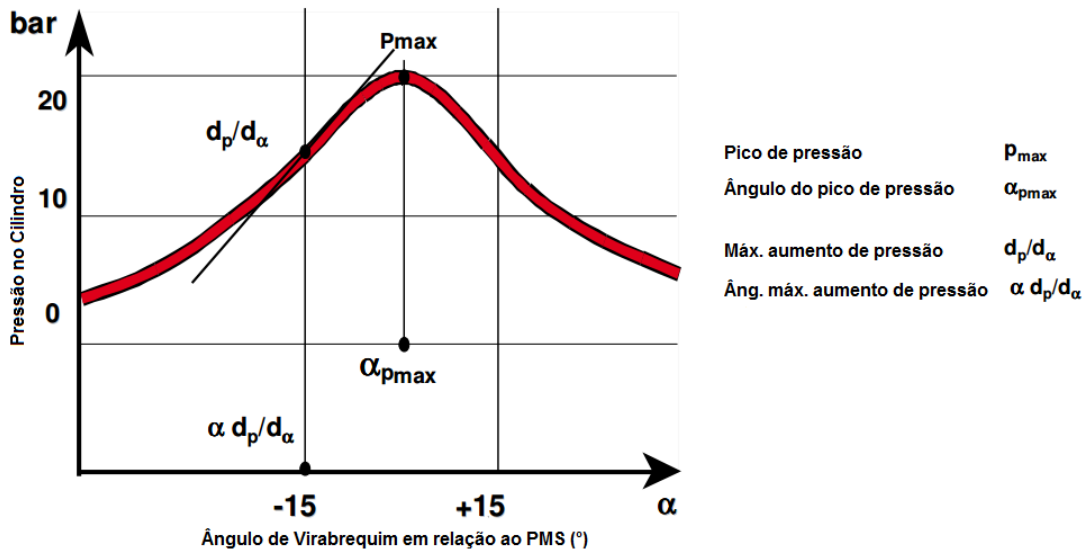
Figura 48 – Diagrama de pressão de combustão por ângulo de virabrequim



Fonte: (Randolph, 1994)

O diagrama de pressão de combustão por ângulo de virabrequim fornece informações importantes como o valor máximo de pressão de combustão ocorrido dentro da câmara de combustão e quando ele ocorre. Pode se observar a mudança na inclinação da curva de pressão, indicando aumento expressivo da pressão, como exemplificado na Figura 49. Também é possível identificar possíveis anomalias de combustão como detonações ou pré-ignição.

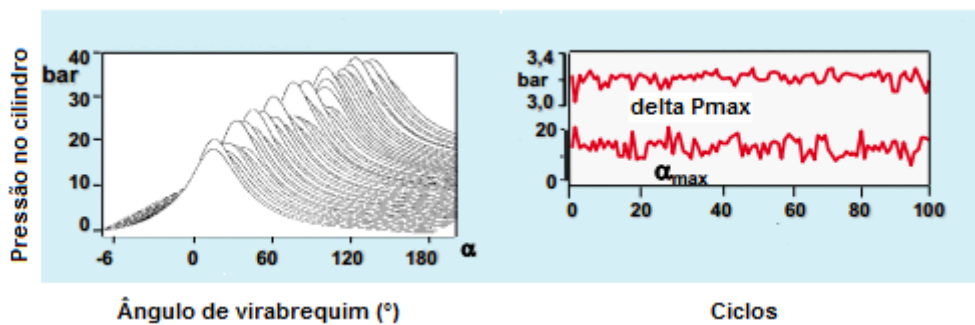
Figura 49 – Análise do diagrama de pressão de combustão por ângulo de virabrequim



Fonte: próprio autor

Ferramentas estatísticas podem ser usadas para identificar as variações cíclicas de todas as variáveis mencionadas acima, como ilustrado na Figura 50.

Figura 50 – Análise das variações cíclicas do diagrama de pressão de combustão por ângulo de virabrequim

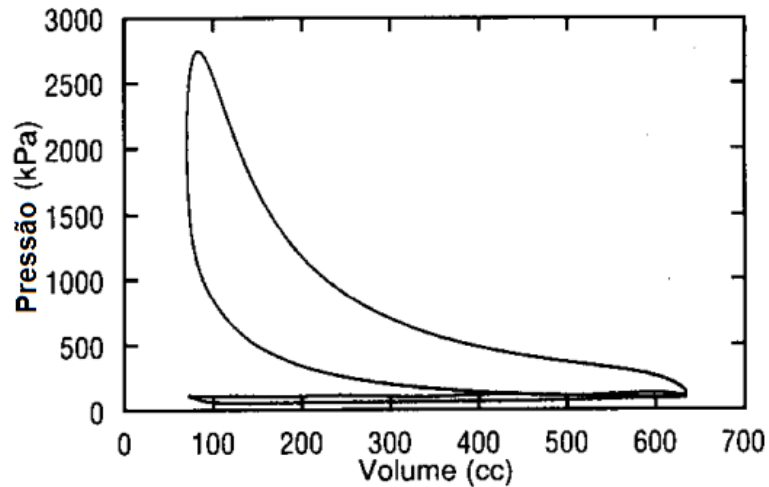


Fonte: próprio autor

2. Diagrama PV

O diagrama PV fornece, ciclo a ciclo, os valores indicados relacionados ao trabalho realizado, trabalho de bombeamento e pressão máxima no ciclo, como mostrado na Figura 51.

Figura 51 – Diagrama PV de um ciclo motor



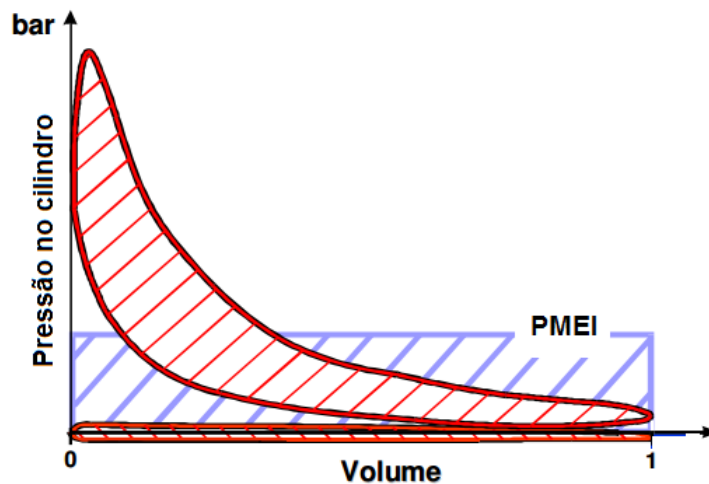
Fonte: (Randolph, 1994)

O *software* IndiCom calcula a pressão média efetiva indicada, PMEI, em função da pressão medida dentro do cilindro, conforme a Equação 28:

$$PMEI = \frac{1}{V_d} * \int_{-360}^{+360} p * dV \quad (28)$$

Onde p representa a pressão dentro do cilindro e dV representa a variação do volume dentro do cilindro. A PMEI é identificada graficamente pela área do retângulo compreendido por ela e o curso do pistão no diagrama PV, correspondente ao trabalho líquido produzido no ciclo, como mostrado na Figura 52:

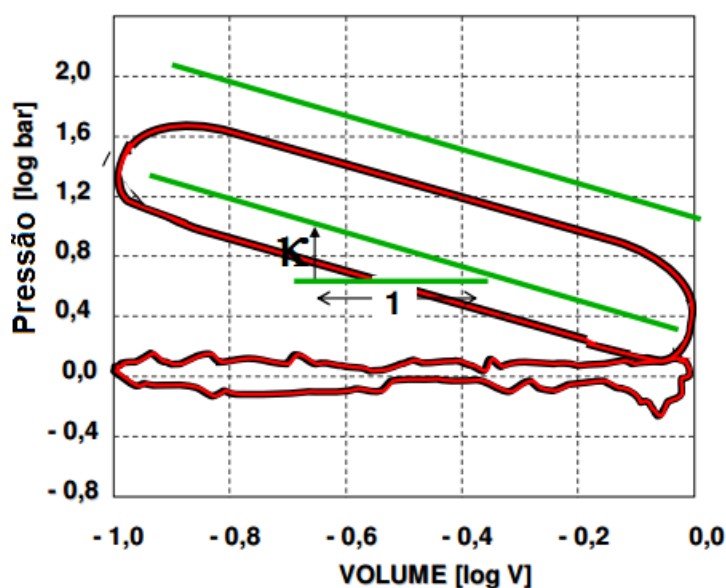
Figura 52 – Representação do diagrama PV de um ciclo motor e PMEI



Fonte: próprio autor

No diagrama Log de PV, que é a representação logarítmica do diagrama PV, os tempos relativos à compressão e expansão são representados por duas retas, com inclinações iguais ao coeficiente politrópico do gás na câmara de combustão. O diagrama log de PV, exemplificado na Figura 53, expande a área compreendida entre a admissão e a exaustão, permitindo assim visualizar com mais precisão o trabalho relativo ao bombeamento além de avaliar a qualidade dos dados provenientes da medição da pressão de combustão.

Figura 53 – Representação do diagrama Log PV de um ciclo motor



Fonte: Próprio autor

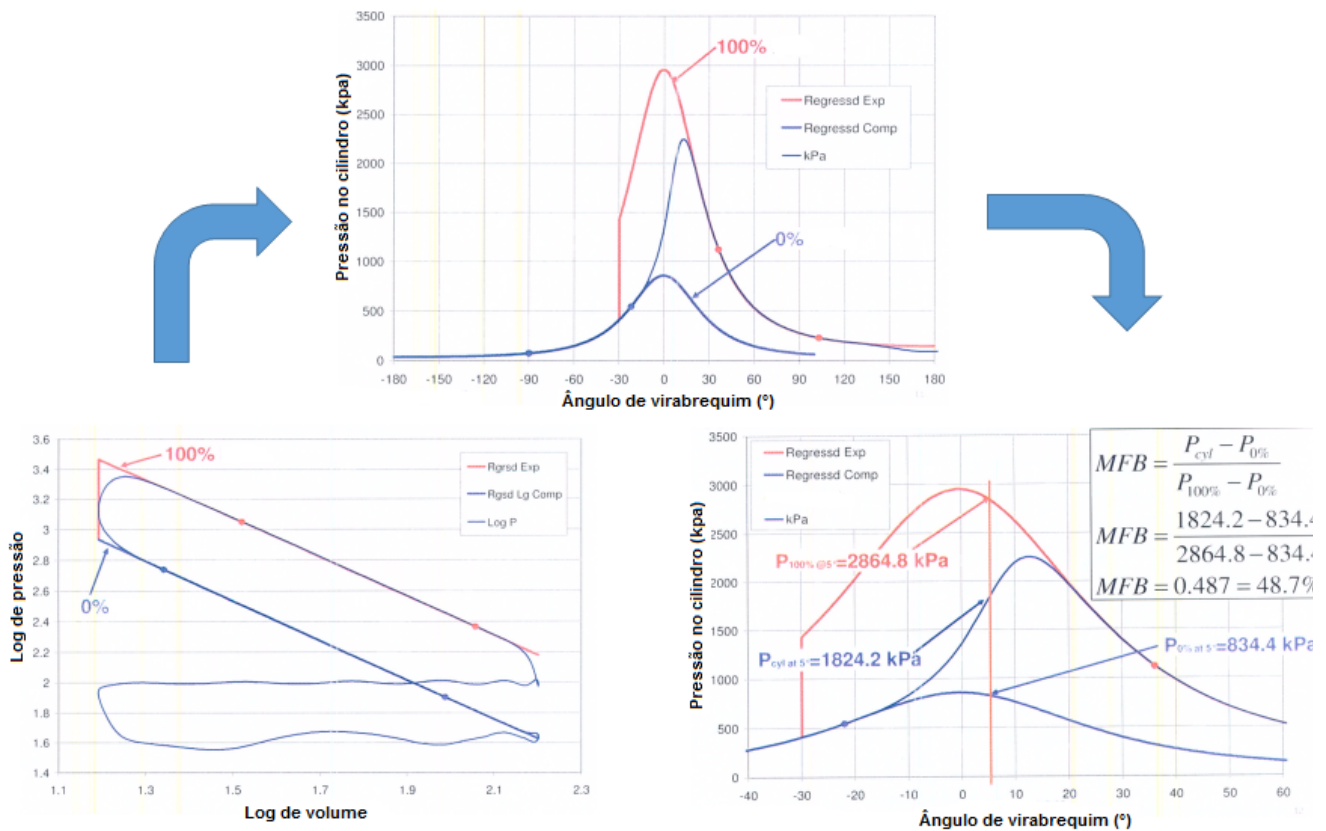
3. Perfil da fração mássica queimada – MFB

O diagrama log de PV define aproximadamente o instante em que ocorre o início e o final combustão, porém não fornece o perfil da fração mássica queimada MFB, do inglês *Mass Fraction Burned*. Uma técnica para se estimar a MFB baseia-se na teoria de que durante um determinado intervalo angular de rotação do virabrequim, a variação de pressão dentro do cilindro é considerada como a somatória do aumento de pressão devido à combustão e do aumento de pressão devido à variação de volume. Considerando que a massa da mistura ar e combustível queimada é proporcional ao aumento de pressão devido à combustão, a MFB para um determinado momento na combustão pode ser estimado pela Equação

29, (Heywood, 1988). A Figura 54 exemplifica o uso desta técnica para estimar a MFB no instante 5° DPMS.

$$\frac{MFB}{MFB\ total} = \frac{\Delta p_{real}}{\Delta p_{teórica}} \quad (29)$$

Figura 54 – Ilustração da técnica de estimativa da MFB



Fonte: próprio autor

4. Taxa de calor liberado e duração da combustão

É mais apropriado considerar que o aumento de pressão no processo da combustão é proporcional à quantidade de energia liberada do combustível queimado e não da massa de mistura queimada. Por esse motivo, a técnica de estimativa da MFB mostrada anteriormente contém inúmeras aproximações e simplificações, o que a torna imprópria para uma análise de combustão mais criteriosa além de não levar em conta a transferência de calor e possíveis vazamentos no processo da combustão. No *software* IndiCom é possível calcular o

calor liberado durante a combustão a partir da Equação 30, baseada na primeira lei da termodinâmica e considera o modelo da câmara de combustão como sendo de uma zona (Heywood, 1988).

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma(\theta)}{\gamma(\theta) - 1} * p(\theta) * \frac{dV}{d(\theta)} + \frac{1}{\gamma(\theta) - 1} * V(\theta) * \frac{dp}{d\theta} \quad (30)$$

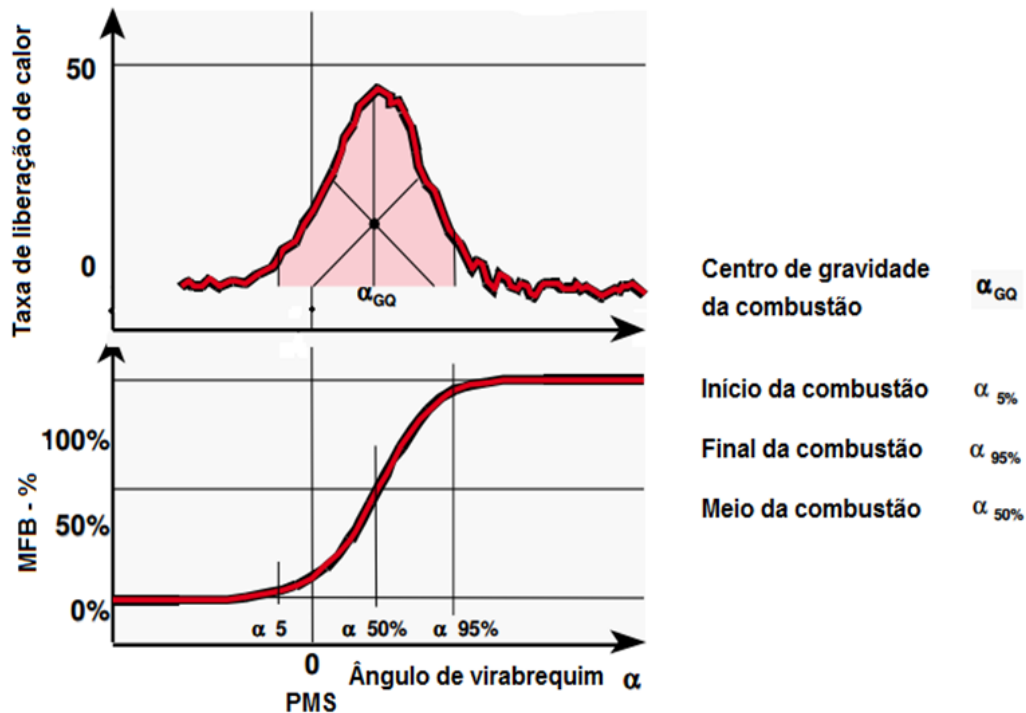
Onde $Q(\theta)$ representa o calor liberado, $\gamma(\theta)$ representa o coeficiente politrópico dado pela razão entre o calor específico a pressão constante, c_p , e o calor específico a volume constante c_v , e $V(\theta)$ e $p(\theta)$ representam o volume deslocado e a pressão no cilindro em função da posição angular do virabrequim, respectivamente. Trata-se do calor liberado aparente, que é o resultado da diferença entre o calor total produzido no processo de combustão e o calor cedido para as paredes e para o fluido de arrefecimento do motor.

A partir do valor do calor liberado aparente, é possível calcular a MFB utilizando a Equação 31:

$$MFB_{(\theta)} = \frac{Q_{(\theta)}}{Q_{total}} \quad (31)$$

Integrando a taxa de liberação de calor na janela de -60° aPMS a 90° dPMS (referente ao PMS compressão), tem-se o calor total líquido aparente liberado pelo processo de combustão, ou seja, a energia que realmente alterou a pressão e temperatura média do gás no interior do cilindro. A Figura 55 ilustra uma curva da taxa de liberação de calor ao longo de um ciclo de combustão e o perfil da MFB, que representa a duração da combustão. Nele é possível identificar o início, o meio, o centro de gravidade e o final da combustão.

Figura 55 – Representação da curva de liberação de calor e do perfil da curva de MFB para um ciclo de combustão.



Fonte: próprio autor

Os valores de MFB para determinados períodos da combustão permitem avaliar o comportamento e a qualidade do processo como um todo. O período de MFB compreendido entre 0 e 10% é dominado pela formação do *Kernel* (núcleo do início da combustão) e neste processo, a combustão é afetada pela relação ar-combustível, pelo índice de diluição da mistura por gases residuais e pela estrutura de fluxo nas vizinhanças da vela de ignição. O período do processo de combustão posterior ao MFB 90% é pouco relevante devido à desaceleração da combustão em regiões próximas as paredes do cilindro. A aproximação da frente de chama das paredes do cilindro provoca uma significativa redução da sua temperatura e consequentemente da velocidade de combustão.

Segundo (Ayala *et al.*, 2006), se o período compreendido entre MFB 10% e MFB 90% tiver duração próximo de 30° CA, a combustão estará na condição de eficiência máxima de conversão de combustível. Portanto, a parte da combustão relativa aos 10-90% de fração mássica queimada é a mais dominante na eficiência de conversão de combustível, justificada pelo fato de que 80% do combustível total do ciclo é queimado neste intervalo. Os períodos do início até a metade da

combustão e da metade até o final da combustão, chamados de MFB 10-50% e MFB 50-90% respectivamente, indicam o equilíbrio do processo de combustão. Os valores de MFB 10-50% e MFB 50-90% devem ser os mais próximos possíveis para maximização do aproveitamento do calor liberado pelo processo de combustão.

No *software* Indicom estão disponíveis alguns modelos para o cálculo do calor liberado e demais cálculos termodinâmicos. São eles: *thermodynamics1*, *thermodynamics1_A*, *thermodynamics2* e *thermodynamics2Mass*. O modelo *thermodynamics1* estabelece valores fixos para o coeficiente politrópico durante a compressão e expansão, sendo 1,32 para motores a gasolina, 1,35 para motores de injeção direta de gasolina e 1,37 para motores Diesel. Considerando que o gás queimado possui menor valor de coeficiente politrópico que o gás não queimado, o modelo *thermodynamics1_A* distingue o valor do coeficiente politrópico entre a compressão e a expansão. Essa distinção elimina a tendência de aumento da curva de liberação de calor acumulada após o final da combustão, o que pode levar a uma determinação imprecisa, especificamente do MFB 90%. Os valores dos coeficientes politrópico são dispostos na Tabela 9:

Tabela 9 – Coeficiente Politrópico do modelo *thermodynamics1_A*

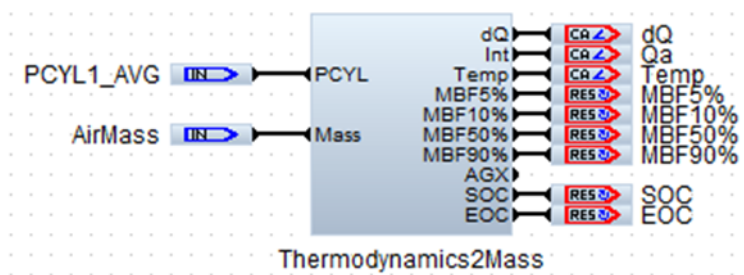
	Gasolina	Gasolina DI	Diesel
Compressão	1,32	1,35	1,37
Expansão	1,27	1,30	1,30

Fonte: próprio autor

O modelo termodinâmico *thermodynamics2* difere do modelo anterior por determinar que o valor da pressão no cilindro seja igual ao valor da pressão no coletor quando o pistão está em PMI antes da compressão (-180° CA) e por considerar o coeficiente politrópico variável ao longo da compressão e da expansão. Por fim, o modelo *thermodynamics2Mass*, escolhido para os cálculos termodinâmicos deste trabalho, utiliza além da pressão medida no cilindro, a massa de ar (mensurado pelo sensor de vazão mássica) como dado de entrada para se obter MFB 5%, MFB 10%, MFB 50%, MFB 90%, AGX (centro de gravidade da combustão), SOC como início da combustão e EOC como final da combustão. Neste modelo, o início da combustão é referenciado pelo primeiro valor positivo na curva

de liberação de calor após a ignição e o final da combustão é referenciado pela primeira passagem da curva de liberação de calor pelo zero, porém, contabilizada por mais 3°do ângulo do eixo virabrequim. O modelo *thermodynamics2Mass*, representado na Figura 56, foi escolhido por ser mais adequado e preciso para análise proposta dos parâmetros de combustão (Avl, 2012).

Figura 56 – Modelo matemático *Thermodynamics2Mass* do IndiCom



Fonte: (AVL, 2012)

3.9. Considerações Finais sobre a Metodologia

Neste capítulo está descrita a metodologia para análise experimental da combustão no motor ETDI. Os sistemas de Injeção direta, o CVCP e o turbocompressor são detalhados por serem os conteúdos de maior relevância no motor. A instrumentação necessária para a realização do teste experimental é dividida em três grupos, para sua melhor compreensão, possibilitando outros pesquisadores realizarem o experimento nas mesmas condições. Por fim, são indicados os passos da análise da combustão a partir de informações obtidas do sinal de pressão dentro da câmara de combustão. Os resultados dos testes nas condições de carga e rotação escolhidas, juntamente com suas análises são apresentados no próximo capítulo.

4. RESULTADOS E ANÁLISE

Neste Capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos a partir da metodologia adotada. Estes resultados são dispostos em duas partes: a primeira consiste na análise da combustão dos pontos 3500 rpm à 6 bar de PMEI e 2500 rpm à 8 bar de PMEI, para as posições 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60° de CVCP. Conforme mostrado previamente na Figura 26, a posição do CVCP de 0° indica a abertura da válvula de admissão 15° dPMS, podendo ser adiantada até a posição de CVCP 60° indicando sua abertura em 45° aPMS. A segunda parte trata da análise da combustão do ponto 2500 rpm à 18 bar de PMEI, para as misturas homogênea e estratificada, ambas com CVCP de 30°. A Tabela 6 contém as incertezas máximas de medição expandidas dos parâmetros indicados medidos.

4.1. Análise da Combustão dos Pontos que Apresentaram a Menor e a Maior Eficiência de Conversão de Combustível.

De acordo com um trabalho de calibração base realizado por (Silva, 2017), os pontos de menor (3500 rpm e 6bar de PMEI) e maior eficiência de conversão de combustível (2500 rpm e 8bar de PMEI) foram escolhidos para depuração dos dados de combustão, variando a posição do CVCP de 0° a 60°, em intervalos de 10° em 10°. Em ambos os pontos, o motor opera naturalmente aspirado em e a mistura ar-combustível é mantida estequiométrica.

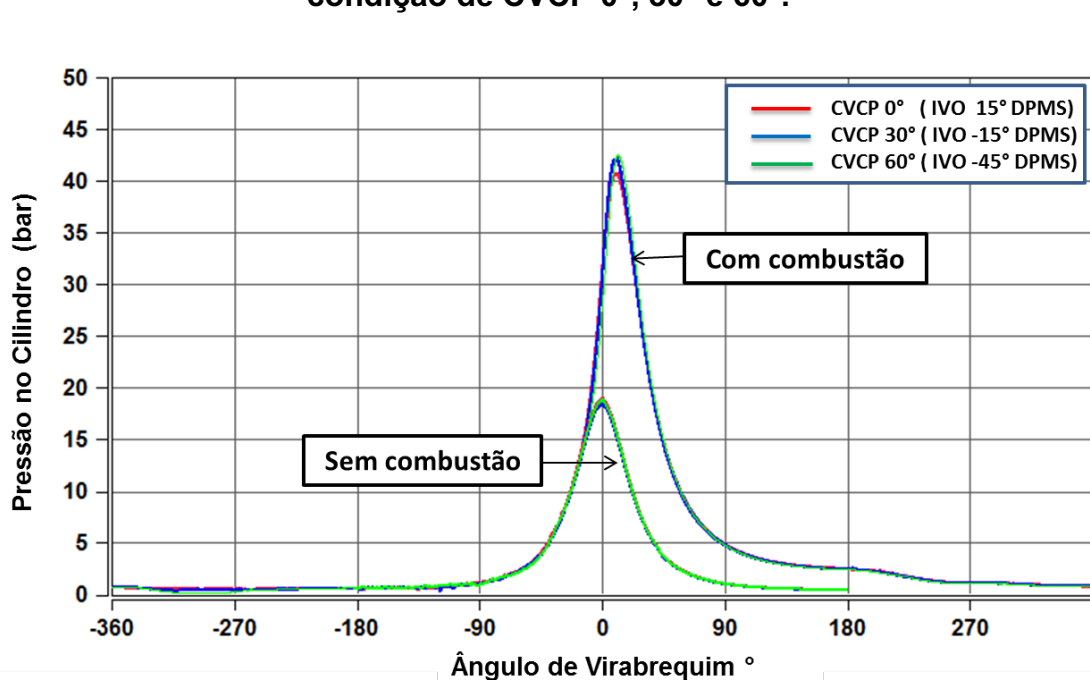
4.1.1. Condição de 3500 rpm e 6bar de PMEI – Menor eficiência de conversão de combustível.

Com o objetivo de avaliar a integridade do motor e do sinal de pressão dentro da câmara, a curva da pressão de combustão ao longo dos 720° de rotação do virabrequim é mostrada na Figura 57. Para garantir melhor visibilidade, o gráfico contém apenas as curvas referentes às condições de CVCP 0°, 30 e 60°. Não são evidenciadas oscilações de pressões características de impacto anormal de abertura ou fechamento de válvulas, ocasionadas por *jerk* (derivada da aceleração no momento do contato da válvula com a sede de válvula). Nenhuma das curvas apresenta sinais de pré-ignição ou detonação ou sinal de interferência

eletromagnética proveniente de componentes que contenham solenoides, como bobinas de ignição.

As curvas sem combustão não apresentam variações de pressões associadas a vazamentos entre válvulas e sedes de válvulas ou através dos anéis de segmento dos pistões, garantindo assim a vedação dentro da câmara de combustão. As curvas com combustão indicam que a condição com CVCP de 0° apresenta o menor pico de pressão entre a média das curvas, quando comparado com 30° e 60°, para uma mesma PMEI.

Figura 57 – Pressão média de combustão por ângulo de virabrequim para a condição de CVCP 0°, 30° e 60°.

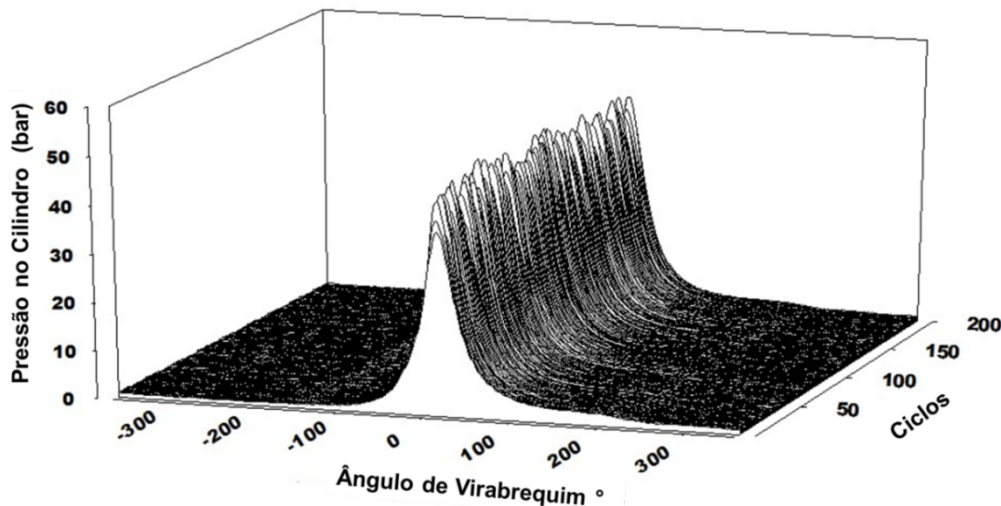


Fonte: Próprio autor.

Como cada aquisição contém 200 ciclos completos de combustão, é necessário avaliar a amostra de curvas de pressão e verificar a variação apresentada entre elas, como pode ser visualizado na Figura 58 para a condição de CVCP 0°. Segundo (Ozdor *et al.*, 1994), a variação da pressão máxima, mostrada na Figura 59 e Figura 60, não deve ser utilizada como parâmetro para avaliar a qualidade dos dados. Para tal, deve ser analisado o CoV do PMEI, que é o desvio padrão da PMEI dividido pela média do PMEI. Conforme disposto na seção 3.2, o

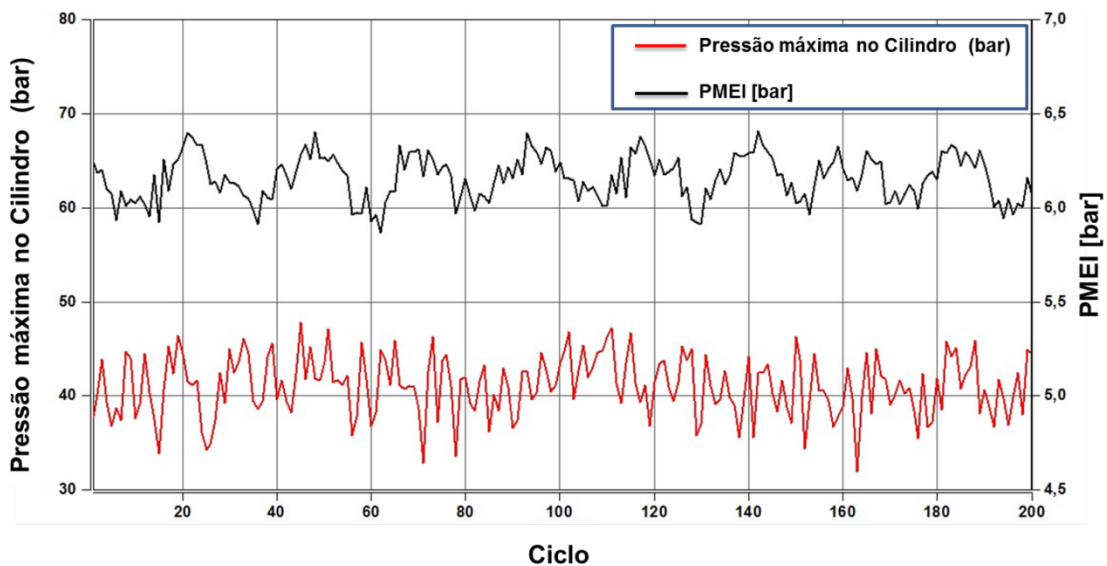
CoV do PMEI não deve ultrapassar o valor de 3,5%, estabelecido como limite de instabilidade aceitável.

Figura 58 – Os 200 ciclos completos de combustão por ângulo de virabrequim para a condição de VVT 0°.



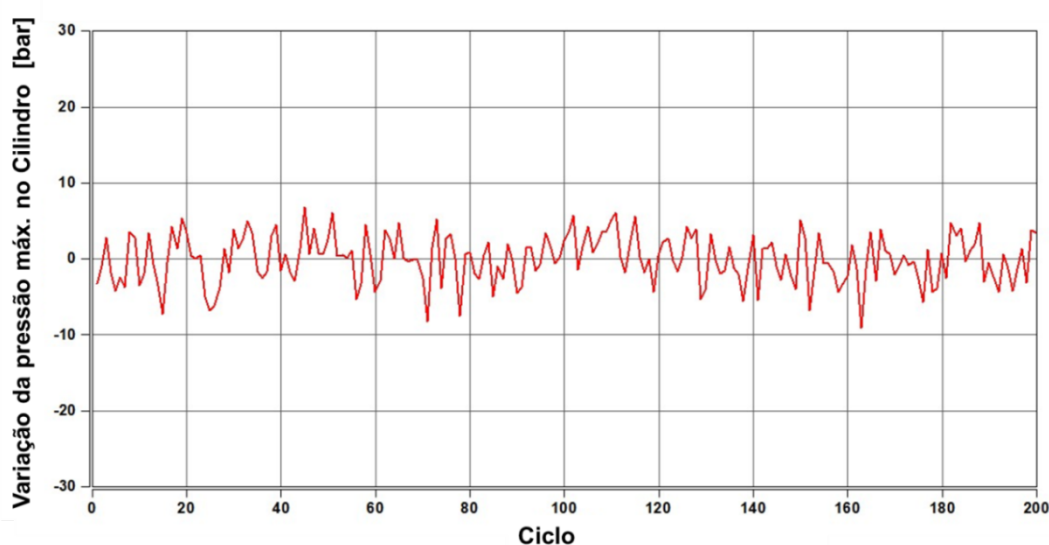
Fonte: Próprio autor.

Figura 59 – Pressão máxima no cilindro e PMEI (bar) para os 200 ciclos de combustão na condição de CVCP 0°.



Fonte: Próprio autor.

Figura 60 – Variação da pressão máxima no cilindro para os 200 ciclos de combustão na condição de CVCP 0°.

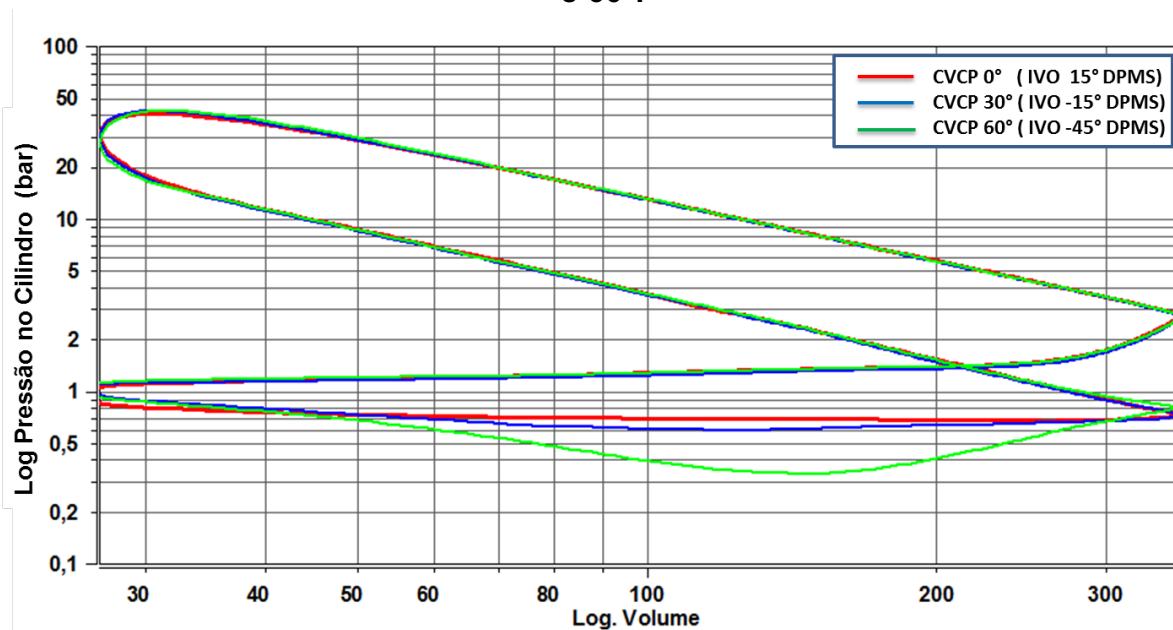


Fonte: Próprio autor.

A Figura 61 apresenta o gráfico logarítmico de pressão versus logarítmico de volume que permite visualizar a integridade do sinal de pressão através do paralelismo entre os trechos de reta correspondentes a compressão e a expansão e da uniformidade da curva representativa da combustão, na região próxima ao PMS de compressão. As curvas apresentam adequada resolução e ausência de ruídos referentes à vibração anormal ou interferência eletromagnética. Não são identificadas oscilações de pressão características de anomalia de combustão, em consonância com resultado da análise da curva de pressão da Figura 57.

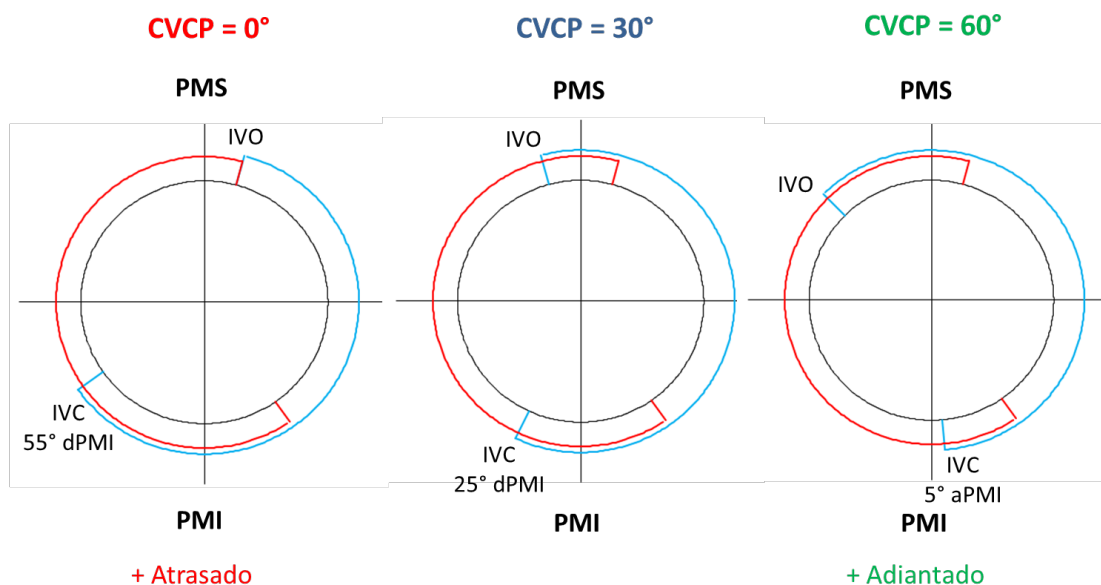
O Log de PV permite visualizar com mais precisão o trabalho relativo ao bombeamento, compreendido entre os trechos da curva relativos à admissão e exaustão. Fica evidente que o motor na condição de CVCP 60° (maior cruzamento de válvulas) apresenta maior perda por bombeamento quando comparado com o CVCP 0° (nenhum cruzamento de válvulas). Esta maior perda por bombeamento é justificada pelo fechamento adiantado da válvula de aspiração para a condição de CVCP 60°. Para esta condição, o fechamento válvula de aspiração ocorre a 5° CA antes do pistão chegar em PMI no final da admissão, como mostrado na Figura 62, gerando depressão dentro do cilindro e maior bombeamento.

Figura 61 – Log de Pressão X Log de Volume para a condição de CVCP 0°, 30° e 60°.



Fonte: Próprio autor.

Figura 62 – Ilustração do diagrama de válvulas para a condição de CVCP 0°, 30° e 60°.

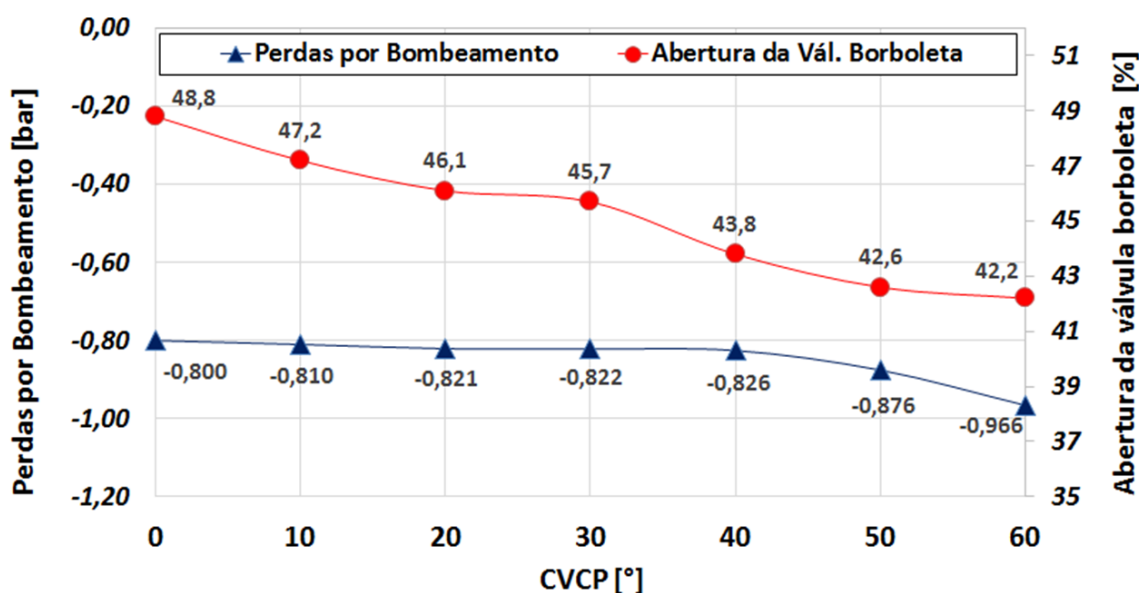


Fonte: Próprio autor.

Com o objetivo de gerar EGR interna a partir da retenção dos gases de exaustão na câmara de combustão, o CVCP deve ser atrasado, retardando a abertura da válvula de aspiração – posto que o fechamento de válvula de exaustão só ocorre após 15° dPMS. Desta forma, é possível abrir gradualmente a válvula

borboleta para recuperação da carga do motor, perdida por altos níveis de diluição da mistura ar-combustível com o gás inerte. Consecutivamente, o trabalho de bombeamento do motor é reduzido, como pode ser observado na Figura 63. Esta técnica é chamada de *de-throttling* e é muito utilizada na calibração de motores em baixa carga para redução de consumo de combustível. Nota-se que pressão média de bombeamento é reduzida na medida em que se aumenta a abertura da válvula borboleta ao atrasar a abertura da válvula de aspiração (retardo do CVCP).

Figura 63 – Perdas por bombeamento e abertura da válvula borboleta para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.



Fonte: Próprio autor.

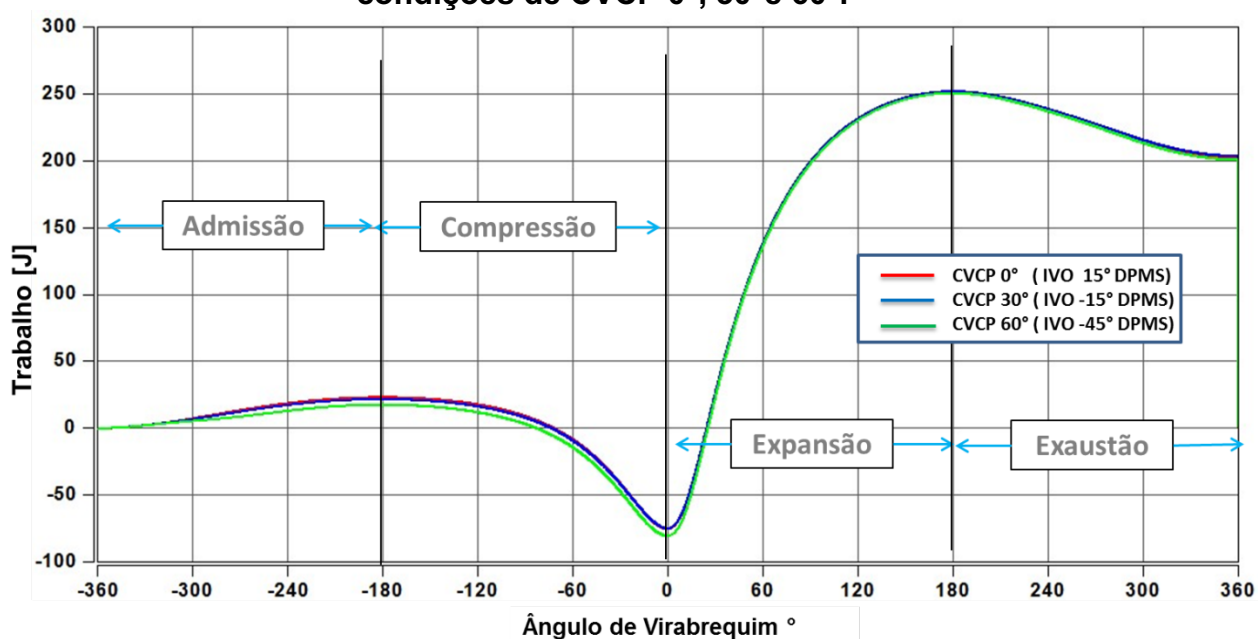
Os valores referentes aos trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de CVCP 0°, 30° e 60° são mostrados na Tabela 10. Apesar de gerar um trabalho de expansão maior, a condição de CVCP 60° apresenta o menor trabalho total líquido na somatória dos tempos de um ciclo completo de combustão, como pode ser observado na Figura 64. Novamente observando o diagrama de válvulas da Figura 62 e o gráfico da Figura 64, é possível observar que o trabalho de compressão para a condição de CVCP 60° é maior que o das outras condições de CVCP, pois o pistão move-se do PMI para o PMS com a válvula de admissão totalmente fechada.

Tabela 10 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de CVCP 0°, 30° e 60°.

CVCP [°]	Trabalho por ciclo [J]				Trabalho Total Líquido
	Admissão	Compressão	Expansão	Exaustão	
0	23,20	-98,43	328,00	-49,81	202,96
30	21,80	-96,55	326,70	-48,26	203,69
60	17,68	-97,98	330,90	-49,65	200,95

Fonte: próprio autor

Figura 64 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de CVCP 0°, 30° e 60°.



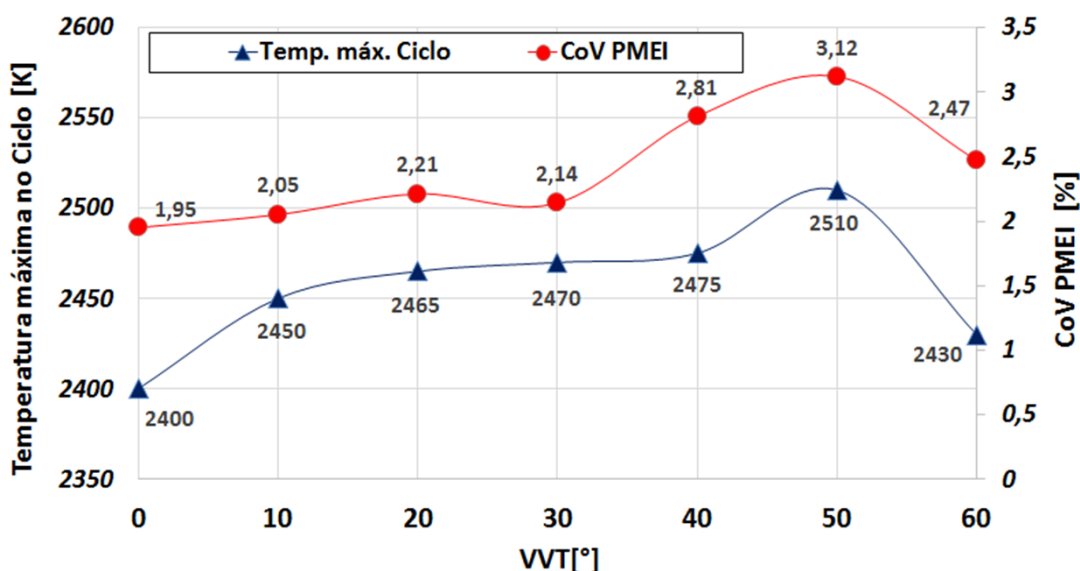
Fonte: Próprio autor.

Por se tratar da utilização da EGR interna, uma estimativa do nível de diluição da mistura ar-combustível pode ser realizada através de parâmetros de desempenho do motor que caracterizam a presença de diluição por gases queimados. Segundo (Ozдор et al.,1994) e (Silva, 2017), a CoV% da PMEI e a temperatura de pico atingida pelos gases dentro da câmara de combustão, são dois dos principais parâmetros capazes de indicar a presença de gases de exaustão recirculados. O aumento dos níveis de diluição da mistura ar-combustível reduz o gradiente de temperatura dentro da câmara de combustão, resultando em um processo de combustão mais estável, com menores CoV% de PMEI, e em uma redução da temperatura de pico atingida pelos gases dentro da câmara de combustão. Vale

ressaltar que níveis muito altos de diluição podem prejudicar a ignição da mistura ar-combustível e a consequente propagação da frente de chama.

Os resultados da variação CoV% da PMEI e da temperatura de pico dos gases atingida dentro da câmara de combustão em função da posição do CVCP, mostrados na Figura 65, apresentam os menores valores de CoV% de PMEI e de temperatura de pico para as posições de CVCP totalmente adiantado e totalmente retardado. O nível de EGR interna é função do posicionamento do CVCP e das pressões no coletor de admissão e escape. Para a rotação de 3500 rpm, devido à diferença de pressão entre a admissão e o escape, e o máximo cruzamento de válvulas proporcionado pelo CVCP totalmente adiantado (60°), ocorre um retorno dos gases de escape do coletor de exaustão para o coletor de admissão, chamado *backflow*. Consecutivamente, o ar fresco é admitido com um teor de diluição de gases de escape. Para a posição do CVCP totalmente retardado (0°), a diluição da mistura ar-combustível ocorre devido ao atraso no instante de fechamento da válvula de exaustão, que ocorre 15° dPMS, sem a existência do cruzamento de válvulas.

Figura 65 – Temperaturas máximas atingidas na câmara de combustão e CoV da PMEI para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.

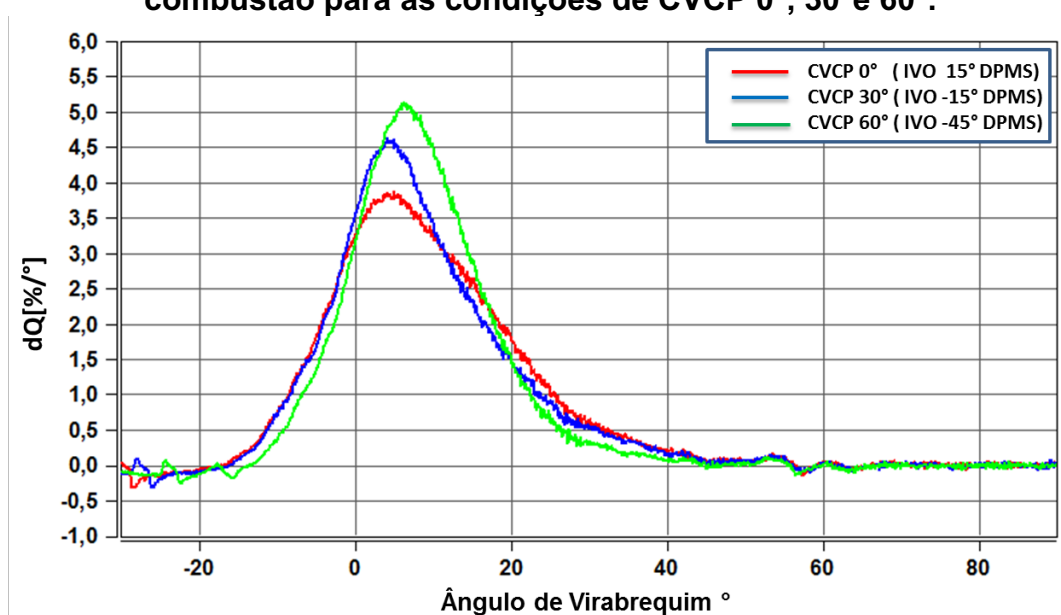


Fonte: Próprio autor.

A Figura 66 ilustra a taxa de liberação de calor durante a combustão para as condições de CVCP 0°, 30° e 60°. A curva representativa da combustão com CVCP

0° apresenta a menor taxa de liberação de calor devido à diluição por EGR interna, que reduz a quantidade de mistura fresca admitida. Era esperado que a taxa de liberação de calor da combustão com CVCP 60° apresentasse a mesma tendência, porém, não ocorreu. A explicação pode estar relacionada ao estreitamento da base da curva de liberação de calor para esta condição, sugerindo uma combustão mais rápida.

Figura 66 – Taxa de liberação de calor ao longo do ciclo completo de combustão para as condições de CVCP 0°, 30° e 60°.



Fonte: Próprio autor.

Segundo (Ayala *et al.*, 2006), se o período compreendido entre MFB 10% e MFB 90% tiver duração próxima de 30° CA, a combustão estará na condição de máxima eficiência de conversão de combustível. Portanto, a parte da combustão relativa aos 10-90% de fração mássica queimada é a mais dominante na eficiência de conversão de combustível, justificada pelo fato de que 80% do combustível total do ciclo são queimados neste intervalo. De acordo com a Tabela 11, a condição testada com CVCP 0° é a mais próxima de 30° de MFB10-90%.

É possível afirmar que para esta carga e rotação, ao adiantar o CVCP, a combustão é acelerada, conforme mostrado na redução dos valores de MFB10-90. A contribuição do MBF50-90 é preponderante nesta redução, indicando aceleração na queima da segunda metade da combustão quando o CVCP é adiantado. Este

fenômeno explica a maior taxa de liberação de calor para a condição de CVCP 60°, visualizada na Figura 66, pois a transferência de calor para as paredes do cilindro é reduzida quando há redução na duração de MFB50-90.

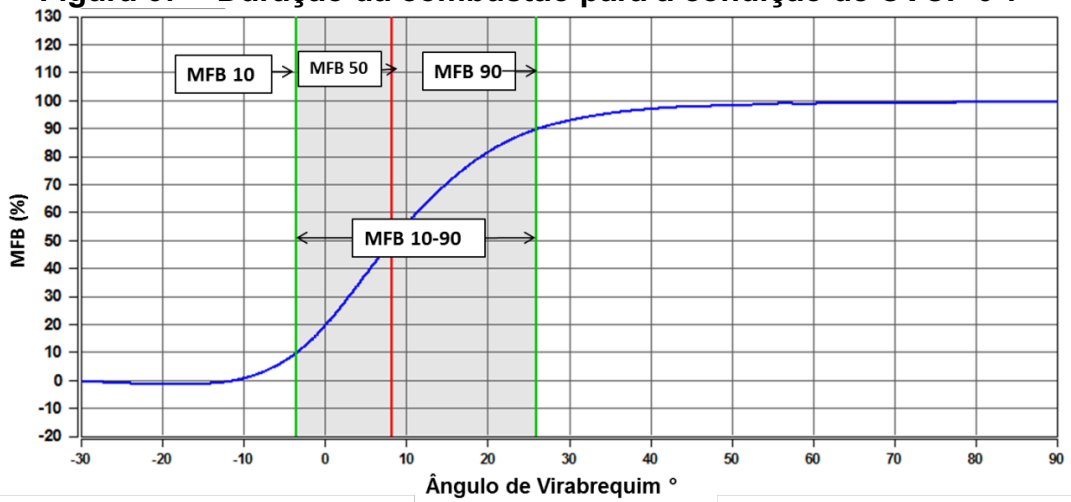
Tabela 11 – Frações mássicas queimadas para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.

CVCP [°]	Fração Mássica Queimada [°dPMS]			Duração de Queima [CA]		
	MFB10	MFB50	MFB90	MFB10-50	MFB50-90	MFB10-90
0	-3,60	8,20	25,90	11,80	17,70	29,50
10	-3,05	8,40	26,00	11,45	17,60	29,05
20	-2,25	8,50	25,35	10,75	16,85	27,60
30	-3,30	7,10	24,40	10,40	17,30	27,70
40	-2,75	7,45	23,45	10,20	16,00	26,20
50	-1,45	8,05	22,85	9,50	14,80	24,30
60	-1,45	7,95	20,55	9,40	12,60	22,00

Fonte: próprio autor

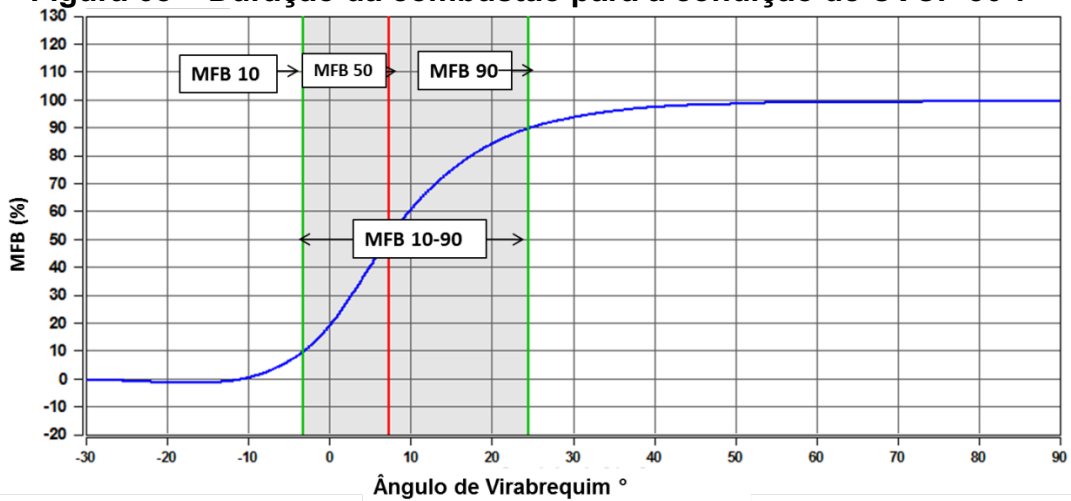
Os gráficos do perfil de queima para as condições de CVCP 0°, 30 e 60° são dispostos na Figura 67, Figura 68 e Figura 69, respectivamente. As informações contidas na Tabela 11 são indicadas nos gráficos com intuito de comparar a duração da combustão nas três condições testadas. É possível visualizar a aceleração da combustão ao se adiantar o CVCP, como observado anteriormente na análise dos dados de duração de combustão. A assimetria do posicionamento da reta vermelha que representa o MFB50 indica um deslocamento do centro de gravidade da combustão em direção à primeira metade da combustão, devido ao início de queima mais rápida em função dos altos níveis de turbulência e pela característica do sistema de injeção direta, que confere redução de MFB10-50 devido à atomização do combustível, injetado em altas pressões diretamente na câmara de combustão.

Figura 67 – Duração da combustão para a condição de CVCP 0°.



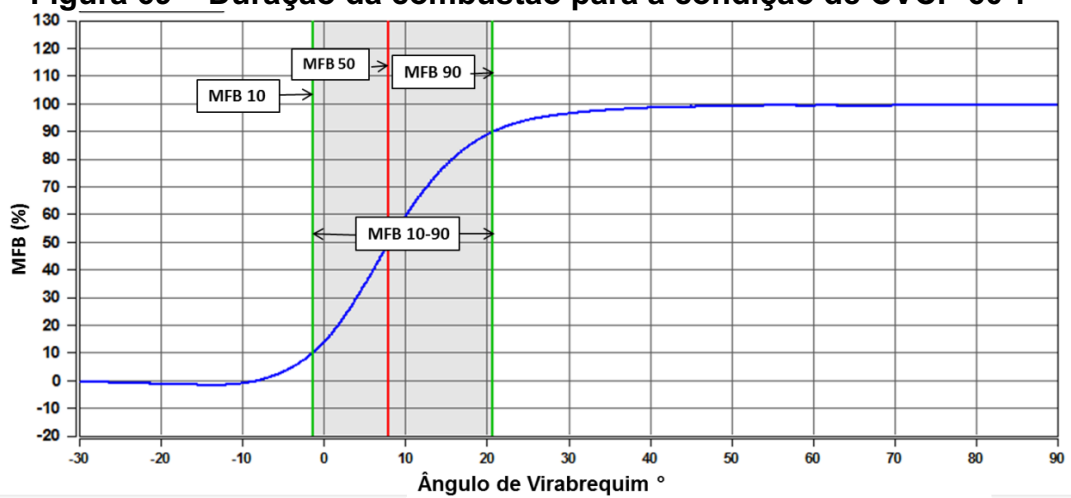
Fonte: Próprio autor.

Figura 68 – Duração da combustão para a condição de CVCP 30°.



Fonte: Próprio autor.

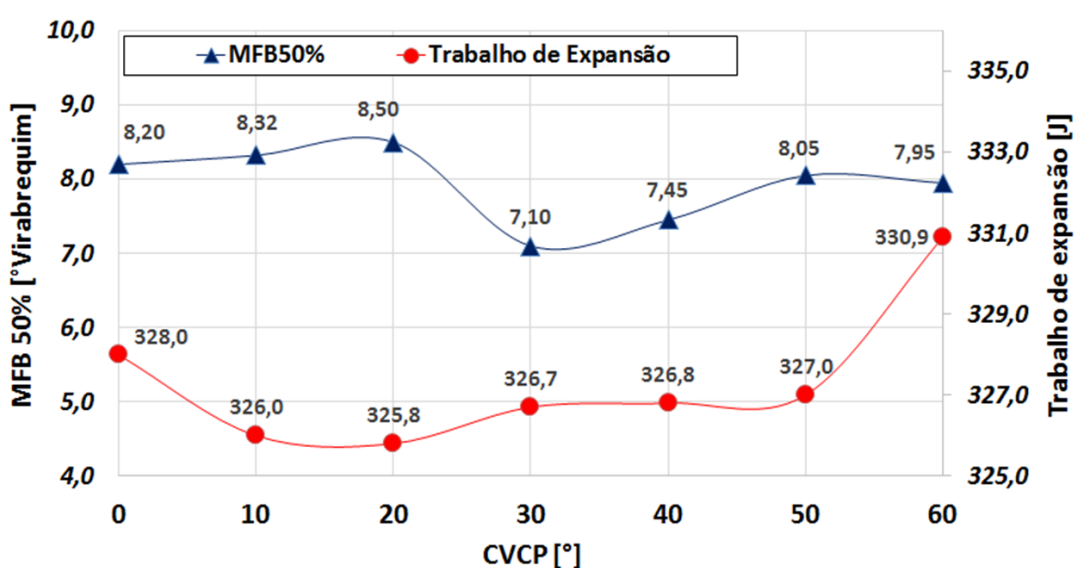
Figura 69 – Duração da combustão para a condição de CVCP 60°.



Fonte: Próprio autor.

A duração da MFB50% é um parâmetro de referência na calibração de motores, pois, segundo (Avl, 2012), quanto mais próxima for de 8° CA aPMS, maior é o trabalho de expansão resultante da combustão. O gráfico da Figura 70 mostra que, para os testes com CVCP totalmente atrasado (0°) ou totalmente adiantado (60°), o MFB50% se aproxima de 8° CA, resultando nos maiores valores de trabalho de expansão registrados.

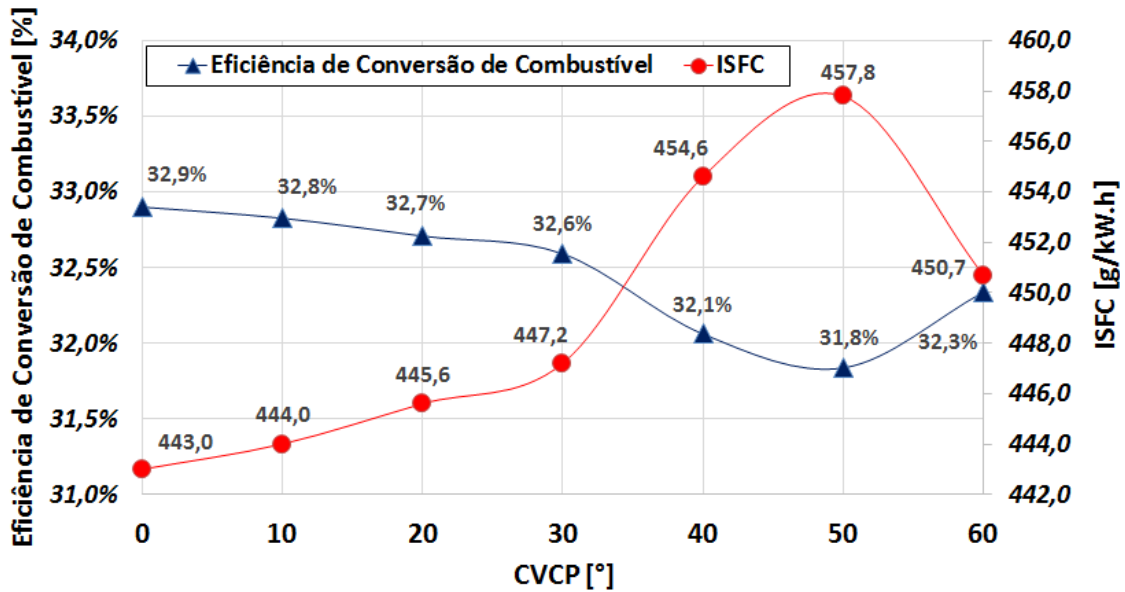
Figura 70 – MFB50% e Trabalho de expansão para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.



Fonte: Próprio autor.

O somatório da baixa variabilidade cíclica, da duração de MFB50 próximo de 8° CA, da duração do MFB10-90 próximo de 30° CA e da redução do trabalho de bombeamento devido ao CVCP totalmente atrasado, resulta no menor consumo específico de combustível, consecutivamente maior eficiência de conversão de combustível, conforme mostrado na Figura 71. O valor do PCI do etanol considerado para o cálculo da eficiência de conversão de combustível neste trabalho foi de 24760 kJ/kg e o A/F = 8,36.

Figura 71 – Eficiência de conversão de combustível e ISFC para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.

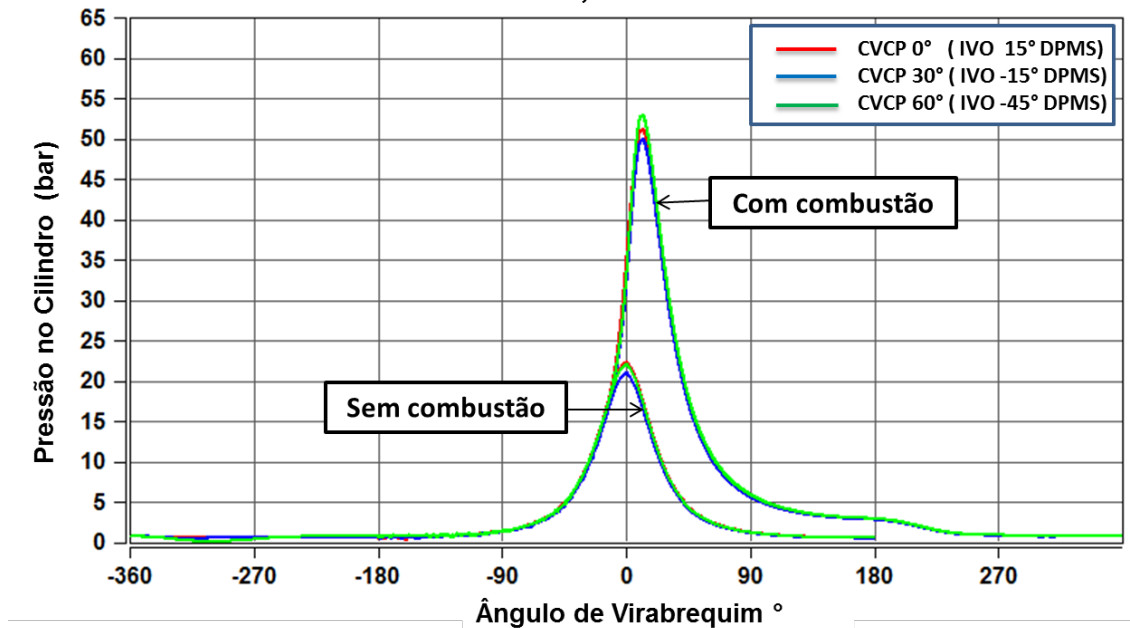


Fonte: Próprio autor.

4.1.2. Condição de 2500 rpm e 8bar de PMEI - Maior eficiência de conversão de combustível.

As curvas de pressão de combustão referentes aos testes com CVCP 0°, 30° e 60° são mostradas na Figura 72. Não são evidenciadas oscilações de pressões características de impacto anormal de abertura ou fechamento de válvulas, ocasionadas por *jerk* (derivada da aceleração no momento do contato da válvula com a sede de válvula). Nenhuma das curvas apresenta sinais de pré-ignição ou detonação ou sinal de interferência eletromagnética proveniente de componentes que contenham solenoides, como bobinas de ignição. As curvas sem combustão não apresentam variações de pressões associadas a vazamentos entre válvulas e sedes de válvulas ou através dos anéis de segmento dos pistões, garantindo assim a vedação dentro da câmara de combustão. As curvas com combustão indicam que a condição com CVCP de 30° apresenta o menor pico de pressão entre a média das curvas, quando comparado com 0° e 60°.

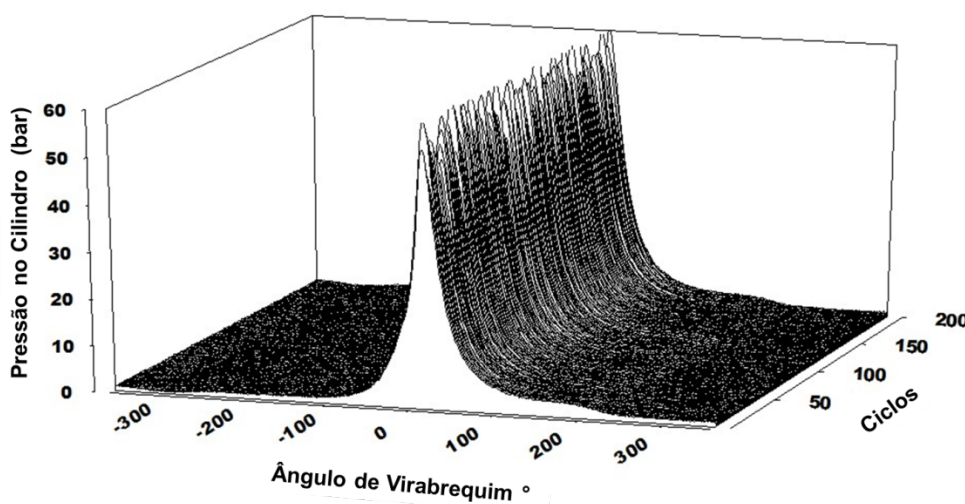
Figura 72 – Pressão de combustão por ângulo de virabrequim para a condição de CVCP 0°, 30° e 60°.



Fonte: Próprio autor.

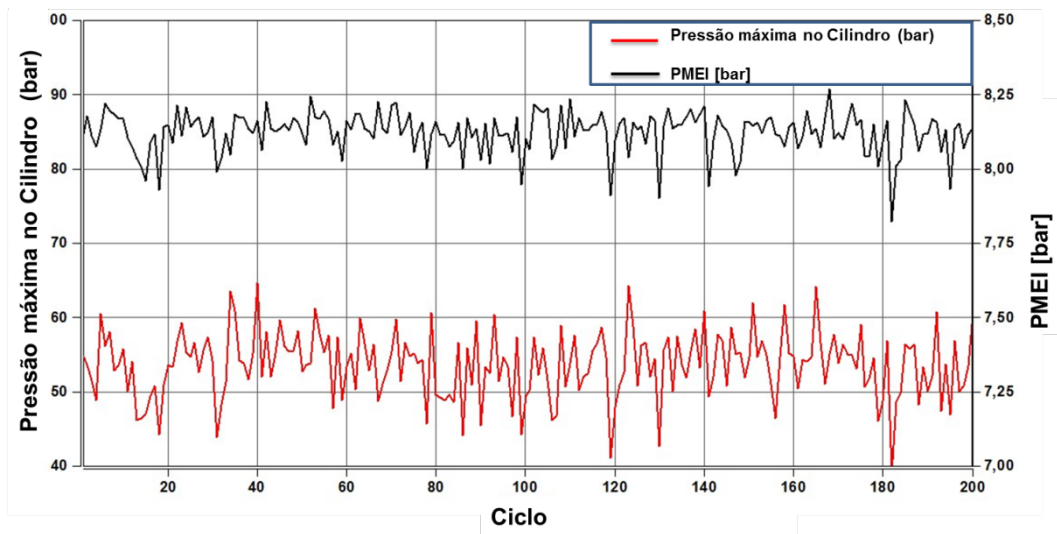
Do mesmo modo que analisado na seção 4.1.1, a Figura 73 contém os 200 ciclos completos de combustão dispostos e a Figura 74 dispõe os valores de pressão máxima e PMEI para os 200 ciclos sendo que o CoV de PMEI não ultrapassou 3,5%. A Figura 75 mostra a variação da pressão máxima do cilindro em relação à média.

Figura 73 – Os 200 ciclos completos de combustão por ângulo de virabrequim para a condição de VVT 0°.



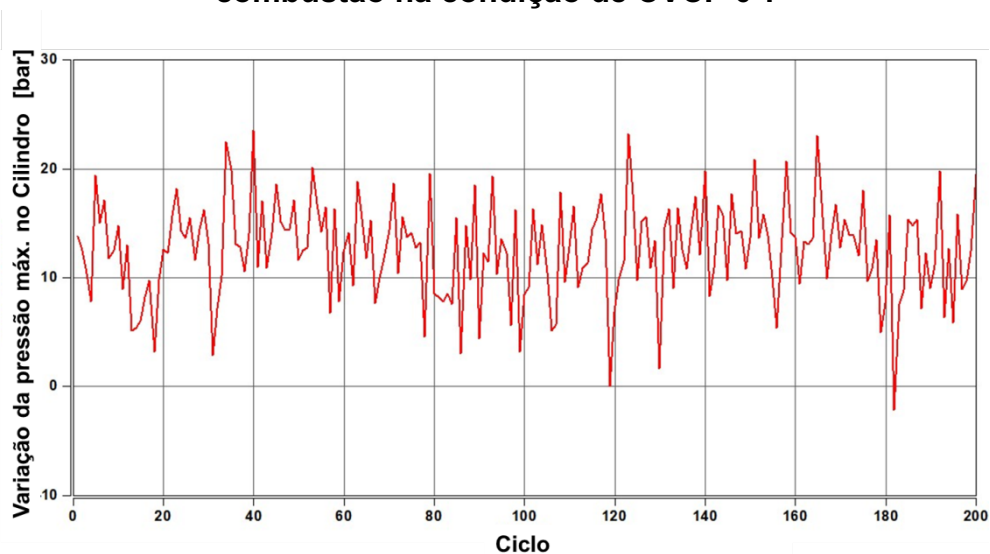
Fonte: Próprio autor.

Figura 74 – Pressão máxima no cilindro e PMEI (bar) para os 200 ciclos de combustão na condição de CVCP 0°.



Fonte: Próprio autor.

Figura 75 – Variação da pressão máxima no cilindro para os 200 ciclos de combustão na condição de CVCP 0°.



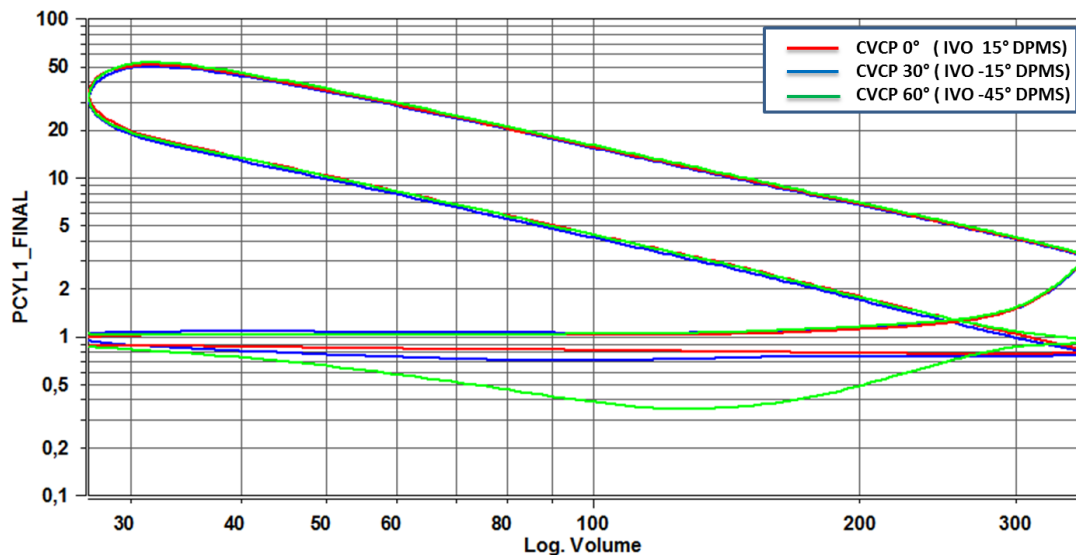
Fonte: Próprio autor.

A Figura 76 apresenta o gráfico Log de PV que permite visualizar a integridade do sinal de pressão através do paralelismo entre os trechos de reta correspondentes a compressão e a expansão e da uniformidade da curva representativa da combustão, na região próxima ao PMS de compressão. As curvas apresentam adequada resolução e ausência de ruídos referentes à vibração anormal ou interferência eletromagnética. Não são identificadas oscilações de pressão

característica de anomalia de combustão, em comprovação ao resultado da análise da curva de pressão da Figura 72.

Do mesmo modo que analisado na seção 4.1.1, o motor na condição de CVCP 60° (maior cruzamento de válvulas) apresenta maior perda por bombeamento quando comparado com o CVCP 0° (nenhum cruzamento de válvulas). Esta maior perda por bombeamento é justificada pelo fechamento adiantado da válvula de aspiração para a condição de CVCP 60°.

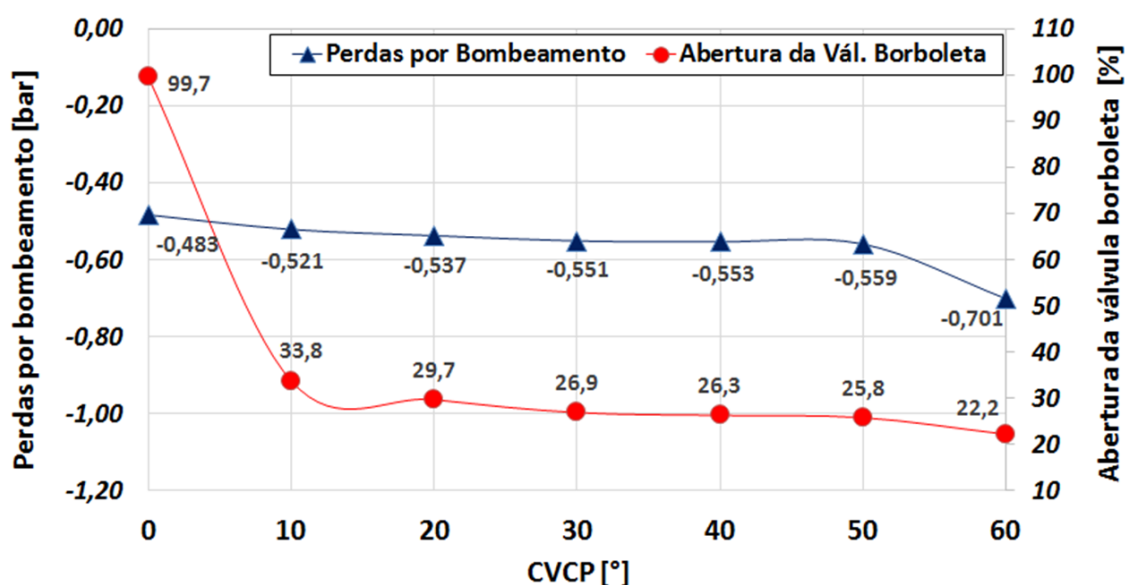
Figura 76 – Log de Pressão X Log de Volume para a condição de CVCP 0°, 30° e 60°.



Fonte: Próprio autor.

Conforme tendência observada na seção 4.1.1, ao atrasar o CVCP, a abertura da válvula de admissão é retardada, fazendo que gás de exaustão seja novamente admitido (EGR interna), posto que o fechamento de válvula de exaustão só ocorre após 15° dPMS. Desta forma, é possível abrir gradualmente a válvula borboleta para recuperação da carga do motor, perdida por altos níveis de diluição da mistura ar-combustível com o gás inerte. Consecutivamente, o trabalho de bombeamento do motor é reduzido, como pode ser observado na Figura 77. Nota-se que pressão média de bombeamento é reduzida na medida em que se aumenta a abertura da válvula borboleta ao atrasar a abertura da válvula de aspiração (retardo do CVCP). Para a condição de CVCP 0°, a válvula borboleta foi aberta completamente para manter a PMEI em 8 bar.

Figura 77 – Perdas por bombeamento e abertura da válvula borboleta para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.



Fonte: Próprio autor.

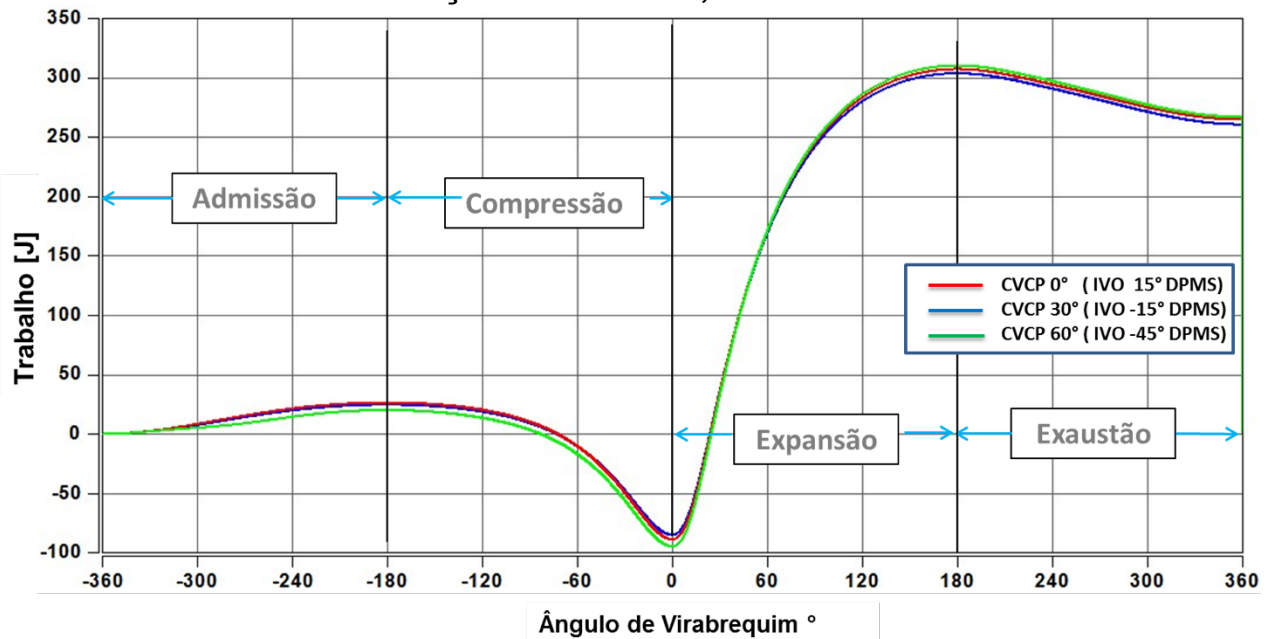
Os valores referentes aos trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de CVCP 0°, 30° e 60° são mostrados na Tabela 12. Apesar de gerar um trabalho de admissão menor, devido as maiores perdas por bombeamento, a condição de CVCP 60° apresenta o maior trabalho de expansão e maior trabalho total líquido na somatória dos tempos de um ciclo completo de combustão, como pode ser observado na Figura 78. Novamente observando o diagrama de válvulas da Figura 62 e o gráfico da Figura 78, é possível observar que o trabalho de compressão para a condição de CVCP 60° é maior que o das outras condições de CVCP, pois o pistão move-se do PMI para o PMS com a válvula de admissão totalmente fechada.

Tabela 12 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de CVCP 0°, 30° e 60°.

CVCP [°]	Trabalho por ciclo [J]				Trabalho Total Líquido
	Admissão	Compressão	Expansão	Exaustão	
0	25,51	-114,70	396,10	-43,03	263,88
30	24,76	-110,90	389,70	-43,38	260,18
60	20,19	-115,10	401,70	-42,49	264,30

Fonte: próprio autor

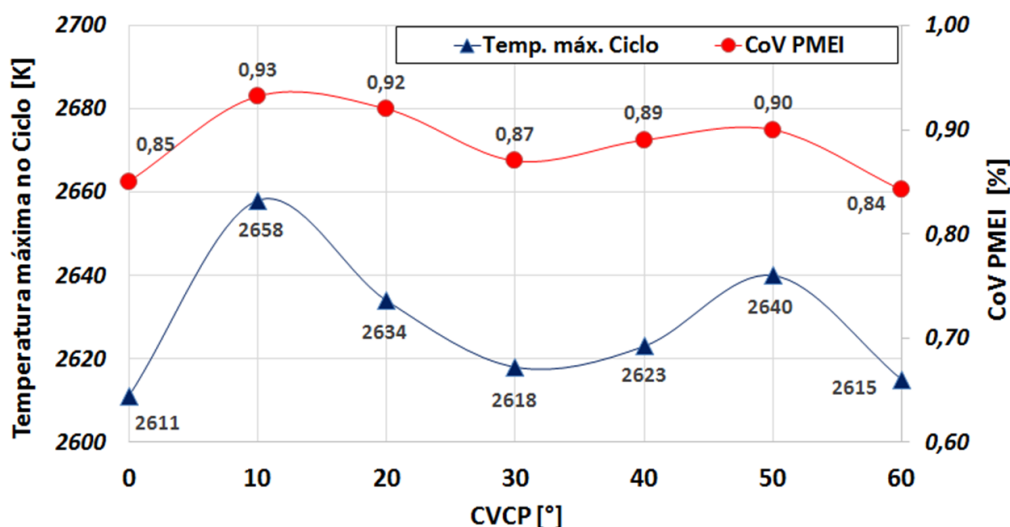
Figura 78 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de CVCP 0°, 30° e 60°.



Fonte: Próprio autor.

Os resultados da variação CoV% da PMEI e da temperatura de pico dos gases atingida dentro da câmara de combustão em função da posição do CVCP, mostrados na Figura 79, apresentam os menores valores de CoV% de PMEI associados às menores temperaturas de pico para as posições de CVCP totalmente atrasado e totalmente adiantado. O nível de EGR interna é função do posicionamento do CVCP e das pressões no coletor de admissão e escape. Para a rotação de 2500 rpm, devido à diferença de pressão entre a admissão e o escape, e o máximo cruzamento de válvulas proporcionado pelo CVCP totalmente adiantado (60°), ocorre um retorno dos gases de escape do coletor de exaustão para o coletor de admissão, chamado *backflow*. Consecutivamente, o ar fresco é admitido com um teor de diluição de gases de escape. Para a posição do CVCP totalmente retardado (0°), a diluição da mistura ar combustível ocorre devido ao atraso no instante de fechamento da válvula de exaustão, que ocorre 15° dPMS, sem a existência do cruzamento de válvulas. Os valores de CoV de PMEI para a rotação de 2500 rpm e 8 bar de PMEI foram inferiores aos apresentados para a rotação de 3500 rpm e 6 bar de PMEI, indicando maior estabilidade de combustão para todas as posições de CVCP.

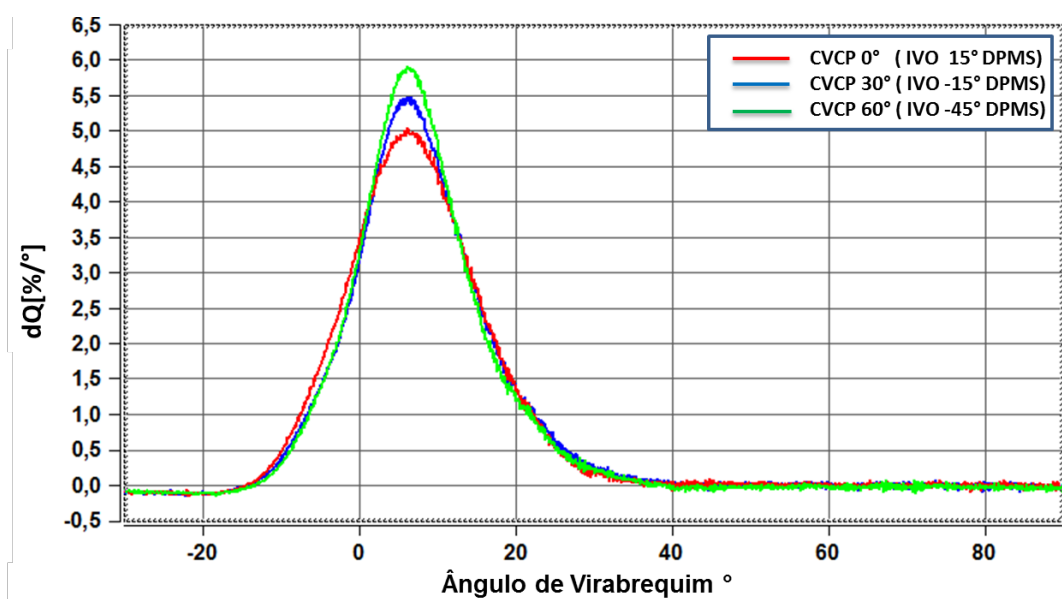
Figura 79 – Temperaturas máximas atingidas na câmara de combustão e CoV da PMEI para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.



Fonte: Próprio autor.

A Figura 80 ilustra a taxa de liberação de calor durante a combustão para as condições de CVCP 0°, 30° e 60°. A curva representativa da combustão com CVCP 0° apresenta a menor taxa de liberação de calor devido à diluição por EGR interna, que reduz a quantidade de mistura fresca admitida. Era esperado que a taxa de liberação de calor da combustão com CVCP 60° apresentasse a mesma tendência, porém, não ocorreu. Como não houve diferenças significativas na duração da combustão, observadas nas curvas da taxa de liberação de calor, seria necessário avaliar os níveis de emissões para os CVCP testados. O maior valor de calor liberado para a condição de CVCP 60° pode estar associado à uma combustão mais completa e para confirmar esta hipótese, os valores de CO e CO₂ deveriam ser analisados.

Figura 80 – Taxa de liberação de calor ao longo do ciclo completo de combustão para as condições de CVCP 0°, 30° e 60°.



Fonte: Próprio autor.

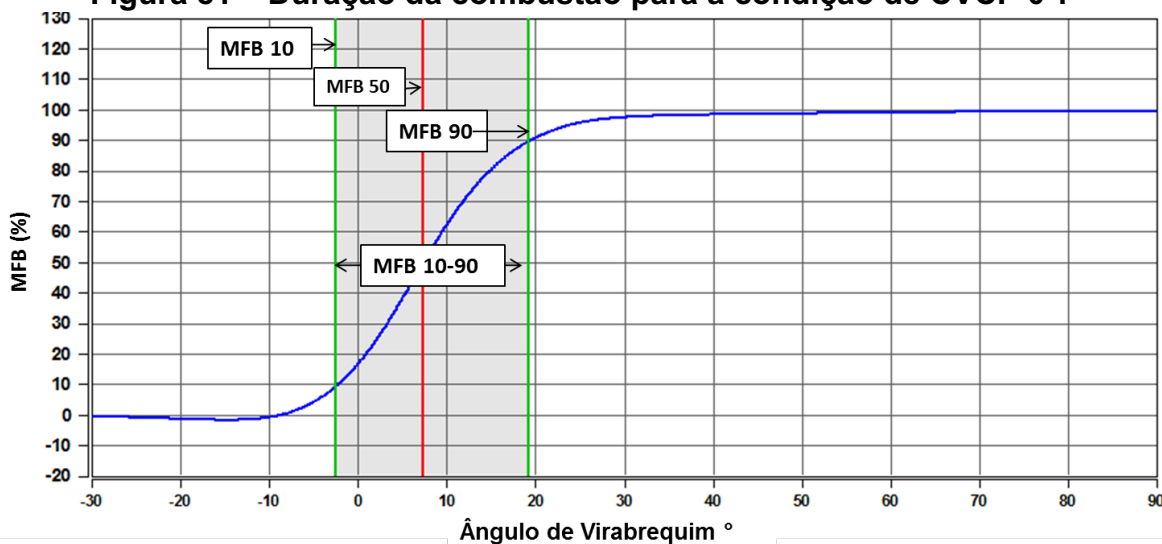
Os gráficos do perfil de queima para as condições de CVCP 0°, 30 e 60° são dispostos na Figura 81, Figura 82 e Figura 83 respectivamente. As informações contidas na Tabela 13 são indicadas nos gráficos com intuito de comparar a duração da combustão nas três condições testadas. É possível visualizar a gradual aceleração da combustão ao se adiantar o CVCP, como observado anteriormente de forma mais expressiva na seção 4.1.1. A assimetria do posicionamento da reta vermelha que representa o MFB50 indica um deslocamento do centro de gravidade da combustão em direção à primeira metade da combustão, devido ao início de queima mais rápida em função dos altos níveis de turbulência e pela característica do sistema de injeção direta, que confere redução de MFB10-50 devido à melhor atomização do combustível, injetado em altas pressões diretamente na câmara de combustão.

Tabela 13 – Frações mássicas queimadas para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.

CVCP [°]	Fração Mássica Queimada [°dPMS]			Duração de Queima [CA]		
	MFB10	MFB50	MFB90	MFB10-50	MFB50-90	MFB10-90
0	-2,40	7,30	19,20	9,70	11,90	21,60
10	-2,05	7,15	19,15	9,20	12,00	21,20
20	-1,40	7,30	19,60	8,70	12,30	21,00
30	-1,50	7,60	19,70	9,10	12,10	21,20
40	-1,75	7,25	18,65	9,00	11,40	20,40
50	-2,25	6,80	17,65	9,05	10,85	19,90
60	-1,30	7,25	18,35	8,55	11,10	19,65

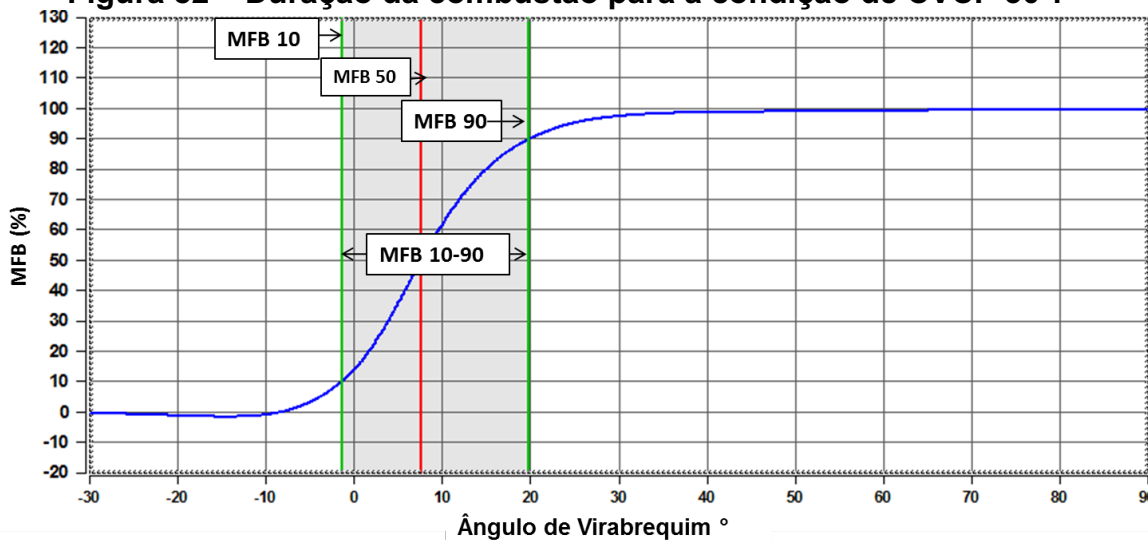
Fonte: próprio autor

Figura 81 – Duração da combustão para a condição de CVCP 0°.



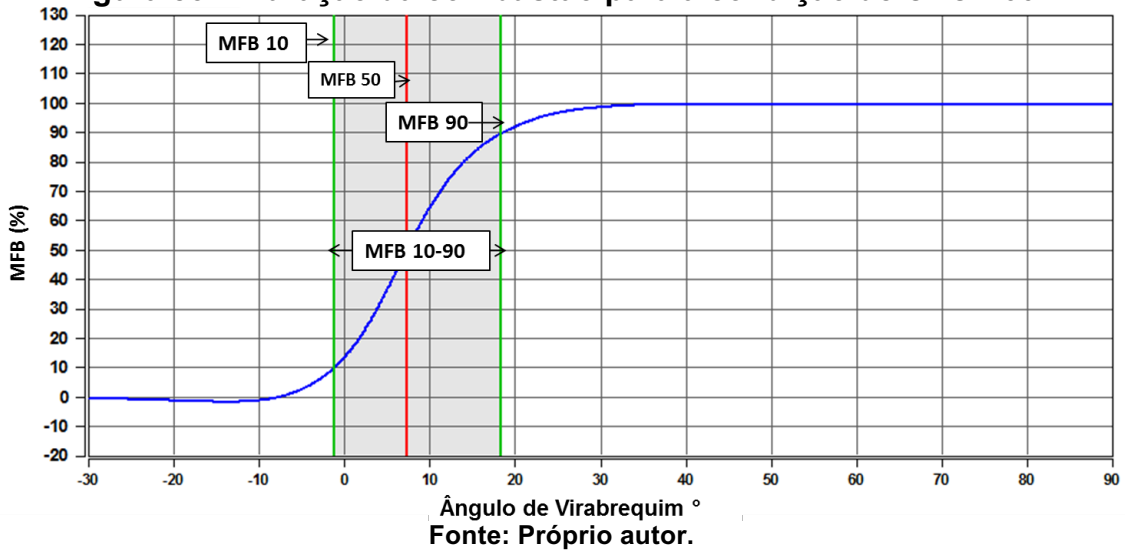
Fonte: Próprio autor.

Figura 82 – Duração da combustão para a condição de CVCP 30°.



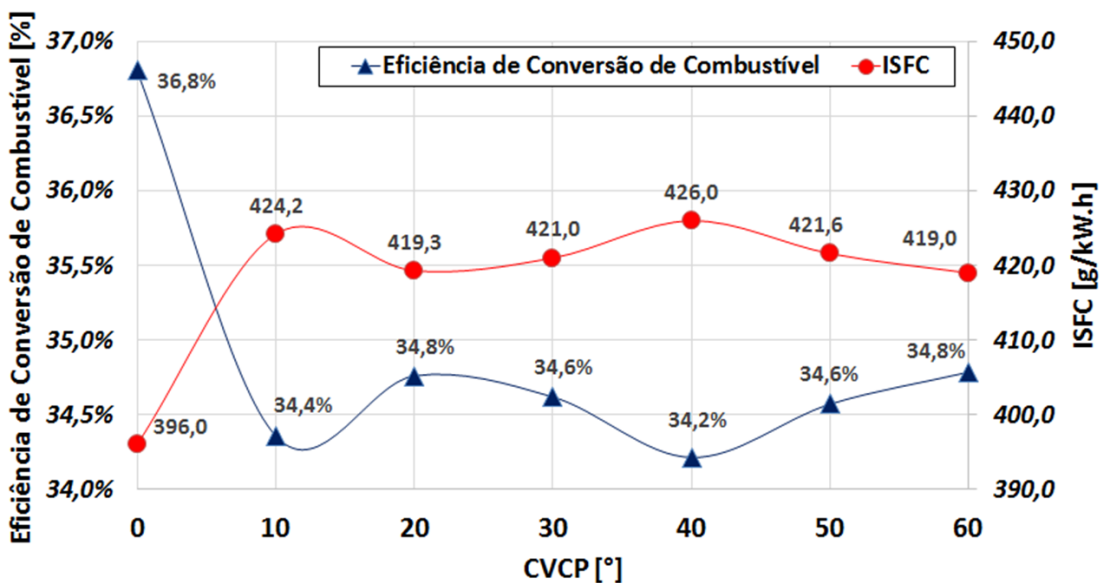
Fonte: Próprio autor.

Figura 83 – Duração da combustão para a condição de CVCP 60°.



O somatório dos benefícios proporcionados pela baixa variabilidade cíclica e pela redução do trabalho de bombeamento, na posição de CVCP totalmente atrasado, resulta no menor consumo específico de combustível, consecutivamente maior eficiência global do motor, conforme mostrado na Figura 84:

Figura 84 – Eficiência de conversão de combustível e ISFC para as condições de CVCP 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.



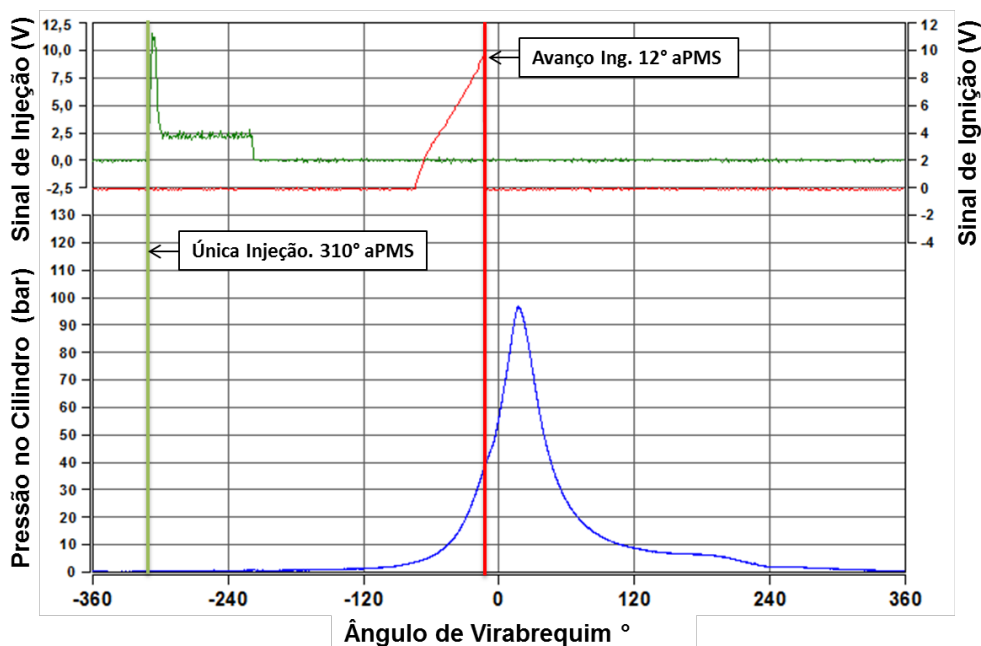
Fonte: Próprio autor.

4.2. Análise da Combustão de Mistura Homogênea e Estratificada.

A segunda parte deste capítulo trata da análise da combustão do motor na rotação de 2500 rpm e 18 bar de PMEI com carga homogênea e estratificada. O motor em ambas as condições foi sobrealimentado, mantendo a mistura estequiométrica e CVCP de 30° (30 ° CA de cruzamento de válvulas). A escolha do posicionamento do CVCP representa um compromisso entre o nível de retenção dos gases queimados na câmara de combustão em menores cruzamentos de válvula, que contribuem para a tendência a pré-ignição, e o aumento da pressão do escapamento devido ao aumento da pressão de sobrealimentação necessária para a manutenção da carga em maiores cruzamentos de válvula. A estratificação da mistura foi realizada através da divisão da injeção de combustível em dois períodos, chamada *split-injection*, e teve como principal objetivo o aumento da eficiência de conversão de combustível.

A Figura 85 apresenta a curva de pressão de combustão com mistura homogênea e a ilustração do momento da única injeção de combustível, realizada a 310° aPMS de compressão. O avanço de ignição utilizado nesta condição foi de 12°.

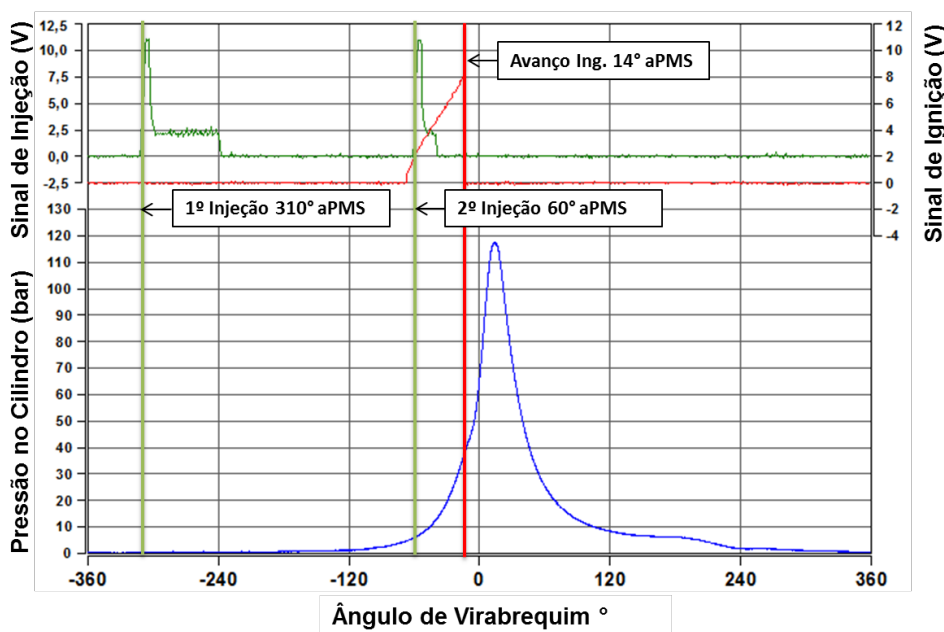
Figura 85 – Pressão de combustão por ângulo de virabrequim com duração da injeção de combustível e sinal de ignição para a combustão da mistura homogênea.



Fonte: Próprio autor.

A Figura 86 mostra a curva de pressão de combustão com mistura estratificada em que a dupla injeção de combustível, *Split injection*, foi ajustada de modo que o primeiro pulso de injeção fosse iniciado a 310° CA aPMS, contribuindo com 75% do total da injeção de combustível, e o segundo pulso de injeção fosse iniciado 60° do ângulo do virabrequim aPMS, contribuindo com 25% do total da injeção de combustível. O avanço de ignição aplicado para esta condição foi de 14°. Segundo (Silva, 2017), a supressão de pré-ignição está diretamente relacionada com a massa de combustível injetada durante a fase de compressão da mistura ar-combustível, sendo que o efeito de resfriamento da mistura ar-combustível, *charge cooling effect*, requer um valor mínimo de massa de combustível injetada para proporcionar o efeito desejado.

Figura 86 – Pressão de combustão por ângulo de virabrequim com duração da injeção de combustível e sinal de ignição para a combustão da mistura estratificada.

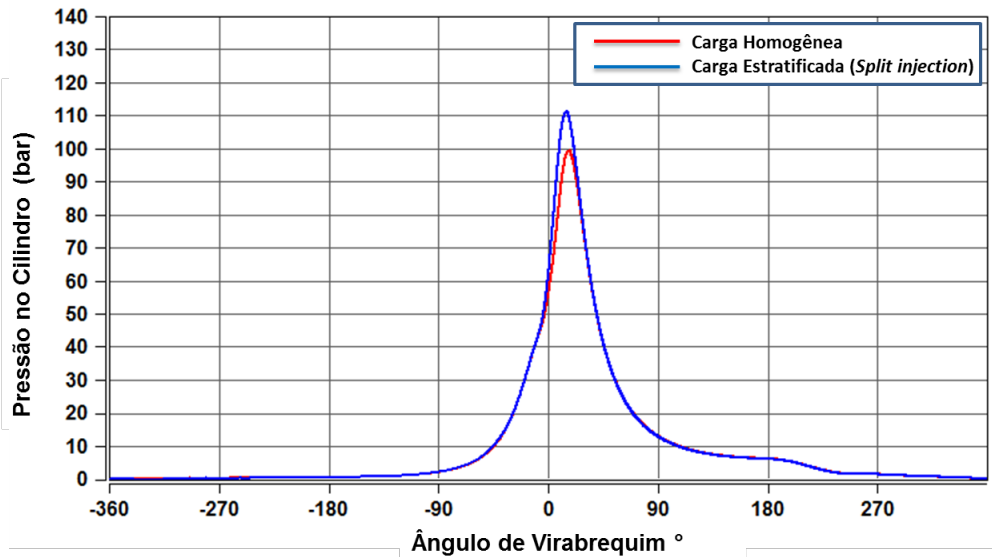


Fonte: Próprio autor.

As curvas de pressão de combustão para a condição de carga homogênea e estratificada são sobrepostas na Figura 87. A maior pressão de combustão é alcançada na queima da mistura estratificada e o ângulo de virabrequim que ela ocorreu, chamado de foi reduzido de 17,34 CA para 15,31 CA. Ambas as apresentam adequada resolução e ausência de ruídos referentes à vibração anormal

ou interferência eletromagnética. Não são identificadas oscilações de pressão características de anomalia de combustão, como detonação ou pré-ignição.

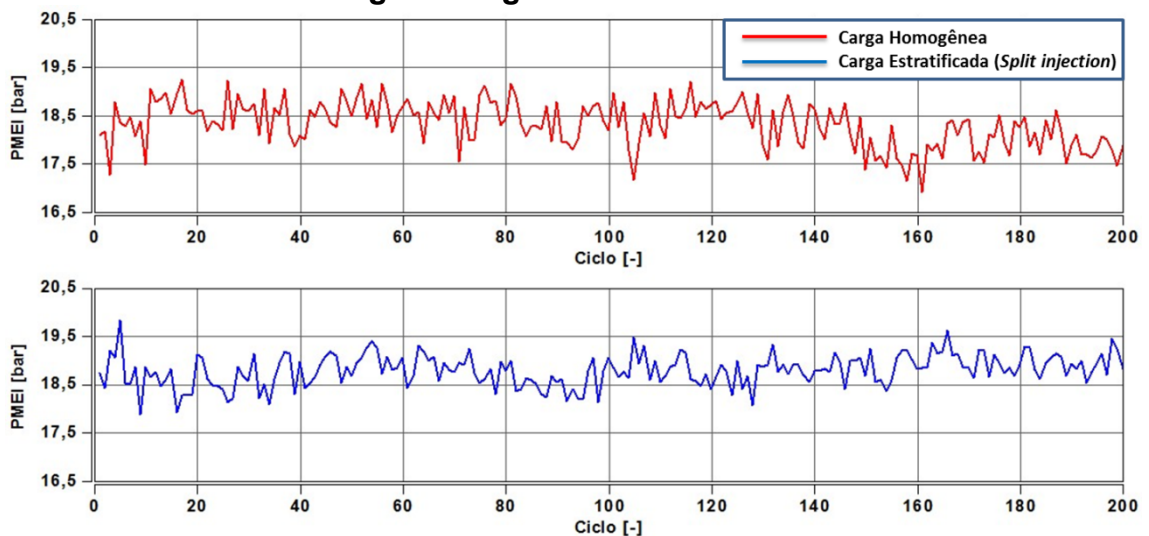
Figura 87 – Pressão de combustão por ângulo de virabrequim para a condição de carga homogênea e estratificada.



Fonte: Próprio autor.

As variações de PMEI para os 200 ciclos de combustão na condição de carga homogênea e estratificada são dispostas na Figura 88. O CoV do PMEI foi reduzido de 2,59% para 1,76% na condição de carga estratificada.

Figura 88 – Variação de PMEI para os 200 ciclos de combustão na condição de carga homogênea e estratificada.



Fonte: Próprio autor.

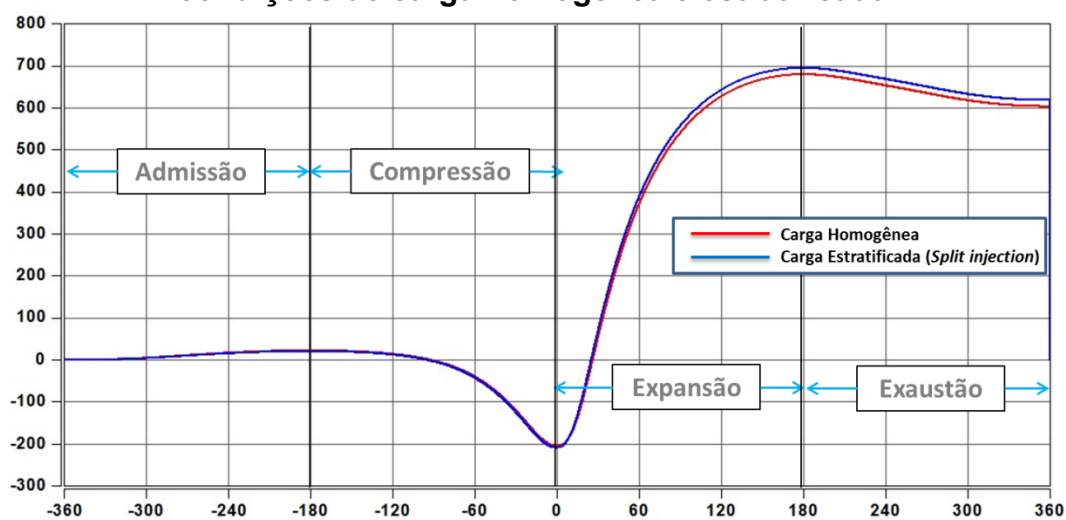
Os valores referentes aos trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de carga homogênea e estratificada são mostrados na Tabela 14. O maior trabalho de expansão resultado da combustão da mistura estratificada levou a um aumento no trabalho total líquido, como pode ser visualizado na Figura 89.

Tabela 14 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de carga homogênea e estratificada.

Mistura	Trabalho por ciclo [J]				Trabalho Total Líquido
	Admissão	Compressão	Expansão	Exaustão	
Homogênea	22,94	-227,10	884,30	-76,16	603,98
Estratificada	21,31	-229,50	903,50	-76,42	618,89

Fonte: próprio autor

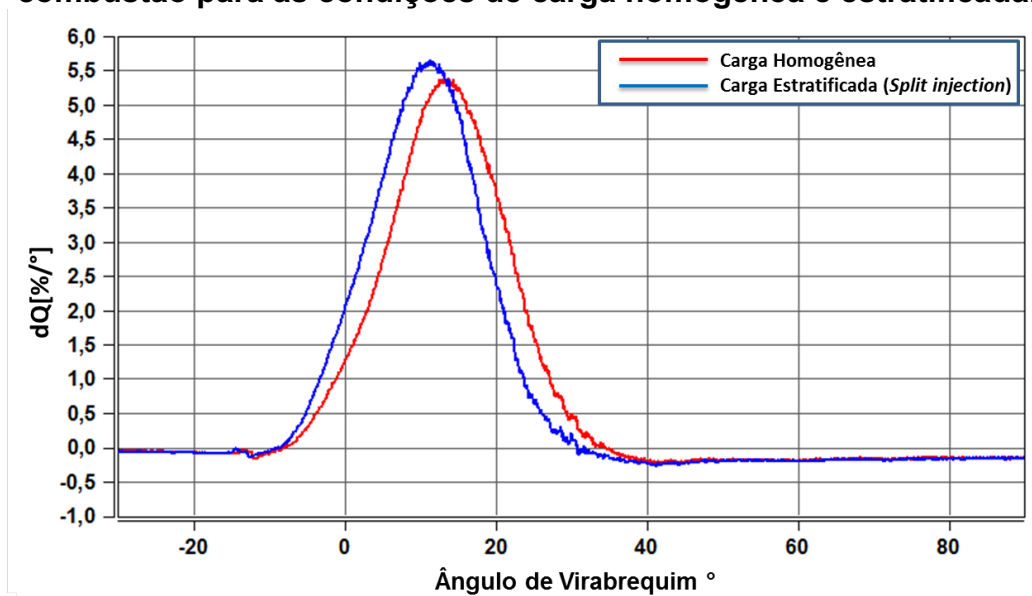
Figura 89 – Trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão para as condições de carga homogênea e estratificada.



Fonte: Próprio autor.

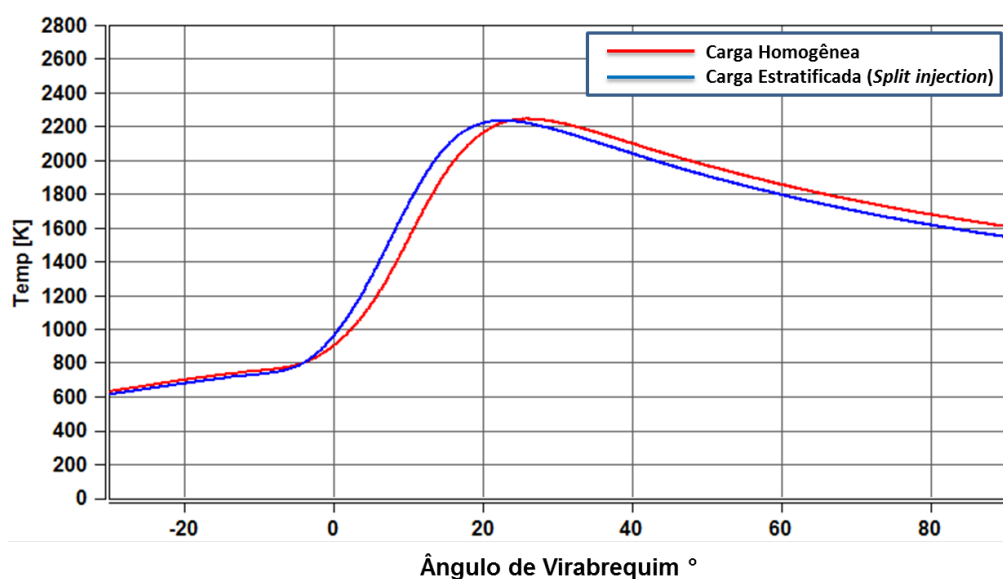
A taxa de liberação de calor ao longo do ciclo completo de combustão para as condições de carga homogênea e estratificada é mostrada na Figura 90. A combustão com *split injection* apresentou maior taxa de liberação de calor e o formato da curva sugere que o início da combustão foi mais acelerado que a combustão da carga homogênea. O seu início antecipado é devido ao maior avanço de ignição aplicado. A curva da estimativa da temperatura durante a combustão é coerente com a taxa de liberação de calor, pois indica maior temperatura no início da combustão com *split injection*, como pode ser observado na Figura 91.

Figura 90 – Taxa de liberação de calor ao longo do ciclo completo de combustão para as condições de carga homogênea e estratificada.



Fonte: Próprio autor.

Figura 91 – Temperaturas máximas ao longo do ciclo de combustão para as condições de carga homogênea e estratificada.



Fonte: Próprio autor.

Conforme apresentado na Tabela 15, a estratificação da mistura ar-combustível proporcionou uma aceleração do processo de combustão, observada na redução do MFB10-90 e uma aproximação do MFB50 à condição de MBT, contribuindo para o aumento da eficiência de conversão de combustível. Segundo (Zhao, 2010), a estratificação da mistura ar-combustível promove uma redução da

perda de calor para as paredes da câmara de combustão devido à presença de uma camada de ar na periferia da câmara de combustão, o que pode justificar a pequena redução no MFB50-90. O MFB10 sofreu uma significativa redução, conforme visto anteriormente na Figura 90.

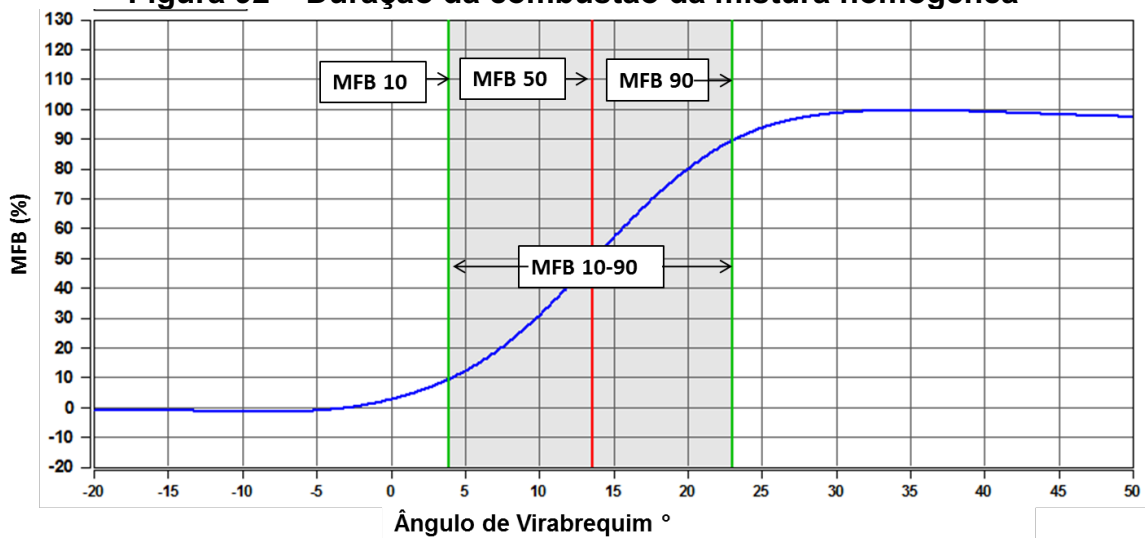
Tabela 15 – Frações mássicas queimadas para as condições para as condições de carga homogênea e estratificada.

Mistura	Fração Mássica Queimada [°dPMS]			Duração de Queima [CA]		
	MFB10	MFB50	MFB90	MFB10-50	MFB50-90	MFB10-90
Homogênea	3,95	13,60	23,00	9,65	9,40	19,05
Estratificada	1,70	10,95	19,80	9,25	8,85	18,10

Fonte: próprio autor

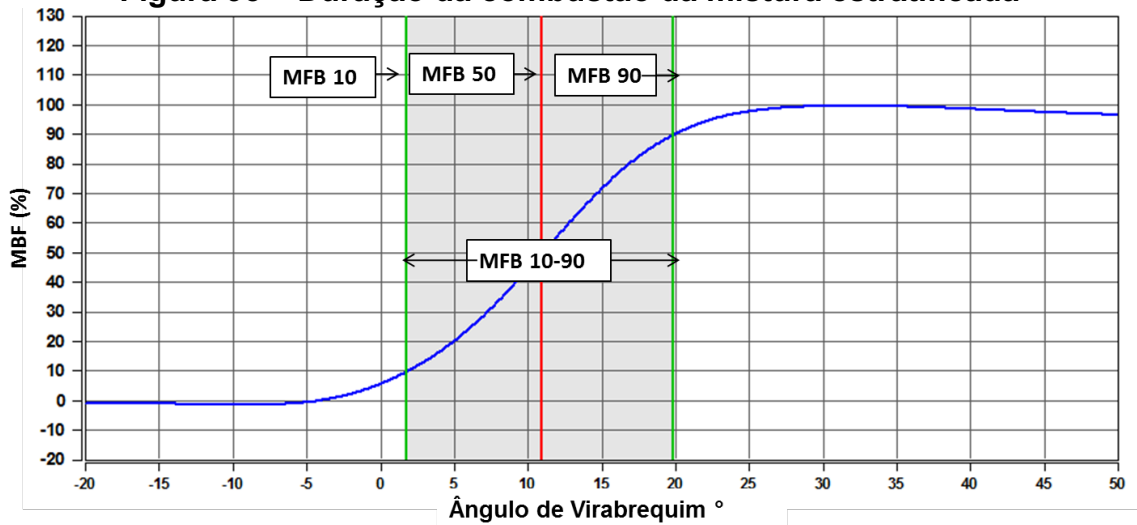
A representação da duração da combustão para as cargas homogênea e estratificada são mostradas na Figura 92 e na Figura 93, respectivamente. Nota-se que além de mais rápida, a combustão com *split injection*, representada pela área compreendida entre as barras verdes, foi antecipada em relação à combustão da mistura homogênea.

Figura 92 – Duração da combustão da mistura homogênea



Fonte: Próprio autor.

Figura 93 – Duração da combustão da mistura estratificada



Fonte: Próprio autor.

Houve um aumento de 2% na eficiência de conversão de combustível para a combustão estratificada. Este aumento está diretamente relacionado à elevação da razão dos calores específicos, *gamma effect* e à aceleração do processo de queima do combustível. Segundo (Silva, 2017), a eficiência térmica do motor, que opera segundo o ciclo Otto, é função da razão volumétrica de compressão e da razão de calores específicos. Considerando que a razão volumétrica de compressão do motor utilizado nesta pesquisa é fixa, os ganhos de eficiência térmica estão diretamente relacionados ao aumento da razão dos calores específicos proporcionado pelo empobrecimento da mistura ar combustível.

4.3. Considerações Finais Sobre a Análise de Resultados

A adoção da metodologia proposta no Capítulo anterior foi aplicada para análise da combustão de dois pontos de interesse em função da diferença de eficiência de conversão de combustível apresentada entre eles. Com o intuito de compreender melhor o fenômeno da combustão de etanol, foi investigada a influência da fluidodinâmica, da transferência de calor, dos parâmetros de calibração e das características geométricas do motor no trabalho líquido produzido, no calor gerado e na duração e estabilidade da combustão. Em adição, foram estudadas as diferenças que justificam um aumento na eficiência do motor em alta carga quando há estratificação da mistura. Conclusões sobre os resultados são abordadas na seção a seguir.

5. CONCLUSÕES

As conclusões deste trabalho referem-se à análise experimental de parâmetros de combustão de um motor de injeção direta a etanol turbo-alimentado a partir do sinal de pressão de sensores instalados na câmara de combustão, na admissão e no escape, conforme proposto nos objetivos específicos.

O adequado controle da injeção de etanol diretamente na câmara de combustão, visando o máximo aproveitamento das suas propriedades, exigiu o desenvolvimento de um motor protótipo *downsized* para uso dedicado deste combustível, equipado com sistema de injeção direta, turbo-compressor e CVCP. A metodologia adotada consistiu na análise da curva de pressão de combustão, do diagrama PV, das frações mássicas queimadas, da taxa de liberação de calor e da duração da combustão do motor nas seguintes condições: 3500 rpm com 6 bar de PMEI, 2500 rpm com 8 bar de PMEI e 2500 rpm com 18 bar de PMEI com carga homogênea e estratificada.

A primeira parte da análise dos resultados mostrou, para as rotações de 3500 rpm e 2500 rpm, que:

1- O aumento do trabalho de bombeamento na condição de CVCP 60° (totalmente adiantado) é devido ao fechamento adiantado da válvula de aspiração e à menor abertura da válvula borboleta.

2 – A condição de totalmente atrasado (CVCP 0°) e totalmente adiantado (CVCP 60°) apresentaram os maiores níveis de diluição da mistura com gases queimados, associados aos menores valores de CoV de PMEI e às menores temperaturas. A diluição para CVCP 0° é devida ao atraso no fechamento da válvula de exaustão, que ocorre 15° dPMS, sem existência de cruzamento de válvulas. A diluição para CVCP 60° é devido ao retorno dos gases de escape do coletor de exaustão para o coletor de admissão (*backflow*).

3 – A menor taxa de calor liberado para a condição de CVCP 0° é devida a diluição da mistura e conseqüente redução da quantidade de mistura fresca

admitida. A maior taxa de liberação de calor para a condição de CVCP 60° é associada à aceleração da combustão para esta condição, principalmente da segunda metade da combustão, resultando em uma menor transferência de calor para as paredes do cilindro.

4 – A escolha da posição de CVCP para ambas as rotações analisadas seria a de 0° devido ao somatório do benefício da menor variabilidade cíclica, pela redução do trabalho de bombeamento e pela maior eficiência de conversão de combustível.

A segunda parte da análise dos resultados demonstrou os benefícios da estratificação da mistura em altas cargas para a combustão do etanol. Houve redução na variabilidade cíclica, aumento do pico de pressão devido ao maior avanço de ignição aplicado, aumento do trabalho total líquido produzido e uma melhoria de 2% na eficiência de conversão de combustível. Este último é associado ao *gamma effect*, ao *charge cooling effect* e à aceleração do processo de queima do combustível.

Por fim, vale ressaltar que a pesquisa apresentada contribuiu para uma melhor compreensão da combustão do etanol, injetado diretamente na câmara de combustão. A análise dos resultados permitiu associar a influência da fluidodinâmica, da transferência de calor, dos parâmetros de calibração e das características geométricas do motor no trabalho líquido produzido, no calor gerado e na duração e estabilidade da combustão. Estes conhecimentos são relevantes para pesquisas futuras relacionadas à combustão do etanol, que continua sendo o mais promissor dos combustíveis diante da nossa matriz energética atual.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

É sugerido para pesquisas futuras, adotar a metodologia proposta neste trabalho na análise dos parâmetros de combustão nas seguintes condições:

- 1- Empobrecimento da mistura, visando à redução do trabalho de bombeamento e aumento da eficiência de conversão do combustível do motor.
- 2- Estratificação da mistura utilizando o sistema de injeção direta de combustível *spray-guided* pela sua indicação teórica.
- 3- Utilização de gasolina como combustível em comparação com os resultados obtidos com etanol.
- 4- Comparar os dados de combustão obtidos neste trabalho com dados provenientes de motores de maior cilindrada e menor conteúdo tecnológico, na mesma condição de rotação e PMEI, com intuito de quantificar os ganhos do downsizing.

REFERÊNCIAS

ABNT, A. B. D. N. T. **Veículos Rodoviários - Código de ensaio de motores - Potência líquida efetiva**. Rio de Janeiro: ABNT NBR ISO 1585: 26 p. 1996.

ALKIDAS, A. C. Combustion advancements in gasoline engines. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 11, p. 2751-2761, 11// 2007. ISSN 0196-8904. Disponível em: <
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890407002221> >.

ALKIDAS, A. C.; EL TAHRY, S. H. **Contributors to the Fuel Economy Advantage of DISI Engines Over PFI Engines**: SAE International 2003.

AMORIM, F. G. **METODOLOGIA PARA CARACTERIZAÇÃO NUMÉRICA DA INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL E FORMAÇÃO DE MISTURA EM MOTOR EM FASE DE PROJETO**. 2016. 138 (Mestrado). Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG - Universidade Federal De Minas Gerais, Belo Horizonte.

AVL. **AVL IndiCom User's Guide** 2012.

AYALA, F. A.; GERTY, M. D.; HEYWOOD, J. B. **Effects of Combustion Phasing, Relative Air-fuel Ratio, Compression Ratio, and Load on SI Engine Efficiency**: SAE International 2006.

BAETA, J. G. C. **METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA A MAXIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR MULTICOMBUSTÍVEL TURBOALIMENTADO SEM PREJUÍZO À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA GLOBAL**. 2006. 257 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG - Universidade Federal De Minas Gerais

Overview of Different Mixture Preparation Layouts of Gasoline Direct Injection (GDI) Systems for Automotive Applications. 10th SAE Powertrain Symposium, 2012, Itupeva, SP. p.22.

BANDEL, W. et al. **The Turbocharged GDI Engine: Boosted Synergies for High Fuel Economy Plus Ultra-low Emission**: SAE International 2006.

BARAN, R.; LEGEY, L. F. L. **Veículos elétricos: história e perspectivas no Brasil**. XIII Congresso Brasileiro de Energia 2010.

BARROS, J. E. M. **Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos**. 2003. (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica., Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

BAÊTA, J. G. C.; PONTOPPIDAN, M.; SILVA, T. R. V. Exploring the limits of a down-sized ethanol direct injection spark ignited engine in different configurations in order to replace high-displacement gasoline engines. **Energy Conversion and**

Management, v. 105, p. 858-871, 11/15/ 2015. ISSN 0196-8904. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890415007955> >.

BORETTI, A. Towards 40% efficiency with BMEP exceeding 30 bar in directly injected, turbocharged, spark ignition ethanol engines. **Energy Conversion and Management**, v. 57, p. 154-166, 5// 2012. ISSN 0196-8904. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890411003657> >.

COONEY, C. P.; WORM, Y., JEREMY J.; NABER, J. D. **Combustion Characterization in an Internal Combustion Engine with Ethanol-Gasoline Blended Fuels Varying Compression Ratios and Ignition Timing**. *Energy&Fuels*: American Chemical Society. 23 2009.

FONSECA, L. G. **CARACTERIZAÇÃO DO ESCOAMENTO DE AR EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA UTILIZANDO TÉCNICAS NUMÉRICAS**. 2014. 114 (Master). DEMEC, UFMG - Universidade Federal De Minas Gerais

GANESAN, V. **Internal combustion engines**. 1° ed. New York: McGraw-Hill, Inc, 1995. 540.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. First edition. USA: McGraw-Hill, INC., 1988. 930.

KAPUS, P. **TECHNOLOGY PACKS FOR SI ENGINES TO ACHIEVE FUTURE EMISSION AND FUEL CONSUMPTION**. SAE Brasil: AVL 2016.

KAPUS, P. E. et al. **Ethanol Direct Injection on Turbocharged SI Engines - Potential and Challenges**: SAE International 2007.

MOTEC. **M1 SERIES - ENDLESS POSSIBILITIES**. MOTEC: 4 p. 2014.

Motec M1. 2017. Disponível em: < www.motec.com >.

OZDOR, N.; DULGER, M.; SHER, E. **Cyclic Variability in Spark Ignition Engines A Literature Survey**: SAE International 1994.

PARK, C. et al. Stratified lean combustion characteristics of a spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine. **Energy**, v. 41, n. 1, p. 401-407, 5// 2012. ISSN 0360-5442. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544212001740> >.

PETITJEAN, D. et al. **Advanced Gasoline Engine Turbocharging Technology for Fuel Economy Improvements**: SAE International 2004.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. New Jersey, USA: Prentice Hall. 1997. 411

RANDOLPH, A. L. **Cylinder-Pressure-Based Combustion Analysis in Race Engines**: SAE International 1994.

RODRIGUES FILHO, F. A. **PROJETO, CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA PROVIDO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS DE CARGA ESTRATIFICADA.** 2014. 230 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica., Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

SILVA, T. R. V. **ESTUDO DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DOS PROCESSOS INTERNOS DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE INJEÇÃO DIRETA DE ETANOL TURBO - ALIMENTADO PARA MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA GLOBAL.** 2017. 217 (Master). DEMEC, UFMG - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

SURAHMAN, M. Chapter 5 Air Standard Cycle. **Malasia**, Universiti Teknologi MARA, 2013. Disponível em: < <https://www.slideshare.net/muhdSurahman/thermodynamic-chapter-5-air-standard-cycle> >. Acesso em: 14/04/2017.

VALLE, R. M. **MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.** Belo Horizonte, p.29. 2013

WINKLHOFER, E. et al. **TC GDI Engines at Very High Power Density — Irregular Combustion and Thermal Risk:** Consiglio Nazionale delle Ricerche 2009.

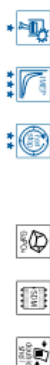
ZHAO, F.; LAI, M. C.; HARRINGTON, D. L. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 25, n. 5, p. 437-562, 10// 1999. ISSN 0360-1285. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128599000040> >.

ZHAO, H. **Advanced direct injection combustion engine technologies and development** . Boca Raton, FL - USA: 2010.

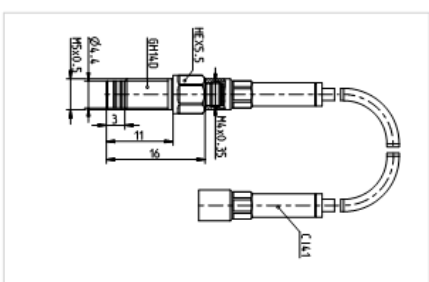
Apêndice I – Especificação técnica do Sensor de Pressão AVL - GH14D

Pressure sensors // Sensors for engine development

GH14D
T10G1321A.01



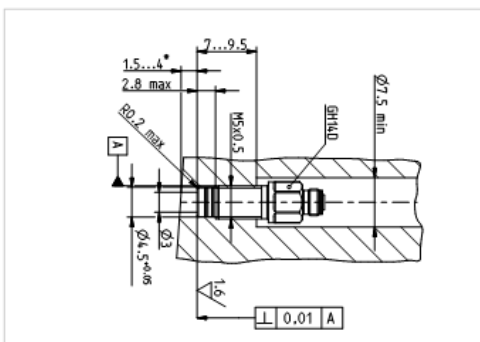
The GH14D allows very precise thermodynamic measurements with a sensor of size M5. This is realized by thermally optimized piezoelectric crystal elements and the special Double Shell™ design. It decouples the piezoelectric elements from negative influences of thermal expansion, and other mechanical stresses which can occur due to the mounting of the sensor into the engine. The sensor is equipped with built-in SID for SDM. A thermo protection can improve the accuracy even further, see also page 100.



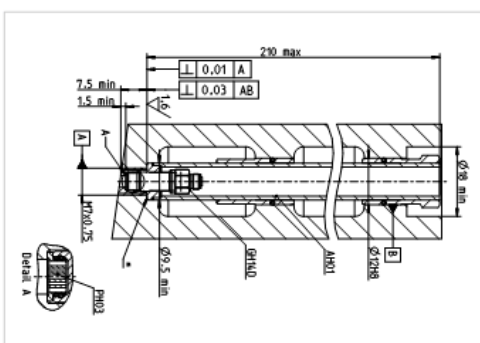
Specifications

Measuring range	0...250 bar
Overload	300 bar
Lifetime	≥ 10 ⁷ load cycles
Sensitivity	19 pC/bar nominal
Linearity	± 0.3%
Natural frequency	≥ 160 kHz
Acceleration sensitivity	≤ 0.0005 bar/g axial
Shock resistance	≥ 2000 g
Insulation resistance	≥ 10 ¹¹ Ω
Capacitance	7.5 pF
Operating temperature range	-40°C...400°C
Thermal stability change	± 1% 250 ±100°C
Load change drift	± 0.25%
Cyclic temperature drift ¹⁾	± 0.5 bar
Thermo shock error ²⁾	± 1% max. gradient
Thermo shock error ³⁾	
Δp	± 0.3 bar
Δp _{max}	± 1.5%
Δp _{max}	± 1%
Thread diameter	M5x0.5
Cable connection	M5x0.35
Weight	2.2 grams
Mounting torque	1.5 Nm

¹⁾ at 7 bar MEF and 1300 rpm, diesel
²⁾ at 7 bar MEF and 1300 rpm, gasoline



Front sealed direct installation.
¹⁾ 1.5 mm bar steel, 4 mm bar and 6mm and aluminium alloy.



Installation with an A101 adapter and the PH03.
¹⁾ Right adhesive, e.g. LOCTITE 648 or Threadlocker FT.

Accessories

Cables & couplings	CH41, CH2, CMV, CO41, EL24	see page 101
Cable removing tool	T001	see page 95
Dummy	DO01	see page 99
Dummy removing tool	T001	see page 96
Adapter sleeves	AH01, AH04	see page 86
Mounting sleeves	TS01 (TT01, TT02)	see page 94
Mounting tool set	SF01	see page 92
Mounting plate	MS11 (MO11, MT11)	see page 92
Machining tool set	PH01, PH02	see page 100
Thermo protection		