



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ARTHUR FELIPE ROLIM DOS REIS

ESTUDO DA VARIAÇÃO DOS EVENTOS DAS VÁLVULAS NO MOTOR ETORQ
EVO 1.6

Recife
2018

ARTHUR FELIPE ROLIM DOS REIS

ESTUDO DA VARIAÇÃO DOS EVENTOS DAS VÁLVULAS NO MOTOR ETORQ
EVO 1.6

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e sistemas térmicos

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.

Coorientador: Prof. Dr. Marcus Costa de Araújo.

Recife

2018

Catálogo na fonte
Bibliotecária Valdicéa Alves, CRB-4 / 1260

R375e	Reis, Arthur Felipe dos. Estudo da variação dos eventos das válvulas no motor etorq evo 1.6/ Arthur Felipe dos Reis - 20188. 116folhas, Il.; Tabs. Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra. Coorientador: Prof. Dr. Marcus Costa de Araújo. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018. Inclui Referências. 1. Engenharia Mecânica. 2. Motor à gasolina. 3. Variação dos eventos de válvulas. 4. Otimização do consumo específico de combustível em cargas parciais. 5. Métodos de Brent e Univariate. I. Dutra, José Carlos Charamba.(Orientador). II. Araújo, Marcus Costa de (Coorientador). III. Título. UFPE 621 CDD (22. ed.)
	BCTG/2018-346

ARTHUR FELIPE ROLIM DOS REIS

ESTUDO DA VARIAÇÃO DOS EVENTOS DAS VÁLVULAS NO MOTOR ETORQ
EVO 1.6

Dissertação apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Pernambuco,
como requisito parcial para obtenção do
título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 26/07/2018

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Marcus Costa de Araújo (Coorientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Fábio Santana Magnani (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Ramiro Brito Willmersdorf (Examinador Externo)
Universidade Federal de Pernambuco

AGRADECIMENTOS

Agradeço a **Deus** por ter me dado forças nos momentos difíceis do curso, possibilitando atingir meus objetivos.

A meus excelentes pais, **José Jorge e Zilsinéa**, que dedicaram grande parte de suas vidas para me dar educação, experiência, saúde, lazer, amor (enfim, tudo que eu precisei), sempre me guiando para o caminho correto, e mostrando a importância de agir com determinação e honestidade.

A meu querido **irmão André**, que sempre me incentivou durante o Mestrado.

Ao professor **Marcus Costa de Araújo**, que me convidou para participar do projeto FCA/UFPE, e tornou-se meu coorientador, fornecendo suporte durante a realização da dissertação.

Ao professor **José Carlos Charamba Dutra**, que me orientou, me incentivou e me apoiou durante o desenvolvimento do meu trabalho.

Ao amigo **Daniel Gervasio**, que forneceu o modelo do motor e deu todo o suporte em relação às modificações necessárias para realização do estudo e ao uso do *software*.

À **FCA**, que através da parceria com a UFPE, possibilitou a vários alunos o desenvolvimento de trabalhos na área automobilística.

Ao coordenador do projeto **Jorge Recarte Henriquez Guerrero**, o qual definiu meu tema, junto com Daniel Gervasio, José Carlos Charamba Dutra e Marcus Costa de Araújo, e sempre foi atencioso no esclarecimento de dúvidas em relação ao projeto e ao meu trabalho.

RESUMO

O consumo específico de combustível é uma propriedade que representa a eficiência do uso do combustível e está relacionada à eficiência global de um motor de combustão interna. Neste trabalho foram avaliadas estratégias de variação dos eventos das válvulas de admissão e escape para obtenção de melhorias no consumo específico de combustível de um motor à gasolina. Diante dos bons resultados alcançados em trabalhos anteriores, um estudo de otimização foi realizado para a consecução de curvas de elevação que promovam um consumo de combustível mínimo para condições de operação em cargas parciais, as quais são representativas da condução de um veículo em ciclo urbano. Um modelo unidimensional do motor Etorq Evo 1.6L turbo desenvolvido no GT-Power por Gervasio (2017) foi tomado como base e convertido para um motor aspirado. O método de otimização de Brent, disponível no otimizador padrão do *software* e destinado a otimizações com apenas uma variável independente, foi utilizado em conjunto com o método de pesquisa Univariate, possibilitando a incorporação de mais de uma variável no processo de otimização. Após a otimização, os fenômenos que levaram à redução do consumo específico de combustível e as implicações sobre parâmetros importantes, como torque, eficiência volumétrica, e emissões de poluentes, foram analisados. Os resultados obtidos exibiram uma diminuição máxima do consumo específico de combustível de 22,5% para o caso com menor pressão média efetiva e rotação, 2 bar e 1500 rpm.

Palavras-chave: Motor à gasolina. Variação dos eventos de válvulas. Otimização do consumo específico de combustível em cargas parciais. Métodos de Brent e *Univariate*.

ABSTRACT

Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) is a property that represents the fuel efficiency and it is related to the overall efficiency of an internal combustion engine. In this work, strategies of variation of the events of the intake and exhaust valves were evaluated to obtain improvements in the BSFC of a gasoline engine. Considering the good results obtained in previous studies, an optimization study was carried out to obtain lift curves that promote a minimum fuel consumption for conditions of operation in partial loads, which are representative of the driving of a vehicle in an urban cycle. A one-dimensional model of the Etorq Evo 1.6L turbo engine that was developed in GT-Power by Gervasio (2017) was taken as a basis and converted to an aspirated engine. The Brent optimization method, that is available in standard optimizer of the software and intended for optimizations with only one independent variable, was used in conjunction with the Univariate search method, allowing the incorporation of more than one variable in the optimization process. After that, the phenomena that led to the reduction of Brake Specific Fuel Consumption and the implications on important parameters such as torque, volumetric efficiency and pollutant emissions were analyzed. The results obtained showed a maximum reduction of the BSFC of 22,5% for the case with lower Brake Mean Effective Pressure and speed, 2 bar and 1500 RPM.

Keywords: Gasoline engine. Variable valve events. Optimizing Brake Specific Fuel Consumption in partial loads. Brent and univariate optimization methods.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema simplificado exibindo os componentes de um motor de ignição por faísca.	23
Figura 2 – Nomenclatura em relação às posições do pistão no cilindro	25
Figura 3 – Geometria do pistão, cilindro, biela, e virabrequim sendo l o comprimento da biela, a o raio do virabrequim, e θ o ângulo de posição do virabrequim.	26
Figura 4 – Quatro tempos de um motor de combustão interna.	27
Figura 5 – Diagrama de tempos para um motor de ignição por faísca convencional.	29
Figura 6 – Diagramas p-v e T-s do ciclo de ar-padrão Otto.....	30
Figura 7 – Ciclo teórico de Miller.	32
Figura 8 – Diagramas p-v do ciclo de Miller (a) com atraso e (b) com avanço do fecho da válvula de admissão.	32
Figura 9 – Diagramas p-v de um motor de ignição por faísca de quatro tempos (a) com alimentação natural e (b) com turbo compressor ou superalimentado.	34
Figura 10 – Freio de Prony.....	35
Figura 11 – Curvas características de potência e torque.	40
Figura 12 – Válvula borboleta acionada pelo pedal acelerador do veículo, em um motor de ignição por faísca.	40
Figura 13 – Mapa tridimensional do motor em cargas parciais.	41
Figura 14 – Curvas característica de um motor de ignição por faísca.	42
Figura 15 – Ponto de operação do motor.	43
Figura 16 – Mapa de consumo para um motor de ignição por faísca e injeção multiponto. ...	44
Figura 17 – Partes de uma válvula operada por um eixo comando de válvula sobre cabeça.....	45
Figura 18 – Curva de elevação teórica de uma válvula.	45
Figura 19 – Parâmetros geométricos da válvula.	46
Figura 20 – Diagrama de elevação do curso das válvulas mostrando possíveis variações nos seus eventos.....	50
Figura 21 – Diagramas p-v de um motor de ignição por faísca (a) convencional e (b) com antecipação na abertura da válvula de admissão.	51
Figura 22 – Diagrama p-v do motor de ignição por faísca com atraso na abertura da válvula de admissão.	52

Figura 23 – Efeitos do atraso e antecipação do fecho da válvula de admissão no consumo específico efetivo de um motor de ignição por faísca em condições de operação de (a) alta carga e (b) de baixa carga.	54
Figura 24 – Gráfico de Pareto utilizado para distinguir os pontos dominantes em um conjunto de projetos viáveis.....	60
Figura 25 – Etapas do processo de otimização de um problema de duas variáveis independentes utilizando o método Univariate.	62
Figura 26 – Representação simplificada do modelo do motor estudado.	66
Figura 27 – Distribuição de pontos de teste do ciclo FTP-75.	68
Figura 28 – Definição da função objetivo do problema de otimização (Dependent Variable RLT) e o objetivo (minimização).....	70
Figura 29 – Criação das variáveis independentes da otimização.	71
Figura 30 – Definição do intervalo de variação e resolução para a variável independente.	72
Figura 31 – Estabelecimento da faixa permitida para consumo específico de combustível. ...	74
Figura 32 – Gráfico dos valores do consumo específico de combustível obtidos ao longo da otimização pelo método Univariate, para as condições de operação selecionadas.....	75
Figura 33 – Gráfico comparativo do consumo específico de combustível dos motores turbo, aspirado, e aspirado com eventos de válvula ótimos.	76
Figura 34 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 1500 rpm e 2 bar.	78
Figura 35 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 1500 rpm e 2 bar, para os casos original e otimizado.....	78
Figura 36 – Diagramas p-V do motor operando a 1500 rpm e 2 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.	80
Figura 37 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 1500 rpm e 2 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	80
Figura 38 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 2000 rpm e 2 bar.	82
Figura 39 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 2000 rpm e 2 bar, para os casos original e otimizado.....	83

Figura 40 – Diagramas p-V do motor operando a 2000 rpm e 2 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	84
Figura 41 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 2000 rpm e 2 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	85
Figura 42 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 2000 rpm e 4 bar.	87
Figura 43 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 2000 rpm e 4 bar, para os casos original e otimizado.....	88
Figura 44 – Diagramas p-V do motor operando a 2000 rpm e 4 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	89
Figura 45 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 2000 rpm e 4 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	89
Figura 46 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 3000 rpm e 6 bar.	91
Figura 47 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 3000 rpm e 6 bar, para os casos original e otimizado.....	92
Figura 48 – Diagramas p-V do motor operando a 3000 rpm e 6 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	93
Figura 49 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 3000 rpm e 6 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	94
Figura 50 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 2500 rpm e 8 bar.	95
Figura 51 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 2500 rpm e 8 bar, para os casos original e otimizado.....	96
Figura 52 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 2500 rpm e 8 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	97
Figura 53 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 2000 rpm e 8 bar.	99
Figura 54 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 2000 rpm e 8 bar, para os casos original e otimizado.....	100

Figura 55 – Diagramas $\log(p)$ - $\log(V)$ do motor operando a 2000 rpm e 8 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	100
Figura 56 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 3500 rpm e 10 bar.	102
Figura 57 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 3500 rpm e 10 bar, para os casos original e otimizado.....	103
Figura 58 – Diagramas $\log(p)$ - $\log(V)$ do motor operando a 3500 rpm e 10 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	104
Figura 59 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 2500 rpm e 10 bar.	105
Figura 60 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 2500 rpm e 10 bar, para os casos original e otimizado.....	106
Figura 61 – Diagramas $\log(p)$ - $\log(V)$ do motor operando a 2500 rpm e 10 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.....	107

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Pontos de operação escolhidos para otimização do consumo específico de combustível, os quais representam as condições de funcionamento mais utilizados em um veículo conduzido em ciclo urbano.....	67
Tabela 2 – Domínio definido para as variáveis independentes no início da otimização.	73
Tabela 3 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (1500 rpm e 2 bar).	81
Tabela 4 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (2000 rpm e 2 bar).	86
Tabela 5 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (2000 rpm e 4 bar).	90
Tabela 6 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (3000 rpm e 6 bar).	94
Tabela 7 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (2500 rpm e 8 bar).	98
Tabela 8 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (2000 rpm e 8 bar).	101
Tabela 9 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (3500 rpm e 10 bar).	104
Tabela 10 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (2500 rpm e 10 bar).	108
Tabela 11 – Redução/aumento percentual de parâmetros do motor aspirado com curva de elevação otimizada em relação à operação com curva de elevação original.	109

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVOS	15
1.1.1	Geral.....	15
1.1.2	Específicos.....	15
2	ESTADO DA ARTE	16
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	20
3.1	HISTÓRICO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS.....	20
3.2	MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA DE QUATRO TEMPOS	23
3.2.1	Componentes e nomenclatura	23
3.2.2	Ciclo de operação.....	27
3.2.3	Ciclos termodinâmicos ideais de motor de ignição por faísca.....	29
3.2.3.1	Ciclo de Otto	30
3.2.3.2	Ciclo de Miller	31
3.2.4	Parâmetros do motor.....	33
3.2.4.1	Trabalho	33
3.2.4.2	Torque e potência	34
3.2.4.3	Pressão média do ciclo.....	35
3.2.4.4	Consumo específico.....	37
3.2.4.5	Eficiência	37
3.2.4.6	Curvas características do motor	39
3.3	VÁLVULAS	44
3.3.1	Características de fluxo através das válvulas	46
3.4	VARIAÇÃO DOS EVENTOS DAS VÁLVULAS	49
3.4.1	Mudanças nos tempos da válvula de admissão.....	50
3.4.1.1	Atraso e antecipação da abertura da válvula (LIVO e EIVO)	50
3.4.1.2	Atraso e antecipação do fechamento da válvula (LIVC e EIVC)	52
3.4.2	Mudanças nos tempos da válvula de escape	54
3.4.2.1	Atraso e antecipação da abertura (LEVO e EEVO)	55
3.4.2.2	Atraso e antecipação do fechamento (LEVC e EEVC)	55
3.5	OTIMIZAÇÃO.....	57
3.5.1	Método de Brent	62

3.5.1.1	Método de busca da razão áurea	62
3.5.1.2	Método da interpolação quadrática ou parabólica.....	64
4	METODOLOGIA.....	65
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS	76
6	CONCLUSÕES	111
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	113
	REFERÊNCIAS	114

1 INTRODUÇÃO

A procura pelo aperfeiçoamento da eficiência dos motores de combustão interna sempre esteve presente na história dessa tecnologia, a fim de torná-la viável na produção de potência útil necessária na aplicação de interesse (geração de energia, automóveis, etc.). A título de exemplo, a partir da década de 1960, os esforços aumentaram diante dos desafios das legislações mais rigorosas em relação às emissões atmosféricas e poluição sonora, e da crise do petróleo. Assim, os fabricantes de motores de CI foram estimulados a estudar alterações físicas para obter melhorias no funcionamento de suas máquinas; além de modificar e desenvolver combustíveis novos (por exemplo, os renováveis, como etanol) para reduzir as emissões de CO₂ e a dependência de combustíveis fósseis.

Recentemente, diante da enorme população de veículos equipados com motores de combustão interna, diferentes soluções estão sendo empregadas para melhoria do consumo de combustível e redução das emissões de poluentes. Dentre as mais conhecidas e recentes, estão as tecnologias de atuação variável de válvulas, recirculação de gases de exaustão, injeção direta, e hibridização de veículos (SICZEK, 2016).

A tecnologia de atuação variável de válvulas, bastante presente nos motores automotivos, pode ser utilizada para provocar alterações em importantes parâmetros do motor, como consumo específico de combustível, emissões atmosféricas, torque, e potência de saída, de acordo com a condição de trabalho do motor. O princípio de funcionamento da tecnologia consiste na alteração dos tempos de abertura e fechamento, elevação e duração do curso das válvulas. Apesar de ser uma novidade nos automóveis brasileiros, é uma tecnologia bastante difundida no mundo, e teve a primeira patente emitida no ano de 1918, quando Samuel Haltenberger desenvolveu o dispositivo de ajuste da árvore de cames de um motor de ignição por centelha para adaptar a saída de potência a diferentes alturas de voo (SAE, 2004).

No mercado automotivo atual, fabricantes de carro fazem uso dessa tecnologia em diferentes configurações e formas de funcionamento. Por exemplo, os motores BMW Vanos e Toyota VVT-i apresentam os sistemas VarioCam e VVT-i, respectivamente, e estes trabalham apenas no avanço ou retardo dos tempos das válvulas. Por outro lado, motores como Honda i-VTEC, Fiat MultiAir e Toyota VVT-i apresentam sistemas capazes de ajustar, gradualmente, as elevações e temporização das válvulas (SICZEK, 2016).

Neste trabalho será realizado um estudo da variação dos tempos de válvula em um motor FIAT Etorq Evo 1.6, com o auxílio do software GT-Power.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Geral

Otimizar o consumo específico de combustível do motor de ignição por centelha Etorq Evo 1.6, com o objetivo de minimizá-lo a partir da modificação de variáveis relacionadas aos eventos das válvulas de admissão e escape, utilizando um modelo unidimensional desenvolvido no software GT-Power, e analisar os efeitos sobre parâmetros importantes como torque, eficiência volumétrica, e emissões de poluentes.

1.1.2 Específicos

Os objetivos específicos são os seguintes:

- Realizar a otimização do modelo do motor Etorq Evo 1.6 aspirado no software GT-Power operando em cargas parciais, utilizando os métodos *Univariate* e de Brent, tendo como o objetivo a minimização do consumo específico de combustível em condições de funcionamento representativas da condução de um veículo em um ciclo urbano.
- Gerar os gráficos para os perfis de elevação otimizados das válvulas de admissão e escape para analisar as modificações ocorridas nos tempos de abertura e fechamento e elevação máxima.
- Estudar as razões da obtenção de um menor consumo a partir das curvas de vazão mássica, curvas de elevação das válvulas, diagrama p-V do ciclo, e outros dados, como temperatura, pressão, etc.
- Analisar os efeitos das mudanças nos eventos de válvula sobre parâmetros como torque, eficiência volumétrica, emissões de hidrocarbonetos (HC), e NO_x .

2 ESTADO DA ARTE

Apesar de ser um sistema consagrado na indústria automobilística, os estudos direcionados à atuação variável das válvulas persistem na busca do entendimento dos efeitos sobre parâmetros do motor.

Nesse sentido, Parvate-Partil et. al. (2003) fez uma revisão da literatura relacionada à variação dos eventos das válvulas de admissão e escape e suas implicações no ciclo de pressão-volume do motor, incluindo ainda a eficiência volumétrica, emissões de NO_x e hidrocarbonetos e consumo de combustível. Eles realizaram a simulação de algumas configurações combinadas de retardo e avanço de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape utilizando o software GT-Power. A partir do estudo, foi possível obter resultados equivalentes aos alcançados em experimentos aplicados em motores reais.

Fontana e Galloni (2008) estudaram o potencial de um sistema de temporização contínua de válvula em otimizar o desempenho do motor (torque e potência) e o consumo de combustível em carga parcial, utilizando um único eixo comando de válvulas e um sistema para variação contínua da fase da came (avaliado como solução mais barata). As análises numéricas foram procedidas usando softwares de simulação 1-D (no qual observou-se que os níveis de turbulência dentro do cilindro promovidos pela recirculação interna dos gases de exaustão eram suficientes para manter uma taxa ótima de combustão e estabilidade em baixas e médias cargas) e 3-D (utilizado para obter um correto projeto de porta de exaustão e uma explicação sólida dos fenômenos após as modificações nos tempos das válvulas). A partir das simulações, foi possível verificar os efeitos do VVT no movimento da carga dentro do cilindro, distribuição da massa de gás residual, entre outras implicações que influenciam parâmetros importantes como a presença de NO_x , CO e hidrocarbonetos nos produtos da combustão (relacionados à queima da mistura ar-combustível) e eficiência volumétrica. Segundo os resultados, a alta taxa de recirculação de gases de exaustão poderia reduzir as emissões de NO_x e atuar no controle da carga, mas também poderia deteriorar a eficiência térmica, taxa de combustão, emissões de hidrocarbonetos e CO. Assim, para pontos de alta recirculação, esses problemas poderiam ser amenizados ao intensificar os níveis de turbulência.

Tie Li et al. (2013) aplicaram o ciclo de Miller a um motor de ignição por faísca modificado com booster e injeção direta, através do atraso e avanço do tempo de fechamento da válvula de admissão com o objetivo de suprimir o efeito de batida do motor, e analisar os efeitos no consumo de combustível, torque e potência de saída, comparado ao motor original

com taxa de compressão inferior, em operações a baixa e elevada cargas. Foi verificado uma melhoria no consumo a baixa carga em torno de 7% (com atraso ou avanço do tempo de fechamento da válvula de admissão); o problema relacionado à batida do motor foi sanado ao atrasar ou antecipar o fechamento da válvula de admissão em condições de elevadas cargas; e obteve uma redução nas perdas de bombeamento (trabalho realizado na admissão e exaustão).

Diante das limitações existentes em tecnologias comerciais de variação do tempo de válvula (não conseguem atingir o melhor sincronismo de válvula em todas as condições de trabalho em razão das limitações impostas pelos perfis de cames), Jia-dui (2014) desenvolveu um sistema de ajuste total e variável de válvula pela regulação eletromagnética do tempo de fecho de válvula, partindo do princípio de que os ângulos de atraso, avanço e duração das válvulas de admissão e escape devem ser aumentados ou diminuídos de acordo com a variação da velocidade do motor. Um modelo matemático foi desenvolvido baseado na estrutura e princípio de funcionamento do sistema VVT hidráulico e simulado no software MATLAB/SIMULINK. Os resultados da simulação do modelo foram comparados com os dados experimentais obtidos de um servo motor, e observou-se que o novo sistema ajustou bem o tempo de válvula às condições de funcionamento seguindo o princípio de melhor sincronização proposto pelo autor.

De Bellis et al (2015) analisaram as potencialidades oferecidas pela estratégia nomeada pre-lift, a qual consiste de uma pequena elevação, quase constante, da válvula de admissão durante o curso de exaustão, aplicada a um motor turbo reduzido de quatro cilindros, para aumentar o período de cruzamento de válvulas. No primeiro estágio do estudo, um modelo unidimensional do motor foi integrado a um software comercial de otimização para identificar a calibração capaz de minimizar o BSFC e as emissões de ruído do gás dinâmico a 2000 rpm e 2 bar de pressão média efetiva (carga parcial), utilizando como variável independente o ângulo de fechamento da válvula de admissão e de abertura da válvula que desvia gases de exaustão para controlar a velocidade da turbina. Em seguida, o mesmo procedimento foi realizado, mas agora introduzindo o pre-lift, e, conseqüentemente, as variáveis duração e altura do pre-lift. O método foi repetido para operação em carga total. O modelo foi implementado dentro do software comercial GT-Power. Os perfis de elevação usados nas simulações foram derivados de um sistema de atuação eletro-hidráulico. A detecção dos níveis de ruído foi desempenhada por uma ferramenta de microfone virtual. Os resultados mostraram que o uso da estratégia trouxe benefícios à economia de combustível e aos ruídos em cargas parciais e provocou um aumento substancial na entrega de torque à carga total, enquanto preservou o consumo de combustível.

Çinar et al. (2016) realizaram um estudo em um motor de quatro cursos, único cilindro, e ignição por centelha, com combustível gás liquefeito de petróleo (GLP). Eles reprojetaram o eixo comando de válvulas para diferentes elevações de forma a melhorar a eficiência volumétrica degradada ao operar com GLP. Os testes foram realizados a rotação na faixa de 1700 a 3200 rpm, com a válvula borboleta completamente aberta (carga total). Os resultados gráficos mostraram que a redução na elevação de 8 mm para 7 mm implicou na redução da eficiência volumétrica, aumento do torque, redução do consumo específico de combustível, aumento da eficiência térmica, atenuações pequenas nas emissões de hidrocarbonetos e CO, e modesto aumento nas emissões de NO_x.

Remasamy et al. (2016) estudaram o efeito da diferença de elevações entre duas válvulas de admissão na combustão em um motor de ignição por centelha convertido para bicomcombustível com GNV (gás natural veicular), visando eliminar a instabilidade na combustão e melhorar a mistura entre ar e combustível. Um modelo do CFD foi simulado e validado com dados experimentais para o GNV, obtendo-se erros pequenos. Em seguida, três condições foram rodadas: o caso base com eixo comando convencional, e mais dois cenários com 1 mm e 2 mm de diferença entre elevações das válvulas de admissão, usando em todos os casos GNV como combustível. Os resultados apontaram maior pico de pressão para o caso de 1 mm de diferença de elevação, justificado pela maior turbulência gerada, que proporcionou melhor mistura, aumento da velocidade de chama e queima mais rápida. Em seguida, partiu-se para fabricação do perfil de came para o caso de 1 mm de diferença de elevação, e teste experimental no dinamômetro. Nos testes, o motor apresentou eficiências próximas às aquelas ao operar com gasolina, como consequência do mais eficiente uso do combustível (mistura mais homogênea). A queima mais eficiente também acarretou na redução do consumo específico de combustível.

Em seu trabalho, Yangtao Li et al. (2017) otimizou um sistema hidráulico de atuação de válvulas (HVVA), um sistema extremamente flexível em relação ao eixo comando de válvulas baseados em came, para melhorar o desempenho com respeito à potência (em plena carga) e economia de combustível (em cargas parciais). Eles propuseram um novo modelo de motor HVVA no GT-SUITE, o qual foi calibrado por dados experimentais e a otimização foi realizada utilizando o método Genetic Algorithm (GA). Em carga total, a implementação do HVVA proporcionou uma melhoria de 10,4% na saída de potência. Em cargas parciais, as estratégias de atraso do fechamento da válvula de exaustão e antecipação na abertura da válvula de admissão foram aplicadas para intensificar a recirculação interna de gases, e consequentemente, atingir as demandas sem utilizar a válvula borboleta do acelerador. O

consumo específico de combustível (BSFC) foi reduzido, em média, de 13,1% na faixa de velocidade em estudo, para uma carga de 7 N-m. Uma simulação acoplada do MATLAB-Simulink e GT-SUITE foi conduzida para resolver o problema da otimização, sendo o motor e o sistema HVVA modelados no GT-SUITE e o otimizador GA rodado no MATLAB. O aperfeiçoamento da saída de torque em carga total foi conduzida pela simultânea otimização de sub objetivos, sendo a minimização das perdas de bombeamento do ciclo e maximização da eficiência volumétrica os objetivos dominantes (ou seja, tratou-se de um problema multi-objetivo), e o procedimento consistiu em encontrar o melhor ajuste entre adiantar e atrasar o tempo de abertura da válvula de escape, de forma a estabelecer um equilíbrio entre não desperdiçar trabalho de expansão e reduzir o trabalho de expulsão de gases queimados. Para cargas parciais, o objetivo foi minimizar o consumo específico de combustível a partir do sistema HVVA, utilizando a estratégia do LIVC (fechamento atrasado da válvula de admissão) ou EIVC (fechamento antecipado da válvula de admissão) para controle da carga admitida, sem a necessidade da válvula borboleta.

Perante a potencialidade que a variação dos eventos de válvulas tem para alcançar melhorias em diversas características do motor, de forma a torná-lo mais econômico e eficiente, o estudo a seguir será realizado visando estudar os impactos destas alterações no funcionamento do motor Etorq Evo 1.6, a partir da obtenção dos eventos das válvulas de admissão e escape, em condições de operação mais comuns em um veículo conduzido em ciclo de consumo urbano, que promovam o mínimo consumo específico de combustível.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O motor de combustão interna é uma máquina térmica que permite a transformação de calor em trabalho, a partir da queima de uma mistura ar-combustível. Esta classe de motores está dividida em alternativos, rotativos e de impulso.

Objeto de estudo nesse trabalho, nos motores alternativos o fluido ativo é a mistura ar-combustível, na parte inicial do ciclo, e os gases de combustão, após a queima da mistura fresca. Estes motores podem apresentar um ciclo de dois ou quatro tempos (ou cursos), sendo o primeiro menos comum no mercado (BRUNETTI, 2012).

Estas máquinas alternativas também são classificadas em relação à forma como a combustão é iniciada. Nos motores conhecidos como Diesel, o ar admitido no curso inicial é comprimido até determinada temperatura, quando o combustível é injetado e reage espontaneamente com o oxigênio. Já nos motores de ignição por centelha, a mistura ar-combustível é admitida ou formada no interior (injeção direta de combustível dentro cilindro) e inflamada por uma faísca que ocorre entre os eletrodos da vela de ignição (BRUNETTI, 2012).

Os próximos tópicos apresentarão mais detalhes a respeito dos motores de combustão interna, em especial os de ignição por centelha.

3.1 HISTÓRICO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS

Os primeiros motores de combustão interna modernos foram desenvolvidos em meados da metade do século XIX, concomitantemente com a criação do automóvel, após muitos experimentos e criação de protótipos nos Estados Unidos e Europa (PULKRABEK, 1997). A partir da década de 1860 os motores de combustão interna se tornaram uma realidade prática, e o primeiro motor comercializável, desenvolvido por J. J. Lenoir, queimava uma mistura de ar e gás de carvão à pressão atmosférica (sem compressão antecedendo a combustão). Neste modelo, gás e ar eram arrastados para dentro do cilindro durante a primeira metade do curso do pistão, uma faísca era usada para provocar a ignição e queima da mistura, aumentando a pressão e produzindo potência ao empurrar o pistão no restante do curso (HEYWOOD, 1988).

Os dois principais tipos de motores de combustão interna, os motores de ignição por faísca e de ignição por compressão, foram concebidos décadas após o feito de Lenoir. Antes disso, em 1866, Otto e Langen deram um passo importante quando desenvolveram um motor atmosférico que oferecia um consumo de combustível em torno da metade do motor de Lenoir

e o dobro da eficiência (cerca de 11%). Em 1876, baseado no princípio de ciclo motor de quatro tempos (patenteada pelo engenheiro francês A. Beau de Rochas, em 1862 - admissão, compressão, expansão e exaustão), Nicolaus A. Otto desenvolveu um motor protótipo que apresentava vantagens em relação ao atmosférico, como peso e volume menores. O motor aperfeiçoado teve bastante sucesso e consolidou a indústria de motores de combustão interna, atingindo vendas de quase 50.000 em 1890, na Europa e Estados Unidos (STONE, 1992; HEYWOOD, 1988).

Já no final do século XIX, um novo motor foi criado pelo alemão Rudolf Diesel. Em sua patente publicada em 1892, Diesel definiu o princípio de funcionamento de sua máquina, que consistia na injeção de combustível líquido no ar aquecido, após o curso de compressão, eliminando a necessidade do uso de uma faísca para iniciar a queima da mistura (HEYWOOD, 1988). Após anos de estudo e desenvolvimento de motores experimentais, Diesel conseguiu construir o primeiro motor de ignição por compressão, o qual, apesar de ser mais eficiente que o motor de ignição por centelha, só começou a ser aplicado em automóveis e caminhões a partir da década de 1920, em consequência de problemas como barulho elevado, lentidão, e grandes dimensões (PULKRABEK, 1997).

Neste contexto, duas grandes descobertas contribuíram para o surgimento destes motores. Em 1859, na Pensilvânia, o início da exploração do óleo cru possibilitou o desenvolvimento de combustíveis confiáveis para o funcionamento do motor (substituindo algumas fontes inconsistentes como óleo de baleia, gás de carvão, óleos minerais, carvão como combustível). Este foi o primeiro passo para o crescimento da indústria do petróleo, e, conseqüentemente, aperfeiçoamento e concepção de novos combustíveis (gasolina, diesel, GLV, entre outros). Posteriormente, em 1888, foi desenvolvido o pneu pneumático de borracha, comercializado pela primeira vez por John Dunlop, que contribuiu para o crescimento do mercado de automóveis, estimulando indiretamente os motores de combustão interna (PULKRABEK, 1997).

A partir disso, novos estudos resultaram em melhorias em relação à estrutura do motor e aos combustíveis utilizados, por exemplo o desenvolvimento de dispositivos para vaporizar e misturar o combustível com o ar (os carburadores), sistemas de arrefecimento, processos para obtenção de combustíveis (por exemplo, o craqueamento térmico), além de sistemas de partida elétrica que eliminaram problemas no startup do motor, que surgiram após a utilização de combustíveis com ponto de ebulição mais alto. No período entre guerras mundiais houve bastante avanços dessas máquinas, uma vez que a visão da importância dos combustíveis na combustão começou a ganhar força, o que resultou no desenvolvimento de

combustíveis de maior qualidade, com capacidade de resistir ao problema da detonação (knock), e permitiu o aumento da relação de compressão dos motores, proporcionando maiores potências e eficiências (HEYWOOD, 1988).

A partir da década de 1960, diante do problema da poluição atmosférica com grande contribuição dos automóveis (emissões de NO_x, CO, fuligem, hidrocarbonetos), as primeiras normas de emissões foram introduzidas nos Estados Unidos, que forçaram novas melhorias como o uso conversores catalíticos de três vias para reter poluentes (medidas dentro do motor já não eram suficiente para reduzir as emissões) e uso de combustíveis sem chumbo (substância anti-detonação, bastante tóxica). Não só a poluição atmosférica foi atingida. No início dos anos 70 normas relacionadas a ruídos também foram estabelecidas. Neste mesmo período, devido ao alto custo do petróleo bruto, houve a necessidade de melhorias substanciais da eficiência do motor, o que resultou na recorrência a combustíveis alternativos, não derivados do petróleo, como gás natural, metano e etanol (HEYWOOD, 1988). Esta década ainda foi marcada também pelo desenvolvimento da injeção de combustível à baixa pressão controlada eletronicamente (trabalho realizado pela Bosch), a qual rapidamente ganhou o lugar dos carburadores. Outra tecnologia que começou a ser empregada nos motores CI na década de 1960 foi a turbo alimentação com objetivo de aumentar a potência e reduzir o consumo (SAE, 2004).

Nos anos de 1980 e 1990, um novo tópico tornou-se o foco dos estudos: o controle de carga. Diante desta problemática, as primeiras soluções vieram com o desenvolvimento da tecnologia de múltiplas válvulas. Em seguida, novas melhorias foram implementadas com o desenvolvimento da tecnologia de atuação variável de válvulas, bem como o uso de coletores de admissão de configuração variável (SAE, 2004).

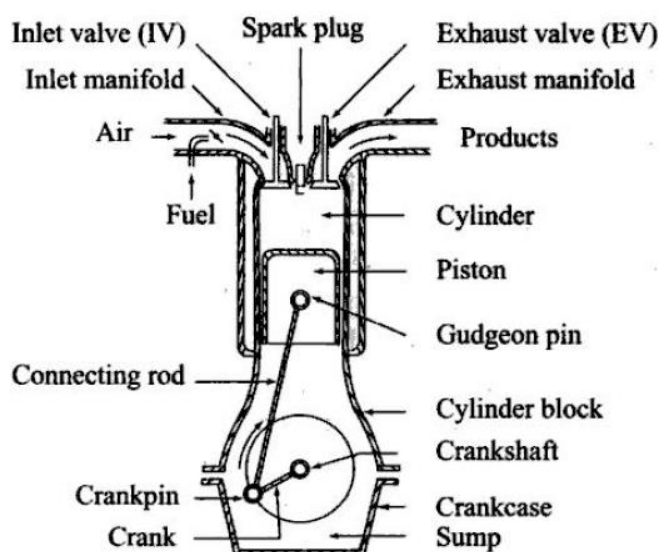
Apesar de muito tempo de estudos e aperfeiçoamentos dos motores de combustão interna, melhorias contínuas vêm sendo alcançadas através da incorporação de novas tecnologias que permitem a operação do motor de forma mais eficiente e com potencial poluidor menor e baixo consumo. Exemplos disso são a aplicação de materiais que reduzem o peso, tamanho e, ao mesmo tempo, as perdas de calor. Além disso, pode-se citar conceitos recentes relacionados à formação da mistura e combustão (injeção direta e carga estratificada, por exemplo) e sistemas elétricos/eletrônicos mais modernos que permite maior controle dos parâmetros de operação do motor.

3.2 MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA DE QUATRO TEMPOS

3.2.1 Componentes e nomenclatura

A configuração mais comum de um cilindro de motor de ignição por centelha está mostrada, de forma simplificada, na Figura 1. A maioria dos componentes e suas funções são descritas a seguir de forma resumida:

Figura 1 – Esquema simplificado exibindo os componentes de um motor de ignição por faísca.



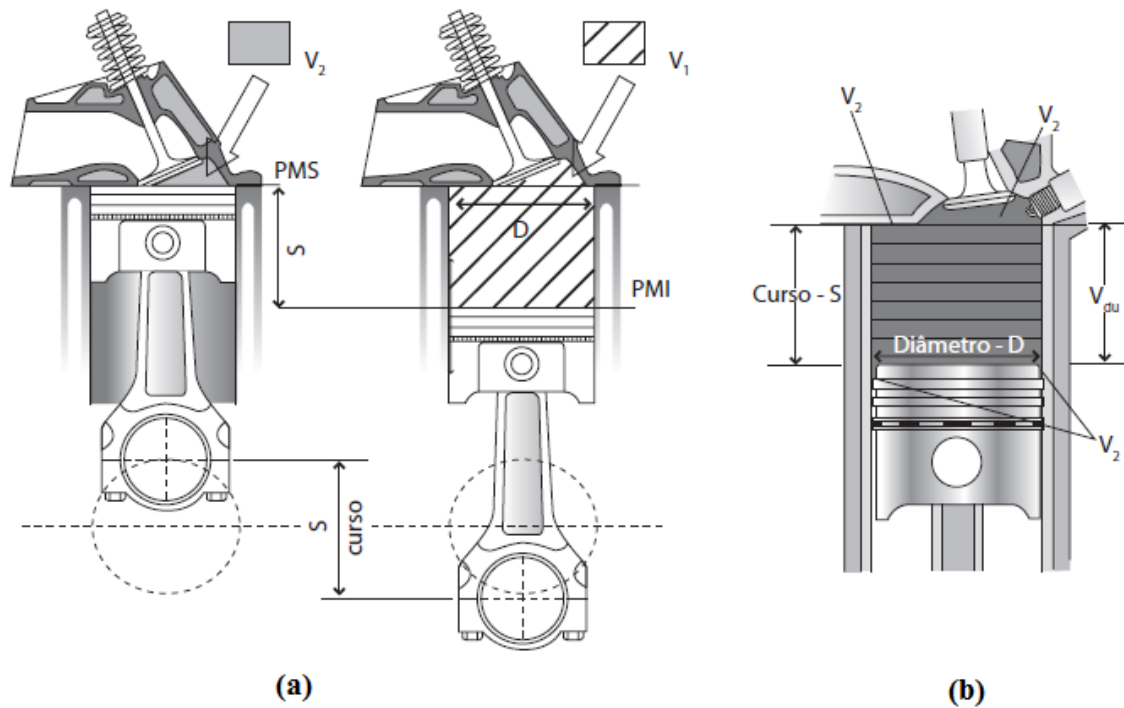
Fonte: Ganesan (2003).

- Bloco do motor: atua como principal suporte estrutural de vários componentes; nele está localizado os cilindros do motor onde trabalham os pistões, e camisas d'água para arrefecimento. Na parte superior do bloco, uma junta é incorporada entre a cabeça do cilindro e o bloco de forma a proporcionar a vedação do motor nesta região. A parte inferior ligada ao bloco é denominada cárter, o qual atua como reservatório de óleo de lubrificação do motor. A superfície interna onde o pistão atua é denominada furo (GANESAN, 2003).
- Pistão: componente cilíndrico, provido de anéis de vedação para promover a estanqueidade dos gases e lubrificantes, que é instalado dentro do cilindro. Representa a fronteira móvel do sistema de combustão por meio da qual a energia dos gases de combustão é transformada em energia mecânica (GANESAN, 2003).

- Câmara de combustão: volume entre a face do pistão e a cabeça do cilindro onde ocorre a combustão. O tamanho da câmara de combustão muda continuamente de um volume mínimo quando o pistão está no ponto superior a um valor máximo quando está na posição mais distante da cabeça do cilindro (PULKRABEK, 1997). Essa variação em seu volume é o resultado do aumento de pressão nessa região provocado pela combustão da mistura ar-combustível e liberação de energia (GANESAN, 2003).
- Vela de ignição: dispositivo elétrico que inicia o processo de combustão dentro da câmara de combustão através de uma descarga de alta voltagem entre seus eletrodos. Estão montados na cabeça do cilindro (cabeçote) (PULKRABEK, 1997).
- Coletor de admissão: tubo que conecta o sistema de admissão à válvula de admissão do motor, através do qual a mistura ar-combustível, ou apenas ar, é arrastado para dentro do cilindro (GANESAN, 2003).
- Coletor de escape: tubo que conecta o sistema de exaustão à válvula de escape do motor, através do qual os produtos da combustão são exauridos para a atmosfera (GANESAN, 2003).
- Válvulas: dispositivos que têm a função de controlar a entrada da mistura e saída dos gases do cilindro, fechando e abrindo a porta de comunicação do cilindro com os coletores de admissão e escape (MARTINS, 2006).
- Biela: componente responsável por transformar o movimento alternativo do pistão em rotação do virabrequim. O pé está conectado ao pistão e a cabeça da biela está montada no virabrequim (MARTINS, 2006).
- Virabrequim: elemento que transforma o movimento de translação do pistão em rotativo do eixo do motor. É um elemento bastante exigido mecanicamente. Geralmente comanda os sistemas de distribuição, ignição, injeção, refrigeração e lubrificação através de correntes, engrenagens e sensores eletrônicos de posição. Possui contrapesos para manter o eixo balanceado (movimentos suaves) e é vazado internamente para permitir lubrificação dos mancais e apoio de manivela (MARTINS, 2006).
- Eixo comando ou árvore de cames: componente responsável por controlar a abertura e fecho das válvulas de admissão e descarga. O eixo comando geralmente é comandado pelo virabrequim, por meio de algum elemento de transmissão. As cames são parte integrantes do eixo de comando e são projetados para abrir as válvulas no tempo correto e mantê-las abertas durante intervalo necessário (GANESAN, 2003).

Segundo Brunetti (2012), em relação à posição do pistão no interior do cilindro adota-se a nomenclatura mostrada na Figura 2:

Figura 2 – Nomenclatura em relação às posições do pistão no cilindro



Fonte: Brunetti (2012), adaptado pelo autor.

Sendo:

- Ponto Morto Superior (PMS) – posição na qual o pistão está mais próximo do cabeçote.
- Ponto Morto Inferior (PMI) – posição mais afastada do cabeçote.
- Curso do pistão (S) – distância percorrida pelo pistão entre os pontos morto inferior e superior.
- Volume total (V_1) – volume compreendido entre a superfície do pistão e o cabeçote, quando o pistão está no PMI.
- Volume morto ou volume da câmara de combustão (V_2) – volume entre a face do pistão e o cabeçote, quando o cilindro está no PMS.
- Cilindrada unitária ou deslocamento volumétrico (V_{du}) – volume deslocado pelo pistão entre as posições de PMI e PMS.
- Número de cilindros do motor (z)

- Cilindrada total (V_d) – volume deslocado do motor ou cilindrada do motor.

A partir das características acima (Figura 2-b), relações e novos parâmetros podem ser deduzidos, como mostrado a seguir (BRUNETTI, 2012):

- Relação entre a cilindrada unitária, volume total e volume morto:

$$V_{du} = V_1 - V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \quad (1)$$

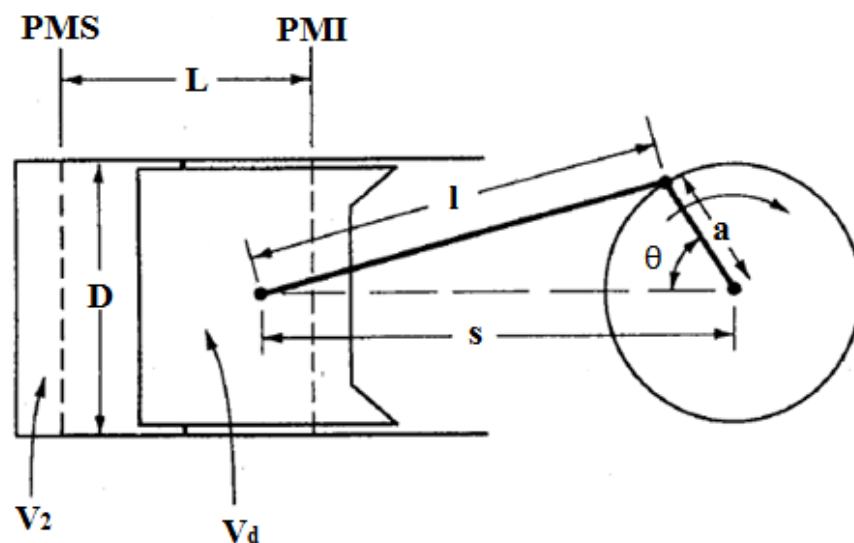
- Relação entre a cilindrada total e unitária:

$$V_d = V_{du} \cdot z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \cdot z \quad (2)$$

- Relação volumétrica ou taxa de compressão (r_v) - razão entre o volume total (V_1) e volume morto (V_2):

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{du} + V_2}{V_2} = \frac{V_{du}}{V_2} + 1 \quad (3)$$

Figura 3 – Geometria do pistão, cilindro, biela, e virabrequim sendo l o comprimento da biela, a o raio do virabrequim, e θ o ângulo de posição do virabrequim.



Fonte: Heywood (1988), adaptado pelo autor.

A partir da Figura 3, mais algumas relações geométricas podem ser apresentadas (HEYWOOD, 1988):

- Relação entre o curso e o raio da manivela

$$L = 2a \quad (4)$$

- Distância entre o eixo do virabrequim e o pino do pistão (s)

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (5)$$

- Velocidade instantânea do pistão (v_p):

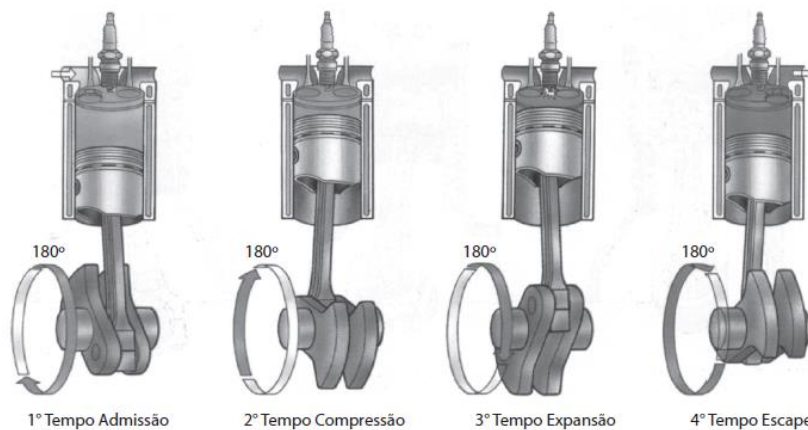
$$v_p = \frac{ds}{dt} \quad (6)$$

A velocidade tem valor zero nos PMI e PMS, e máximo valor próximo ao meio do curso (Heywood, 1988).

3.2.2 Ciclo de operação

Segundo Martins (2006), o ciclo de operação de um motor de quatro tempos (Figura 4), o qual corresponde a duas voltas do virabrequim, pode ser explicado da seguinte forma:

Figura 4 – Quatro tempos de um motor de combustão interna.



Fonte: Brunetti (2012).

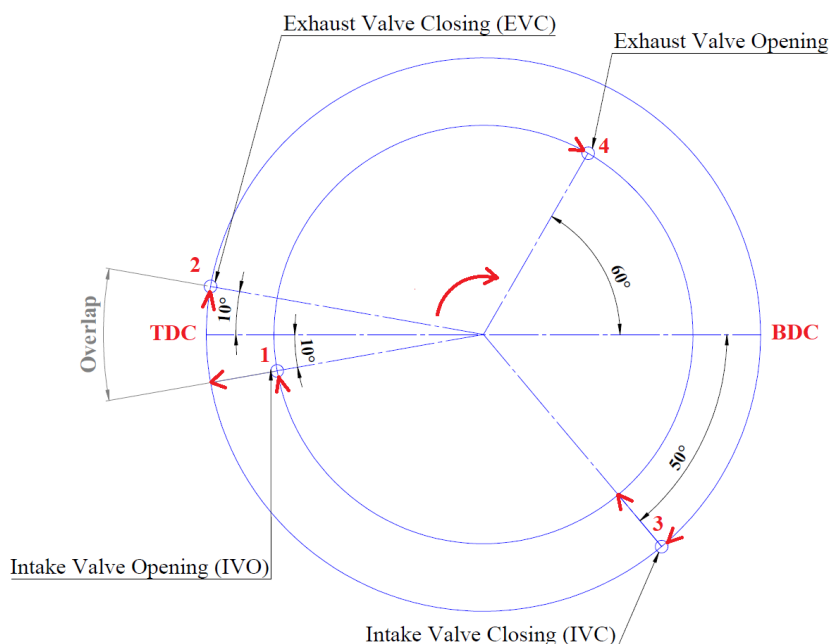
- Tempo de admissão – o pistão efetua um curso descendente (do PMS ao PMI) com a válvula de admissão aberta. Este movimento provoca uma queda de pressão no interior do cilindro, o que induz a mistura, proveniente do sistema de admissão, para dentro do cilindro, provocando o enchimento do mesmo.
- Tempo de compressão – o pistão se desloca do PMI ao PMS e comprime os gases admitidos. Com isso, há uma elevação de temperatura e turbulência da mistura, vaporizando a gasolina ainda no estado líquido e homogeneizando a mistura (condições que favorecem a combustão completa, maior liberação de energia e menor emissões de poluentes). Durante esse tempo, todas as válvulas encontram-se fechadas.
- Tempo de expansão – com o pistão no PMS (fim da compressão), a vela de ignição é acionada e uma faísca é gerada entre os eletrodos da mesma, provocando a rápida queima da mistura (aquecida e comprimida). Como consequência, gera-se uma pressão muito alta e o pistão é empurrado violentamente até o PMI. Este deslocamento, provocado pela expansão dos gases, é o que fornece trabalho para o eixo do motor.
- Tempo de escape – ao chegar no PMI a válvula de escape abre-se e os gases resultantes da combustão fluem para fora do cilindro durante o movimento até o PMS, limpando o interior do cilindro. Ao atingir o PMS, a válvula de escape se fecha, e os gases seguem para o sistema de exaustão.

A descrição do ciclo motor acima representa o funcionamento de forma simplificada de um motor real de ignição por centelha. Isso porque os tempos de aberturas das válvulas não ocorrem de forma instantânea e nem coincidem com os pontos mortos inferior e superior. Se isso ocorresse, resultaria em uma operação totalmente ineficiente. Na prática, é necessário realizar mudanças nos tempos básicos das válvulas definidos pelo princípio do ciclo de quatro tempos. Nos motores convencionais, como os tempos de válvulas são fixos (definidos pelo perfil de cames que compõe o eixo comando de válvulas), uma sincronização fixa que resulte em um equilíbrio de funcionamento nas diversas condições de carga do motor é utilizada. Em motores mais modernos, os quais apresentam mecanismos de variação do tempo e elevação das válvulas, consegue-se melhores valores para os parâmetros do motor nas diferentes faixas de operação (SICZEK, 2016).

A Figura 5 mostra um diagrama de eventos de válvulas, exibindo os ângulos nos quais ocorrem a abertura e fecho de válvulas em um motor de ignição por faísca convencional.

Nota-se a partir da representação do ciclo que durante um intervalo de vinte graus de ângulo de manivela as válvulas de admissão e escape se encontram abertas ao mesmo tempo, fenômeno denominado sobreposição ou cruzamento de válvulas (*overlap*).

Figura 5 – Diagrama de tempos para um motor de ignição por faísca convencional.



Fonte: Parvate-Patil, Hong e Gordon (2003), adaptado pelo autor.

3.2.3 Ciclos termodinâmicos ideais de motor de ignição por faísca

Ao longo do desenvolvimento dos motores de combustão interna foram criados alguns ciclos ideais que aproximam o funcionamento desses equipamentos. Os mais famosos, como os ciclos Otto, Diesel, misto (Otto e Diesel), de Atkinson e de Miller, utilizam em sua análise a hipótese de ar-padrão, a qual define o fluido de trabalho como ar operando em um ciclo termodinâmico.

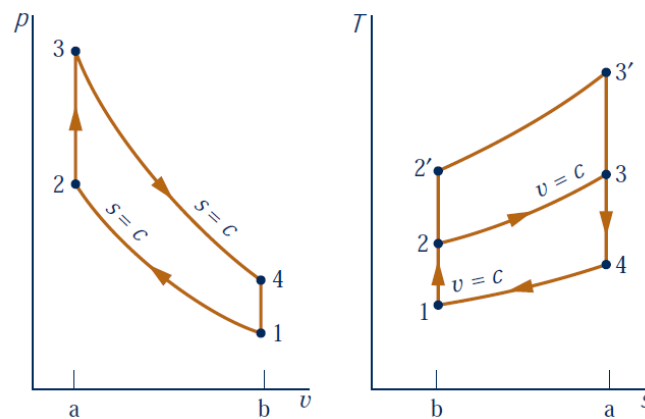
Os tópicos a seguir abordam dois ciclos que são usados para os motores de ignição por faísca: os ciclos Otto e Miller (este último sendo importante para simular os efeitos das variações da abertura das válvulas).

3.2.3.1 Ciclo de Otto

O ciclo Otto (diagramas da Figura 6) é um ciclo ideal no qual o processo de compressão (1-2) é isentrópico (reversível e adiabático), a combustão (2-3) é substituída por um processo de transferência de calor a volume constante para o ar (ocorrendo de forma instantânea no PMS), o curso de potência (3-4) trata-se de uma expansão isentrópica, e o curso de exaustão (4-1) é substituído por um processo de rejeição de calor a volume constante do ar para o ambiente, quando o pistão está no ponto morto inferior (SHAPIRO, 2013).

Por ser um ciclo no qual os processos são internamente reversíveis, as áreas dos diagramas T-s (1-2-3-4-1) e p-v (1-2-3-4-1) representam o calor e trabalho (W), respectivamente. Sendo assim, a área b-1-4-a-b do diagrama T-s é o calor rejeitado (Q_{1-4}), e a área b-2-3-a-b é o calor fornecido para o ar; assim como, a área 1-2-a-b-1 do diagrama p-v representa o trabalho de compressão, e a área a-3-4-b-a representa o trabalho fornecido no curso de potência do pistão (SHAPIRO, 2013).

Figura 6 – Diagramas p-v e T-s do ciclo de ar-padrão Otto.



Fonte: Shapiro (2013).

Aplicando o balanço de energia aos processos, desprezando as variações de energia cinética e potencial, chega-se à Equação 7:

$$(q_{2-3} - q_{4-1}) - (w_{1-2} - w_{3-4}) = \Delta u \quad (7)$$

Sendo as transferências de calor calculadas pelas Equações 8 e 9, para a hipótese de gás ideal.

$$q_{2-3} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \quad (8)$$

$$q_{4-1} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad (9)$$

Assim, a eficiência do ciclo Otto pode ser calculada pela Equação 10:

$$\eta = \frac{w_{ciclo}}{q_{2-3}} = \frac{q_{2-3} - q_{4-1}}{q_{2-3}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (10)$$

Como os processos de compressão e expansão são isentrópicos, e $v_2 = v_3$ e $v_1 = v_4$, então:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (11)$$

Usando as relações acima e rearranjando a Equação 11 obtém-se a Equação 12. Ela mostra que a eficiência termodinâmica de um ciclo Otto ideal depende da taxa de compressão e da razão de calores específicos. O aumento desses dois parâmetros provoca a sua elevação (o que também é válido para motores de ignição reais).

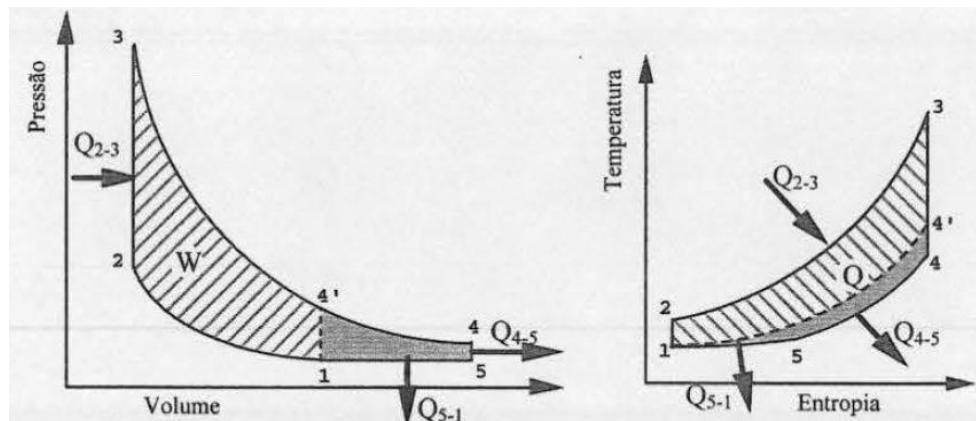
$$\eta = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (12)$$

Aumentar a taxa de compressão de um motor proporciona a elevação da eficiência até um certo limite, a partir do qual o aumento se torna insignificante. Além disso, taxas de compressão muito elevadas provocam o aumento da temperatura da mistura ar-combustível acima da temperatura de autoignição do combustível, levando à ignição instantânea, caracterizada por um ruído audível e conhecido como batida do motor (ÇENGEL, 2015).

3.2.3.2 Ciclo de Miller

O ciclo Miller foi desenvolvido com o objetivo de obter um maior aproveitamento da elevada entalpia dos gases resultantes da combustão dentro do cilindro, para aumentar a eficiência do ciclo. O trabalho extra conseguido adotando esse ciclo está destacado na zona cinza dos diagramas da Figura 7 (a região hachurada é o ciclo Otto) (MARTINS, 2006).

Figura 7 – Ciclo teórico de Miller.

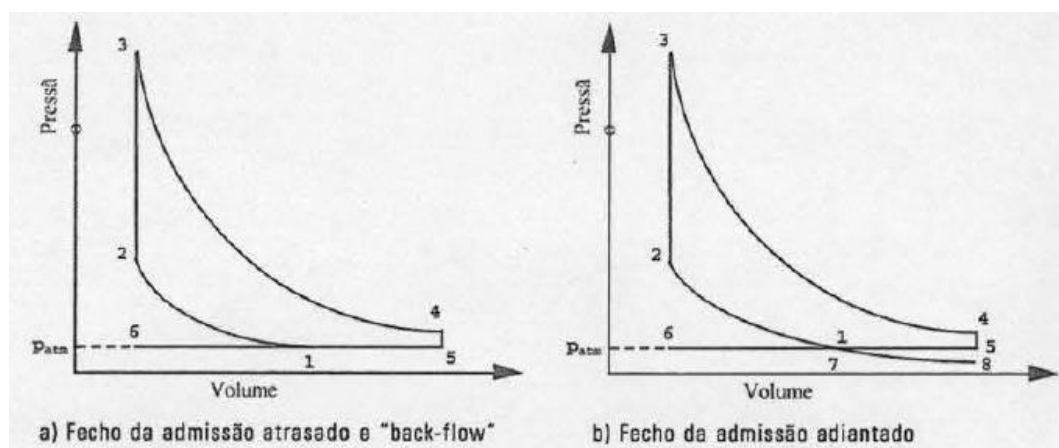


Fonte: Martins (2006).

Para conseguir este aumento, R. H. Miller desenvolveu um ciclo com uma taxa de expansão maior do que a taxa de compressão. Na prática, isso é possível através de um mecanismo de variação do tempo de válvulas (PULKRABEK, 1997).

Existem duas configurações do ciclo: com atraso ou com antecipação do fechamento da válvula de admissão. Na configuração de fechamento atrasado (Fig. 8a), a válvula de admissão se fecha depois do PMI (permanecendo aberta em 6-5-1), e parte do ar admitido retorna ao coletor de admissão. No ciclo Miller adiantado (Fig. 8b), a válvula de admissão se fecha antes que o pistão atinja o PMI (aberta apenas em 6-1), e a descida do pistão até o PMI provoca uma queda na pressão (processo 7-8). Em ambos os casos a pressão no ponto 1 é a atmosférica, e isso significa que o volume de compressão é menor do que o volume de expansão (MARTINS, 2006).

Figura 8 – Diagramas p-v do ciclo de Miller (a) com atraso e (b) com avanço do fecho da válvula de admissão.



Fonte: Martins (2006).

Para que funcione de forma eficiente, é importante que o fechamento da válvula de admissão ocorra no momento correto (seja antes ou depois do PMI), o qual varia à medida que a velocidade e/ou carga do motor mudam. Diante dessa dificuldade, os automóveis de ciclo Miller foram comercializados pela primeira vez apenas na década de 1990, quando os mecanismos de tempos variáveis de válvulas foram desenvolvidos (PULKRABEK, 1997).

3.2.4 Parâmetros do motor

Esta seção descreverá alguns parâmetros do motor comumente utilizados para caracterizar a operação e que estão relacionados a fatores importantes para um usuário, como o desempenho, consumo de combustível, ruídos, emissões, entre outros (HEYWOOD, 1988).

3.2.4.1 Trabalho

O trabalho representa a saída de energia resultante do processo de expansão dos gases de combustão dentro do cilindro. Em outras palavras, durante a expansão, a força devido à pressão no interior da câmara atua sobre face do pistão durante o curso de expansão (PULKRABEK, 1997). Isso pode ser expresso através da Equação 13.

$$W = \int F dx = \int p A_p dx = \int p dV \quad (13)$$

Sendo p a pressão durante a expansão, A_p a área do pistão na qual a pressão atua, x a distância percorrida pelo pistão, e V o volume deslocado pelo pistão.

Em um motor de combustão interna, a partir de um dispositivo chamado indicador de pressões, o qual constitui-se de um transdutor de pressão montado na câmara de combustão, um indicador de posição no virabrequim e um sistema de aquisição de dados que sincroniza e processa os sinais elétricos do transdutor e sensor de posição, obtém-se o diagrama p-V do motor, como mostrado na Figura 9 (BRUNETTI, 2012).

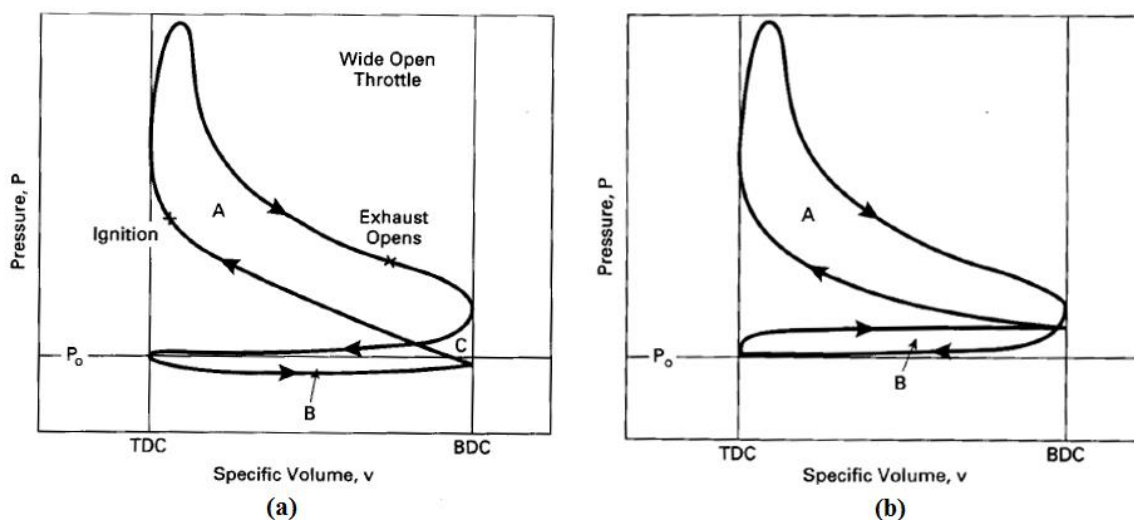
A área total do diagrama p-V representa o trabalho indicado (W_i). A denominação diferenciada "indicado" é adotada pois este refere-se apenas ao trabalho resultante dos processos dentro da câmara de combustão, excluindo o trabalho perdido (W_t) devido ao atrito mecânico e a cargas parasitas do motor (bomba de óleo, compressor do ar condicionado, compressor do tubo-alimentador, alternador e outras). Dessa forma, o trabalho disponível no

virabrequim (W_b) é inferior ao trabalho indicado, como mostra a equação abaixo (PULKRABEK, 1997):

$$W_b = W_i - W_t \quad (14)$$

O trabalho indicado é subdividido em dois componentes formados pela composição das áreas, destacadas por letras, na Figura 9. A soma das áreas A e C, delimitadas pela curva do diagrama p-V, representa o trabalho indicado bruto e consiste nos cursos de compressão e de potência (ou expansão). Já a região B, de pressões abaixo da ambiente, consiste no trabalho de bombeamento, e indica uma perda de trabalho. Quando o motor é aspirado, a área que representa o trabalho de bombeamento é negativa; já em motores com turbo compressor ou superalimentador (este último aumenta o trabalho de atrito, pois são acionados pelo virabrequim) a pressão de admissão é maior que a de escape resultando em um trabalho de bombeamento positivo (HEYWOOD, 1988; PULKRABEK, 1997).

Figura 9 – Diagramas p-v de um motor de ignição por faísca de quatro tempos (a) com alimentação natural e (b) com turbo compressor ou superalimentado.

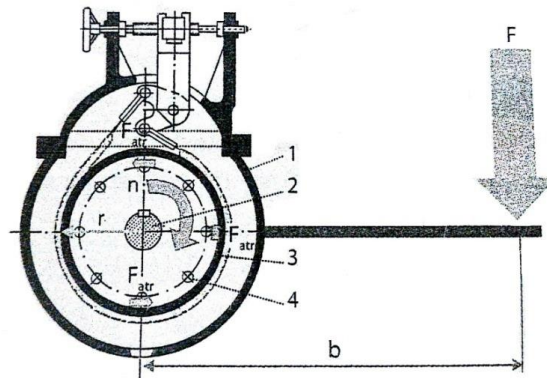


Fonte: Pulkrabek (1997).

3.2.4.2 Torque e potência

Nos motores de combustão interna o torque em uma dada rotação é medido através da imposição de um momento externo resistente de mesma magnitude do produzido pelo motor. O equipamento utilizado para isso é o freio dinamométrico ou dinamômetro.

Figura 10 – Freio de Prony.



Fonte: Brunetti (2012).

Utilizando como base o dinamômetro mais simples, o freio de Prony (Fig. 10), no qual se estabelece o equilíbrio dinâmico (rotação constante) ao apertar uma cinta sobre o rotor (aplicação de uma força de atrito), o torque produzido pelo motor é equilibrado pelo torque produzido pelo dinamômetro e, portanto, consiste do produto da força de atrito pelo raio do rotor (Equação 15) (BRUNETTI, 2012).

$$T = F_{at} \cdot r \quad (15)$$

A potência efetiva disponível no eixo do motor, taxa na qual o trabalho (W_b) é realizado, é função do torque e velocidade angular do motor:

$$P = \omega \cdot T = 2\pi \cdot n \cdot T \quad (16)$$

sendo n a rotação do motor.

3.2.4.3 Pressão média do ciclo

A pressão média efetiva é definida como a pressão que caso fosse aplicada de forma constante à cabeça do pistão produziria o mesmo trabalho do ciclo (BRUNETTI, 2012). A equação para essa propriedade é deduzida a partir da Eq. 13, e está exibida abaixo:

$$p = \frac{W}{V_{du}} \quad (17)$$

Sendo W o trabalho produzido por ciclo termodinâmico em um cilindro.

Existem dois tipos de pressão média, uma baseada no trabalho realizado pelos gases da combustão sobre o pistão durante o curso de potência (indicada), e a outra calculada tomando como base a potência de saída no eixo do virabrequim (efetiva). A pressão média indicada expressa o trabalho indicado por unidade de volume varrido, a qual independe do tamanho, número de cilindros do motor, e velocidade do motor, e, por isso, é um bom parâmetro para comparar motores por projeto ou saída (PULKRABEK, 1997; STONES, 1992). Para um motor de quatro tempos, a pressão média indicada é fornecida pela Equação 18.

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_{du}} \quad (18)$$

A pressão média efetiva é mais importante pois é definida a partir do trabalho no eixo do motor, isto é, leva em consideração as perdas por atrito mecânico e cargas parasitas. Ela é definida de maneira similar como mostra a Eq. 19:

$$p_{me} = \frac{W_b}{V_{du}} \quad (19)$$

A potência total de um motor está relacionada ao trabalho pela Equação 20 (BRUNETTI, 2012):

$$P = W \frac{n}{i} z \quad (20)$$

Sendo i o número de ciclos mecânicos em cada ciclo termodinâmico e z o número de cilindros do motor. Aplicando essa relação às equações para pressão média, obtém-se as Equações 21 e 22:

$$p_{mi} = \frac{P_i \cdot i}{V_{du} \cdot n} \quad (21)$$

$$p_{me} = \frac{P_b \cdot i}{V_{du} \cdot n} \quad (22)$$

3.2.4.4 Consumo específico

Durante testes em motores, a vazão mássica do combustível é medida. Apesar disso, um parâmetro mais útil para avaliar a operação do motor é o consumo específico, definido pela razão entre vazão mássica e potência (Eq. 23). Esta propriedade mede a eficiência com que o motor está utilizando o combustível para realizar trabalho (HEYWOOD, 1988).

$$C_e = \frac{\dot{m}_c}{P} \quad (23)$$

“O consumo específico de combustível decresce com o aumento da velocidade do motor, alcança um valor mínimo e então aumenta novamente em altas velocidades. O consumo de combustível aumenta em altas velocidades por causa das maiores perdas de fricção. Em baixas velocidades do motor, um tempo mais longo por ciclo permite mais perdas por calor e o consumo aumenta. Ele decresce com o aumento da taxa de compressão devido à maior eficiência térmica. O consumo é menor quando a combustão ocorre em uma mistura com razão de equivalência próxima de $\phi = 1$. Quanto mais longe da combustão estequiométrica, mais rico ou mais pobre, maior será o consumo específico de combustível.” (PULKRABEK, 1997).

3.2.4.5 Eficiência

A partir dos parâmetros já definidos nas seções anteriores, pode-se definir uma série de relações que representam a eficácia de conversão de energia (mecânica e térmica), ou de preenchimento do cilindro com ar ou mistura.

A eficiência térmica está relacionada à conversão da energia resultante da combustão da mistura ar-combustível em trabalho sobre o pistão. Como no processo de combustão existem perdas de energia por transferência de calor através das paredes da câmara e a mistura não é completamente queimada (por exemplo, como consequência de uma mistura não homogênea, proporções de ar-combustível muito distantes da estequiométrica), uma parte da energia é perdida e, assim, a potência de saída é menor que a energia disponível no combustível. Ou seja, como impõe a segunda lei da termodinâmica, $Q_{in} > P$ (BRUNETTI, 2012). Sendo assim, a eficiência térmica é definida pela Equação 24.

$$\eta_t = \frac{P}{\dot{Q}_{in}} \quad (24)$$

Sendo Q_{in} , a energia total cedida pelos gases da combustão ao pistão, dada pela Equação 25.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_c \cdot PCI \cdot \eta_c \quad (25)$$

η_c é a eficiência da combustão e PCI é o poder calorífico inferior do combustível. Variações da equação 24 podem ser escritas ao substituir a potência P pela potência efetiva ou indicada.

A eficiência mecânica é a relação entre a potência do eixo (efetiva) e a potência indicada. Este parâmetro evidencia o percentual da potência perdida para superar o atrito nos componentes mecânicos do motor e para condução de acessórios acoplados ao eixo do motor (HEYWOOD, 1988). A Eq. 26 mostra a expressão para o cálculo desse parâmetro.

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} \quad (26)$$

Um fator importante que governa a potência e o desempenho é a quantidade de ar admitida no motor. Quanto maior for a quantidade de ar admitida mais combustível poderá ser queimado, resultando na produção de maior potência. No processo de admissão de ar, é de se esperar que pelo menos uma massa de ar igual à densidade do ar atmosférico multiplicado pelo volume deslocado pelo pistão ocupe a câmara ao final do curso de admissão. Entretanto, fatores como o curto período do ciclo e restrições impostas ao fluxo pelos dispositivos (filtro de ar, válvula borboleta, coletor de admissão e válvula de admissão) limitam a quantidade de ar que entra no cilindro (PULKRABEK, 1997). A partir disso, define-se o parâmetro eficiência volumétrica para expressar a eficácia do processo de indução como a relação entre a massa de ar realmente admitida (m_a) e a massa de ar que poderia preencher o mesmo volume com propriedades iguais a da atmosfera local (m_{a_l}) (Eq. 27) (BRUNETTI, 2012).

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_{a_l}} = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a_l} V_{du} n} \quad (27)$$

Sendo n rotação do motor e ρ_{a_l} a densidade do ar nas condições locais.

Abaixo estão listados alguns fatores que afetam a eficiência volumétrica (HEYWOOD, 1988):

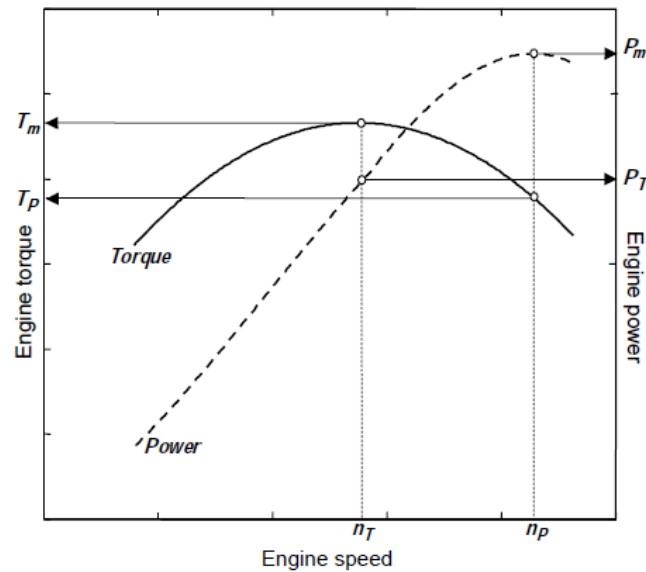
- Tipo de combustível, relação ar-combustível, fração de combustível vaporizada no sistema de admissão, e calor latente de vaporização.
- Temperatura da mistura, influenciada pela transferência de calor.
- Razão de pressões do coletor de exaustão pela do coletor de admissão.
- Taxa de compressão.
- Velocidade do motor.
- Projeto da porta e coletor de escape.
- Geometria, tamanho, elevação e tempos das válvulas de admissão e escape.

3.2.4.6 Curvas características do motor

O motor pode trabalhar em um número infinito de diferentes condições, sendo cada uma correspondente a um torque e rotação. Para uma análise completa do motor, uma faixa total das condições de operação é necessária. Tais informações podem ser coletadas a partir de modelos analíticos do motor que resolvem equações relacionadas ao fluxo de fluidos, combustão e dinâmica; ou através de experimentos. Devido à complexidade imposta pela modelagem e ausência de softwares completamente desenvolvidos, a coleção de dados experimentais utilizando um dinamômetro é a melhor opção (MASHADI e CROLLA, 2012).

Os dados das propriedades, tais como torque, velocidade e potência (esta última calculada a partir das duas primeiras pela Equação 16), em diversas condições de funcionamento são melhores visualizados quando desenhadas em gráficos, os quais são chamados de curvas características do motor. A Figura 11, ilustra uma curva de torque e potência traçados em função da rotação, para um motor operando com a válvula borboleta completamente aberta (WOT - Wide Open Throttle). É possível visualizar pontos importantes no mapa de desempenho do motor. São eles as velocidades para as quais o torque e potência são máximos, n_T e n_P respectivamente. Apesar da importância de um mapa de torque a carga total, eles representam apenas a fronteira superior do desempenho do motor, o que não é suficiente para análise completa do *powertrain* (sistema composto por motor, transmissão, diferencial e rodas) (MASHADI e CROLLA, 2012).

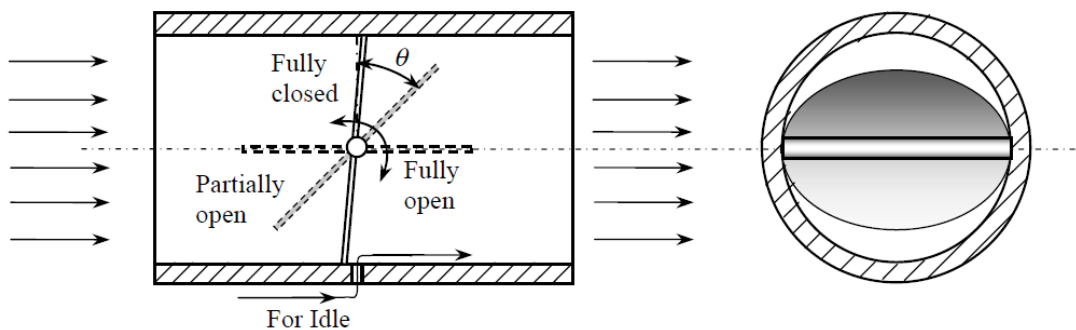
Figura 11 – Curvas características de potência e torque.



Fonte: Mashadi e Crolla (2012).

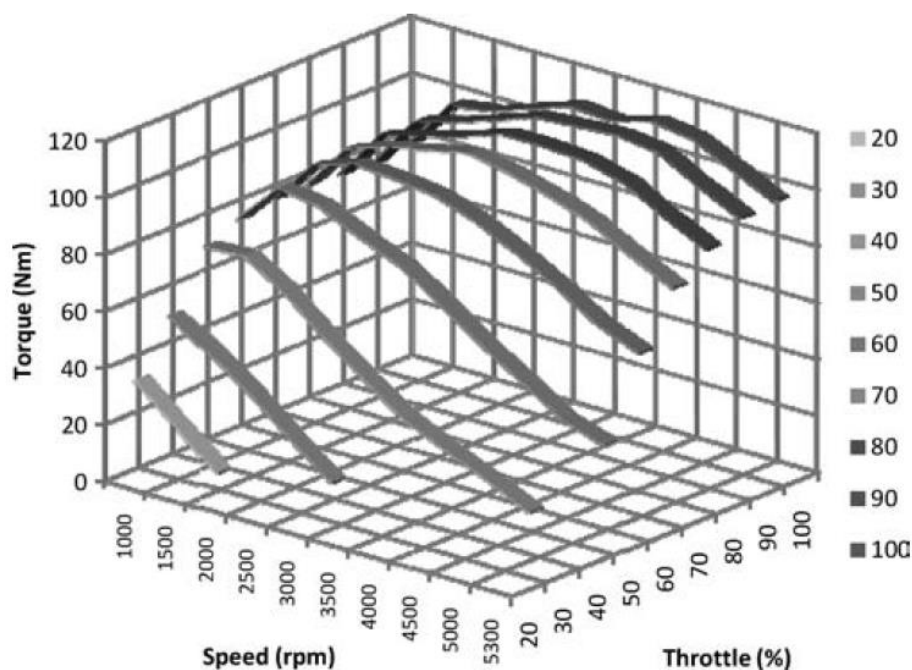
A fim de obter as condições de operação para cargas parciais, a válvula borboleta, presente nos motores de ignição por faísca, deve ser incluída no ensaio do motor no dinamômetro a partir de procedimentos especiais. No experimento, a válvula, a qual controla a quantidade de ar entrando no coletor de admissão, é operada em diferentes ângulos de abertura (ou acelerações), como mostra o esquema na Figura 12. O resultado pode ser visto através de mapas tridimensionais (Figura 13), sendo os eixos coordenados o torque, a rotação e aceleração (percentual de abertura da válvula borboleta).

Figura 12 – Válvula borboleta acionada pelo pedal acelerador do veículo, em um motor de ignição por faísca.



Fonte: Mashadi e Crolla (2012).

Figura 13 – Mapa tridimensional do motor em cargas parciais.



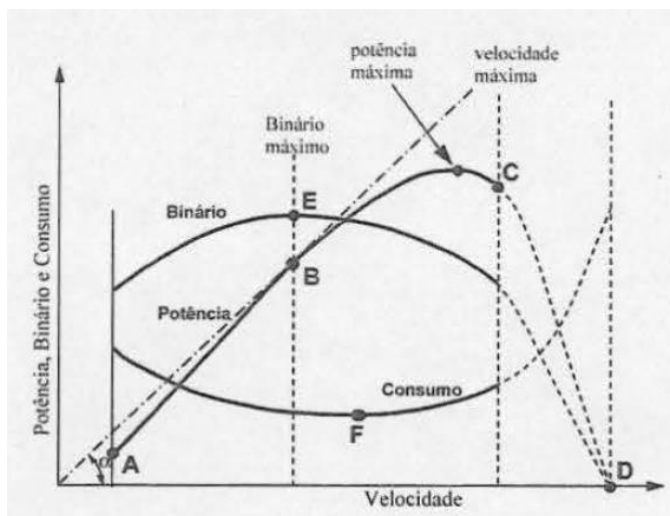
Fonte: Mashadi e Crolla (2012)

De acordo com Martins (2006), o torque indicado é proporcional à quantidade de ar que entra no motor a cada ciclo. Em baixas rotações a quantidade de ar admitida é baixa, resultantes dos ajustes na abertura e fecho de válvulas. Porém, o efeito dinâmico das colunas de gás toma maiores proporções com o aumento da velocidade, até atingir o ponto de máximo torque. Após isso, as perdas de carga no sistema de admissão prevalecem sobre o aumento da velocidade, e o torque indicado cai.

A curva de potência é resultante da Eq. 16, e, consequentemente, tem uma característica crescente durante a fase de aumento do torque, com a elevação da rotação, até atingir o torque máximo. Em seguida, a elevação é provocada apenas pelo aumento da velocidade até atingir a situação na qual a redução do torque supera o aumento da rotação, causando, assim, o decaimento da potência (MARTINS, 2006).

A curva de consumo de combustível (indicação do inverso do rendimento) não tem relações diretas com as curvas acima descritas. O perfil da curva (Fig. 14) mostra que o consumo se deteriora em baixas e elevadas rotações, justificado pelas perdas térmicas e mecânicas altas, respectivamente (MARTINS, 2006).

Figura 14 – Curvas característica de um motor de ignição por faísca.



Fonte: Martins (2006).

Outra forma de dispor os parâmetros obtidos em um ensaio do motor é através dos chamados mapas do motor. O mapa documenta determinadas características do motor como função do ponto de trabalho (definido pela velocidade e torque). O mapa pode ser construído por pontos discretos de valores individuais. Quando a quantidade de dados está disponível em uma ampla faixa de operação, estes podem ser interpolados, gerando as chamadas isolinhas (SAE, 2004).

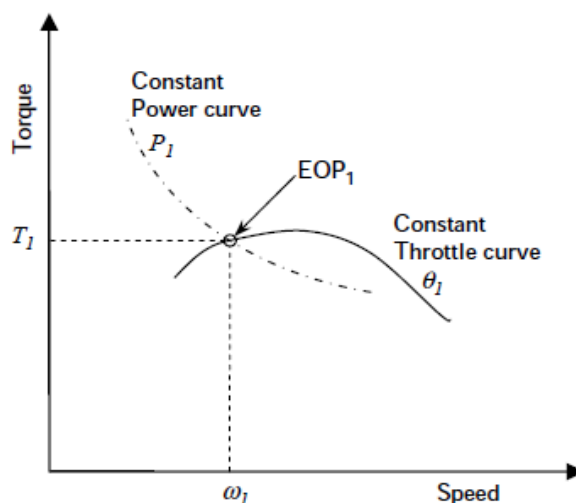
Os mapas do motor também são usados tanto para documentar parâmetros operacionais do motor, tais como tempo de ignição, tempo de injeção, razão de equivalência (fator de excesso de ar para combustão), como para ilustrar estratégias operacionais e avaliação de parâmetros calculados (emissões, consumo de combustível e temperaturas) (SAE, 2004).

O consumo de combustível é controlado pelas condições de carga do veículo e eficiência do motor, isto é, como o veículo é usado e o combustível é transformado em trabalho dentro do motor. Dessa forma, melhorias na eficiência envolvem a redução das cargas no veículo, pela administração da performance e movimento do veículo, assim como pela melhoria da eficiência do *powertrain*, como um todo, e de seus componentes (MASHADI e CROLLA, 2012).

A técnica mais comum de resumir a eficiência de consumo de combustível em diferentes velocidades, torques e condições de aceleração é através do mapa de consumo específico de combustível. A propriedade consumo específico de combustível foi estabelecida em seções passadas. Um ponto de operação é definido pelo ângulo de aceleração, potência, torque e rotação do motor (Figura 15). Cada ponto de operação tem um próprio valor do

consumo específico. Variando as condições de operação, infinitos pontos podem ser gerados, cada qual com seu valor de consumo. Como existem vários pontos de valores idênticos, quando são ligados formam uma curva. Fazendo isso para todos os pontos obtém-se o mapa.

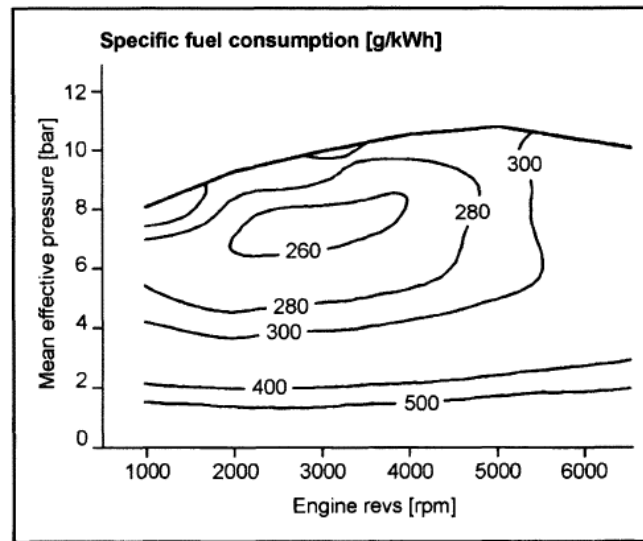
Figura 15 – Ponto de operação do motor.



Fonte: Mashadi e Crolla, 2012.

A Figura 16 mostra um mapa de consumo específico de combustível de um motor de ignição por centelha e com injeção de multiponto no coletor de admissão. Nele existem algumas isolinhas de consumo de combustível em função da carga do motor (pressão média) e rotação. Uma breve análise permite afirmar que o consumo mínimo (de aproximadamente 260 g/kWh) é encontrado na faixa de baixas a médias rotações e elevada pressão média efetiva (alto torque). Observa-se também um aumento no consumo com alto gradiente quando se aproxima da faixa de baixa carga que, como já foi dito, é reflexo do aumento das perdas de carga no sistema de admissão (principalmente na válvula borboleta, que se encontra parcialmente aberta) e aumento da proporção de atrito em relação ao torque útil efetivo. Isso provoca um aumento do consumo na operação em baixas cargas durante toda faixa de rotações de trabalho do motor (SAE, 2004).

Figura 16 – Mapa de consumo para um motor de ignição por faísca e injeção multiponto.



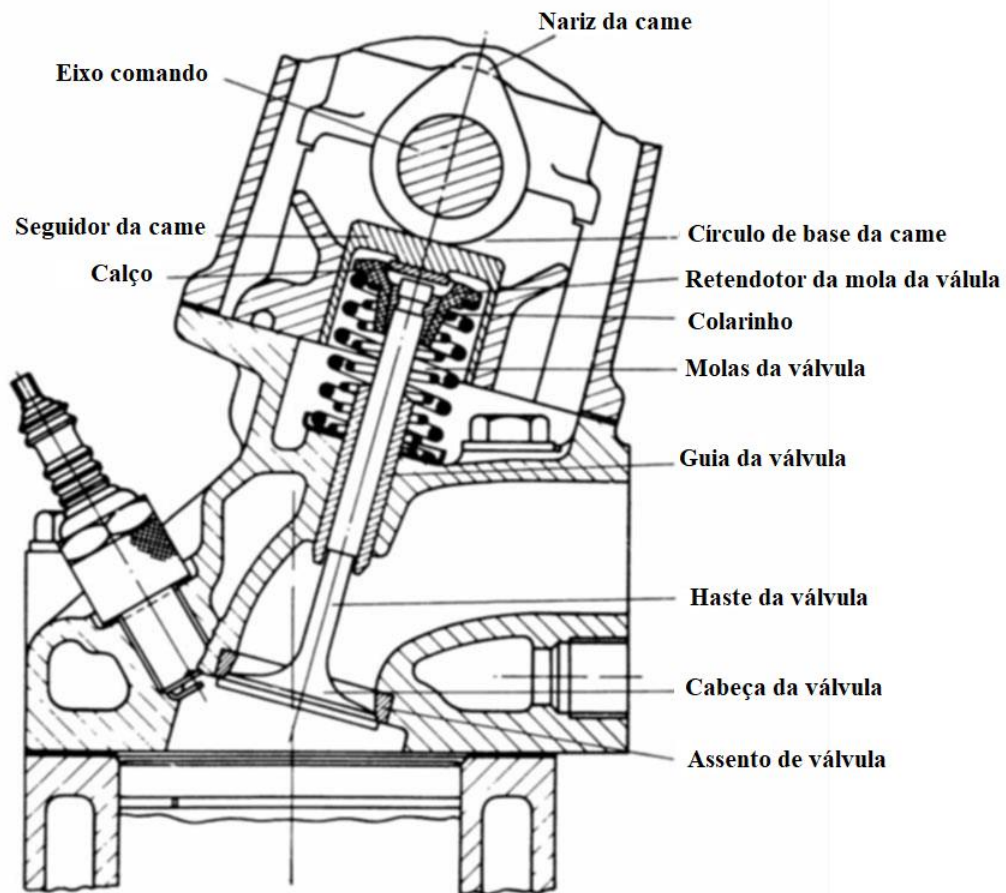
Fonte: HANDBOOK SAE (2004).

3.3 VÁLVULAS

Os movimentos teóricos das válvulas de motor são definidos pela geometria da came e seu seguidor. Na prática a dinâmica é modificada devido à massa finita e rigidez dos elementos que compõem o trem de válvula (Figura 17). A Figura 18 evidencia a característica da curva de elevação teórica da válvula. Funções sinusoidais e polinomiais geralmente são usados no projeto do perfil de came. A Eq. 28 é uma função polinomial utilizada por uma came universal para definir a elevação da válvula em função do ângulo da came (θ), com os coeficientes a_i selecionados de forma a evitar harmônicos que excitem oscilações indesejáveis da mola (STONE, 1999).

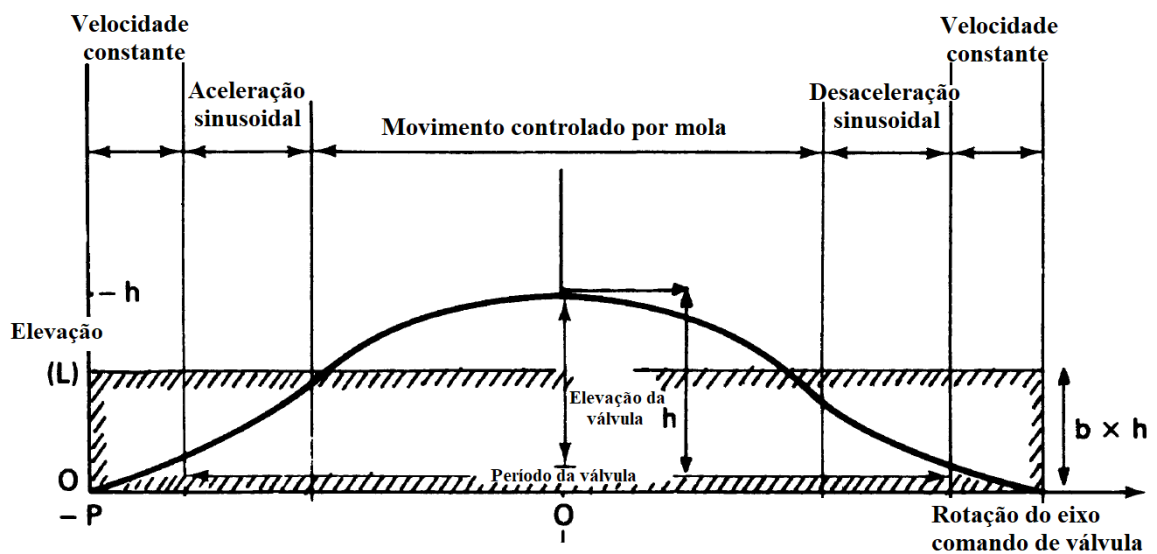
$$L_V = f(\theta) = a + a_1\theta + a_2\theta^2 + a_3\theta^3 + \dots + a_i\theta^i + \dots \quad (28)$$

Figura 17 – Partes de uma válvula operada por um eixo comando de válvula sobre cabeça.



Fonte: Stones (1999), adaptado pelo autor.

Figura 18 – Curva de elevação teórica de uma válvula.



Fonte: Stones (1999), adaptado pelo autor

A partir da equação de elevação da válvula pode-se determinar a área de elevação da válvula através da Eq. 29. Este parâmetro é bastante utilizado como indicativo da habilidade do eixo comando de válvulas em admitir o fluxo (STONE, 1999).

$$A_{\theta} = \int_{-p}^p L_v d\theta = 2bph \quad (29)$$

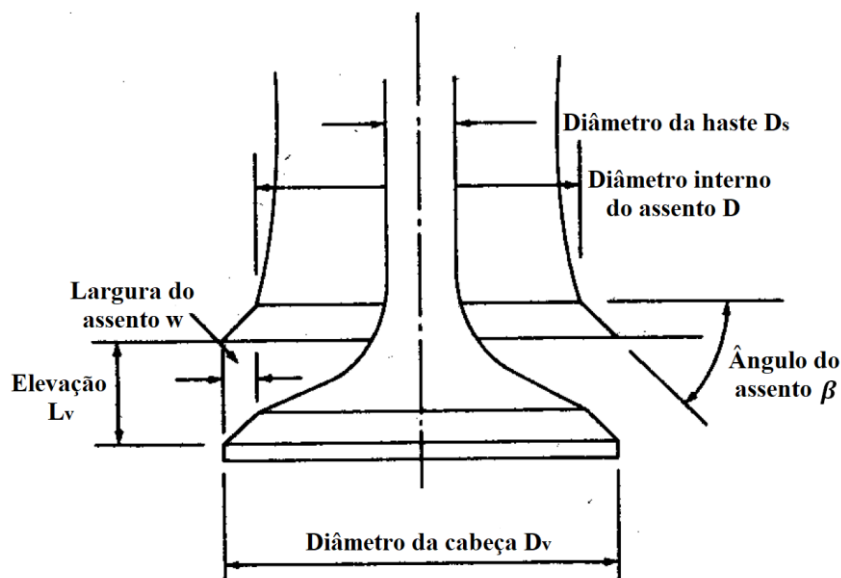
Sendo, h a elevação máxima da válvula, b a altura média efetiva da elevação como uma fração de h , e p o período da função.

3.3.1 Características de fluxo através das válvulas

A válvula é a restrição de fluxo mais importante nos sistemas de admissão e escape de motores de quatro tempos. Dessa forma, no projeto da cabeça, porta e assento da válvula, de forma empírica ou com CFD, um fator de elevada relevância é a queda de pressão através dessas partes, a qual deve ser a menor possível (HEYWOOD, 1988; STONE, 1999).

O desenho de uma válvula indicando os seus parâmetros geométricos está exibido na Figura 19. A dimensão das válvulas varia de acordo com o formato do cilindro e da sua cabeça. Quanto maiores o tamanho da válvula ou o número de válvulas, maior o fluxo de ar máximo para um deslocamento fixo do cilindro (HEYWOOD, 1988).

Figura 19 – Parâmetros geométricos da válvula.



Fonte: Heywood (1988), adaptado pelo autor.

Durante o movimento da válvula, a área de fluxo varia conforme a elevação instantânea. Heywood (1988) cita três etapas que caracterizam a evolução da área durante o curso da válvula. Em elevações baixas, a área mínima de fluxo corresponde a um tronco de cone circular direto, a qual é expressa pela Eq. 30.

$$A_m = \pi L_V \cos \beta \left(D_V - 2w + \frac{L_V}{2} \sin 2\beta \right) \quad (30)$$

Com a elevação da válvula variando no intervalo de

$$0 < L_V < \frac{w}{\sin \beta \cos \beta}$$

Na segunda fase da elevação da válvula, a área de fluxo ainda é a superfície de um cone circular direto, porém a superfície não é perpendicular ao assento. Dessa forma, o ângulo de base do cone varia de $(90^\circ - \beta)$ até 90° , e a elevação varia no intervalo abaixo.

$$\frac{w}{\sin \beta \cos \beta} < L_V < \left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta$$

Sendo D_p o diâmetro da porta, D_s o diâmetro da haste da válvula, e D_m o diâmetro médio do assento ($D_V - w$). Neste caso a área mínima é fornecida pela Eq. 31.

$$A_m = \pi D_m [(L_V - w \tan \beta)^2 + w^2]^{1/2} \quad (31)$$

No último estágio, a área de fluxo é definida pela área da porta subtraída da área da haste da válvula (Eq. 32), e não é mais função da elevação da válvula.

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2) \quad (32)$$

Esta última etapa ocorre no intervalo de elevações de válvula fornecidos abaixo.

$$L_V > \left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta$$

A determinação da vazão através da área de abertura da válvula é, em geral, realizada considerando o fluxo compressível e executando uma análise de fluxo isentrópico unidimensional. A fim de incorporar os efeitos de fluxo real do gás, um parâmetro, denominado coeficiente de descarga C_D (Eq. 34), é introduzido na equação. Como mostra a Eq. 35, a vazão está relacionada à pressão de estagnação a montante (p_0) e à temperatura de estagnação T_0 , à pressão estática a jusante da porta da válvula (considerada igual à pressão de restrição p_T), e à área de referência A_R (característica do projeto de válvula, de escolha arbitrária, porém geralmente assumida como igual à área de cortina, A_C , definida pela Eq. 33, por questão de maior simplicidade) (HEYWOOD, 1988).

$$A_C = \pi D_V L_V \quad (33)$$

$$C_D = \frac{A_e}{A_C} \quad (34)$$

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{(RT_0)^{1/2}} \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (35)$$

Nas equações acima, D_V é o diâmetro da cabeça da válvula, L_V é a elevação da válvula, γ a razão de calores específicos (c_p/c_v), R a constante do gás, e A_e é a área efetiva. Segundo Stones (1999), mesmo não sendo uma definição universal, A_e é, geralmente, definida como a área de saída de um bico ideal (sem fricção), no qual o mesmo fluxo passaria com a mesma queda de pressão, fixadas as pressões a montante e a jusante do bico.

Ainda sobre o coeficiente de descarga, vale acrescentar que, para uma dada geometria, C_D varia com a elevação e vazão. Se tratando de válvula de admissão, três fases podem ocorrer durante o curso de abertura: em elevações muito baixas, o fluxo adere à válvula e ao assento, acarretando em valores altos de C_D ; para as elevações intermediárias, o fluxo se separa de uma das superfícies da cabeça da válvula, ocorrendo uma diminuição violenta no coeficiente de descarga, seguida por um leve aumento provocado pela maior vazão; já para altas elevações, o jato se desprende das paredes. Para as válvulas de escape o efeito da

elevação no coeficiente de descarga é menor, apesar das relações de pressão maiores através dela (HEYWOOD, 1988; STONE, 1999).

3.4 VARIAÇÃO DOS EVENTOS DAS VÁLVULAS

Antes de iniciar uma discussão a respeito das consequências relativas às mudanças aplicadas às curvas de elevação das válvulas, é de suma importância entender a expressão "evento de válvula". Este termo denota a criação de área de fluxo em concordância com o movimento do pistão, a fim de promover as trocas gasosas dentro do cilindro, e envolve o tempo no qual há o início e fim, a elevação atingida, e os tamanhos das válvulas do motor (ASMUS, 1984).

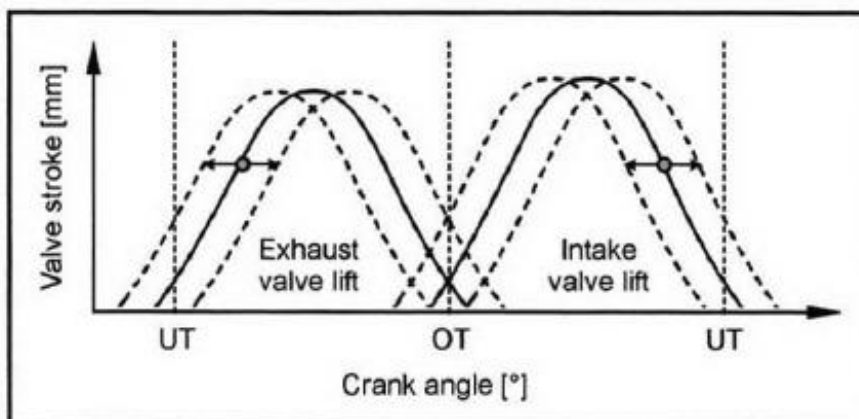
O projeto de motor automotivo impõe o cumprimento de alguns requisitos de forma prioritária. São exemplos, a alta relação potência/peso, alto torque a baixas velocidades do motor, baixo consumo de combustível à marcha lenta e carga parcial, e emissões de poluentes dentro dos limites estabelecidos por normas. Diante de tantos fatores importantes, surgem conflitos ao tentar otimizar o sistema. Nesse sentido, os eventos de válvulas podem ser escolhidos de forma a obter um melhor desempenho do motor (ASMUS, 1984).

Como comentado na seção 3.2.2, os motores convencionais operados por came apresentam uma sincronização fixa entre eixo comando de válvulas e virabrequim, de modo que as válvulas de admissão e escape executam o mesmo deslocamento em posições definidas do ângulo do virabrequim, independente das condições de operação do motor. Sendo assim, algumas propriedades podem ser prejudicadas em determinadas faixas de operação.

Uma forma de amenizar este problema, é aplicar as melhores temporizações de válvulas nas diferentes faixas de operação, isto é, variar os tempos nos quais as válvulas abrem e fecham ao longo de todas as faixas de trabalho (Figura 20), de forma a atingir o desempenho ótimo não apenas em cargas de operação restritas, como ocorre nos motores convencionais.

Os próximos dois tópicos focarão no estudo dos efeitos causados por alterações nos tempos convencionais de abertura das válvulas de admissão e escape. Dentre eles estão o controle de carga (podendo até assumir a função da válvula borboleta), regulagem de gases combustíveis não queimados, controle de emissões de NO_x , consumo de combustível, e influência na eficiência volumétrica e nas perdas de bombeamento (trabalho realizado para admitir e expulsar os gases no cilindro).

Figura 20 – Diagrama de elevação do curso das válvulas mostrando possíveis variações nos seus eventos.



Fonte: HANDBOOK SAE (2004).

3.4.1 Mudanças nos tempos da válvula de admissão

Ao tratar da mudança nos tempos da válvula de admissão, existem quatro variações: atraso ou antecipação da abertura ou fecho.

3.4.1.1 Atraso e antecipação da abertura da válvula (LIVO e EIVO)

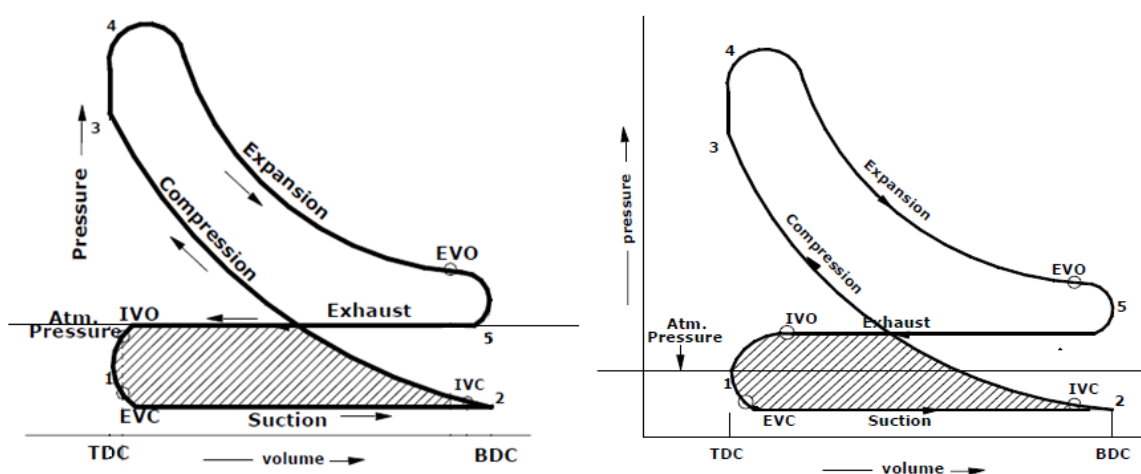
A abertura da válvula de admissão antes do PMS pode provocar o aumento da sobreposição de válvulas de admissão e escape, resultando em maior quantidade de gases de escape fluindo do sistema de exaustão para o sistema de admissão, caso a pressão de admissão seja menor que a de escape (motores de aspiração natural operando em cargas parciais). Esse fenômeno provoca a redução da quantidade de mistura ar-combustível (ou ar, para motores com injeção direta) admitida no cilindro, a qual tem parte de sua energia roubada pelos gases de exaustão, reduzindo a temperatura da massa total exaurida do cilindro. Isso é bom para condições de cargas parciais, em termos de eficiência (menor quantidade de combustível queimado e ar admitido) e emissões (redução na formação de NO_x), porém prejudica o desempenho do motor em carga total (MECHADYNE, 2006).

A redução nas perdas de bombeamento provocadas ao antecipar a abertura da válvula de admissão é explicada pela menor quantidade de produtos que devem ser expelidos do cilindro ao final de um ciclo, causada pela recirculação de gases de exaustão para dentro do coletor de admissão no período de sobreposição de válvulas. A Figura 21 mostra as mudanças que ocorrem no diagrama p-V quando se aplica essa estratégia em um motor convencional. Pode-

se visualizar uma redução na área abaixo da linha de pressão atmosférica (trabalho de bombeamento) (PARVATE-PATIL, HONG e GORDON, 2003).

Apesar da redução de perdas de bombeamento, de acordo com Siewert (citado em Parvate-Patil, Hong e Gordon, 2003), a abertura antecipada da válvula de admissão aumenta o consumo de combustível, e as frações de hidrocarbonetos e CO nos produtos em virtude da mistura mais pobre, resultante da combinação com os gases de escape recirculados.

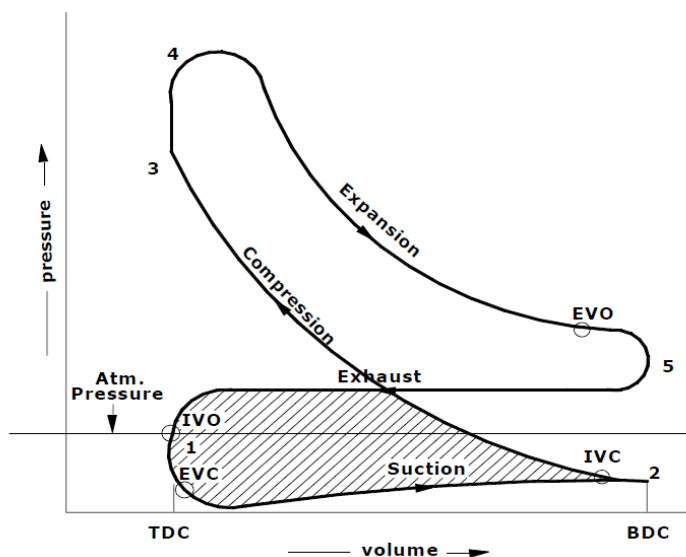
Figura 21 – Diagramas p-v de um motor de ignição por faísca (a) convencional e (b) com antecipação na abertura da válvula de admissão.



Fonte: Parvate-Patil, Hong e Gordon (2003), adaptado pelo autor.

Por outro lado, a abertura tardia da válvula de admissão (após o PMS), restringe a entrada de ar-combustível do coletor e pode causar uma queda de pressão à medida que o pistão inicia o curso de admissão. Graças à queda de pressão, se a válvula de escape ainda estiver aberta, pode haver fluxo de gases da combustão para dentro do cilindro, causando os mesmos efeitos da recirculação, citados anteriormente. Caso contrário, nada acontecerá (MECHADYNE, 2006). A pressão reduzida no cilindro também é responsável pelo aumento das perdas de bombeamento no início do curso de admissão, que pode ser visto numa área maior exibida no diagrama p-V da Figura 22. Apesar disso, o atraso faz com que a mistura ar-combustível (ou ar) entre no cilindro a alta velocidade, criando turbulência e auxiliando numa boa combustão, isto é, reduzindo a emissão de hidrocarbonetos não queimados (PARVATE-PATIL, HONG e GORDON, 2003).

Figura 22 – Diagrama p-v do motor de ignição por faísca com atraso na abertura da válvula de admissão.



Fonte: Parvate-Patil, Hong e Gordon (2003).

3.4.1.2 Atraso e antecipação do fechamento da válvula (LIVC e EIVC)

O fechamento da válvula de admissão é um evento que influencia diretamente a eficiência volumétrica do motor em toda sua faixa de velocidade de operação. Ele determina a quantidade de ar que haverá no cilindro após o fim do curso de admissão. Sendo assim, afeta também o desempenho e economia de combustível (MECHADYNE, 2006).

Ao abrir e fechar durante o ciclo, a válvula de admissão gera ondas de pressão que se deslocam ao longo do sistema de admissão, e refletem ao atingir obstáculos. Quando ondas primárias e secundárias (refletidas) se encontram podem se somar ou subtrair, se estiverem em fase ou fora de fase, respectivamente. A uma determinada vazão de ar, caso as ondas de pressão se somem (aumento da pressão no coletor de admissão), pressionarão o ar para dentro do cilindro e, conseqüentemente, uma quantidade maior de ar será admitida. Diante disso, a eficiência volumétrica do motor será maior. A posição de fechamento da válvula de admissão na qual a máxima massa de ar é admitida, em uma específica velocidade de operação, é o ponto ótimo de operação para obtenção do torque máximo. Tal posição, se desloca mais para depois do PMI, à medida que a velocidade do motor aumenta. Assim, quando a válvula de admissão é fechada antes ou depois deste ponto, uma menor massa de ar é presa no cilindro (MECHADYNE, 2006; PULKRABEK, 1997).

No fechamento atrasado, a válvula de admissão permanece aberta por mais tempo (atingindo parte do curso de compressão), e a inversão do movimento do pistão, em direção

ao PMS, com a válvula aberta, provoca a expulsão de parte da carga admitida para coletor de admissão. Como consequência, há a elevação da pressão no coletor. Ao ser readmitida a uma pressão superior (pressão próxima da atmosférica) às obtidas em motores convencionais, menor trabalho será necessário durante o curso de admissão. Isto significa, menores perdas de bombeamento (PARVATE-PATIL, HONG e GORDON, 2003).

Segundo Tuttle (citado em Parvate-Patil, Hong e Gordon, 2003), a aplicação deste conceito em um motor de ignição por faísca permitiu uma redução de cerca de 40% das perdas de bombeamento e redução de 24% nas emissões de NO_x em cargas médias. Além disso, Asmus (citado em Parvate-Patil, Hong e Gordon, 2003) afirmou que a eficiência volumétrica aumenta com o atraso do fechamento da válvula de admissão em altas velocidades do motor. Nessas condições, o momento de fluxo é alto, e, portanto, o enchimento do cilindro continua, mesmo que o pistão esteja em direção ao PMS. Já em cargas parciais, as velocidades inferiores e pressão do cilindro igual à do coletor de admissão, impedem o preenchimento após o PMI, ou seja, parte dos gases admitidos retornam para o coletor de admissão, resultando em penalização da eficiência volumétrica.

O fechamento da válvula de forma antecipada é utilizado para limitar a quantidade de mistura ar-combustível admitida no cilindro. Este método geralmente é aplicado quando o motor está operando em cargas parciais e precisa de uma quantidade menor de mistura para fornecer a potência necessária. Dessa forma, como uma menor quantidade é admitida, há uma redução nas perdas de bombeamento no curso de admissão quando comparado a um motor convencional (MECHADYNE, 2006; PARVATE-PATIL, HONG e GORDON, 2003).

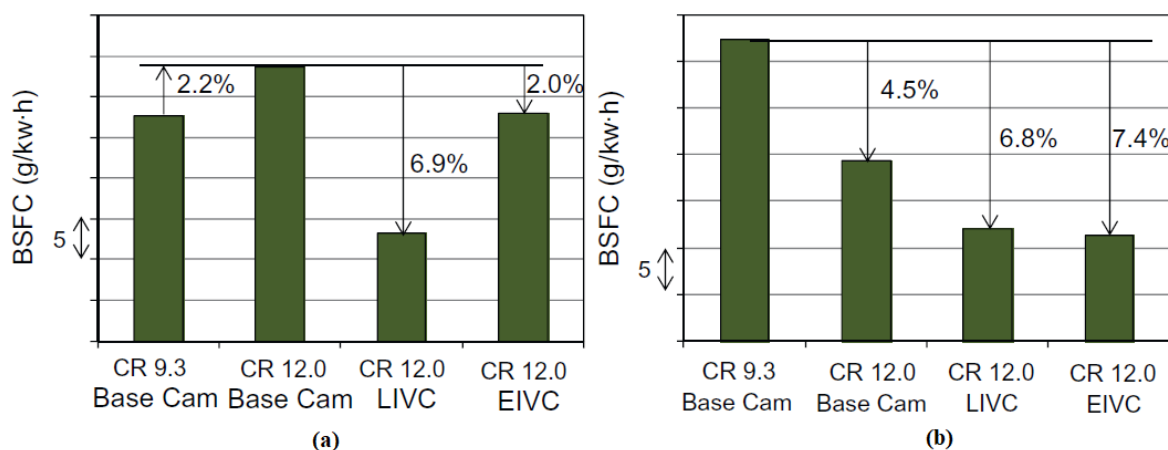
Durante o deslocamento restante até o PMI, a mistura aprisionada sofre uma leve expansão que causa redução na pressão e, consequentemente, na temperatura da carga (PULKRABEK, 1997). Com menor quantidade de mistura a uma temperatura inferior, os gases queimados terão temperaturas inferiores às obtidas em um motor convencional, o que ajuda na redução da formação de NO_x .

Com respeito ao comportamento do fluxo, o fechamento adiantado da válvula promove um aumento inicial no movimento *tumble* (estrutura de fluxo circular em torno do eixo perpendicular à linha de centro do cilindro) próximo ao PMI (comparado a motores convencionais), que se sustentará durante todo curso de compressão, caso o fluxo tenha velocidade suficiente para superar as tensões de cisalhamento na parede do cilindro. Assim, se o movimento de *tumble* não colapsar (o que ocorre quando se aplica a estratégia de fechamento adiantado em baixas cargas), maiores níveis de turbulência serão gerados, o que homogeneiza a mistura e temperatura na câmara, evitando quase por completo problemas de

detonação, devido à combustão rápida e eficiente (BRUNETTI, 2012; LANZANOVA, NORA e ZHAO, 2017).

Em seu trabalho Li et al. (2013), através de experimentos realizados em um motor a gasolina de 2.0 litros, injeção direta, verificaram melhorias no consumo específico efetivo (BSFC) do motor operando em elevadas cargas (1000 rpm e 1,32 MPa de pressão média efetiva) ao aplicar os conceitos de atraso (LIVC) e antecipação (EIVC) do fechamento da válvula de admissão em relação a um motor de referência convencional (operado com eixo de came sem variação dos eventos). O gráfico *a* da Figura 23 mostra reduções de 6,9% e 2,0% nas estratégias de atraso e antecipação do tempo de fechamento da válvula. Ainda em altas cargas, eles verificaram maior potencial do LIVC em evitar o fenômeno da batida, em relação ao EIVC. Já em operações em baixas cargas (rotação de 2000 rpm e 0,4 MPa de pressão média efetiva), as reduções do consumo específico usando LIVC e EIVC foram semelhantes (6,8 e 7,4%, respectivamente - Figura 23b). Além disso, Li et al. obtiveram resultados que indicaram maior perda de bombeamento na operação com atraso do que na operação com antecipação do tempo de fechamento da válvula de admissão.

Figura 23 – Efeitos do atraso e antecipação do fecho da válvula de admissão no consumo específico efetivo de um motor de ignição por faísca em condições de operação de (a) alta carga e (b) de baixa carga.



Fonte: Li et al. (2013)

3.4.2 Mudanças nos tempos da válvula de escape

De forma semelhante à seção anterior, os tópicos a seguir tratarão dos métodos de variação dos tempos da válvula de escape.

3.4.2.1 Atraso e antecipação da abertura (LEVO e EEVO)

Quando a válvula de exaustão é aberta antes do PMI, ainda no curso de expansão, parte dos gases de exaustão começam a sair do cilindro, em consequência da maior pressão no interior do cilindro em relação ao sistema de escape (*blowdown*). Essa antecipação na abertura não é ideal sob o ponto de vista da potência desperdiçada entre a posição do pistão no instante de abertura até atingir o PMI. Por outro lado, ao aplicar este método, há uma queda da pressão no interior do cilindro até valores próximos à pressão do escape (durante o *blowdown*), o que reduz o trabalho para expulsar os gases queimados ao longo do curso de exaustão (isto é, diminuição das perdas de bombeamento) (MECHADYNE, 2006; SICZEK, 2016). Além disso, o resfriamento por expansão durante o *blowdown* reduz a temperatura dos gases de escape (PULKRABEK, 1997).

De acordo com Siewert (citado em Parvate-Patil, Hong e Gordon, 2003), que testou a estratégia em um motor de cilindro único, foi constatado um aumento de hidrocarbonetos e CO no escape, pois a antecipação na abertura provoca a interrupção das reações de oxidação no interior do cilindro.

Citado em Hong, Parvate-Patil e Gordon (2004), Stein, Galietti e Pipho declararam que o atraso na abertura da válvula de escape reduz a potência de saída, uma vez que boa parte do trabalho de expansão é consumido para expulsar os gases resultantes da combustão para o sistema de escape (perdas de bombeamento mais elevadas). De forma inversa ao que ocorre ao adiantar a abertura, o atraso permite que as reações hidrocarbônicas sejam concluídas, o que significa boa oxidação dos elementos combustíveis.

Quanto maior for o atraso na abertura da válvula de escape, maior será a quantidade de gases da combustão que terão que ser expelidos do cilindro em um curso menor. Como consequência disso, o cilindro conterá maior volume de gás residual no período de sobreposição de válvulas, e, havendo condições favoráveis, pode ocorrer a recirculação desses gases para o coletor de admissão, o que leva a fenômenos já descritos anteriormente (Hong, Parvate-Patil e Gordon, 2004).

3.4.2.2 Atraso e antecipação do fechamento (LEVC e EEVC)

O fechamento da válvula de escape estabelece o fim do curso de exaustão e determina a duração do período de sobreposição de válvulas. Assim, este evento é responsável pela quantidade de gás residual no cilindro após o fechamento da válvula, fator que interfere na

eficiência volumétrica, desempenho do motor, e características dos gases emitidos, devido à influência sobre propriedades termodinâmicas operacionais (temperatura, pressão, entre outras) (HEYWOOD, 1988).

Um dos motivos de se abrir a válvula após o PMS é o fato de melhorar a limpeza e reduzir a pressão do cilindro, facilitando, dessa forma, a entrada da mistura fresca no curso de admissão. Porém, devido a este atraso, surge um período no qual as válvulas de admissão e escape estão parcialmente ou totalmente abertas, simultaneamente (sobreposição) (SICZEK, 2016). Durante a sobreposição, se a pressão do sistema de admissão for menor que a pressão de escape, ocorrerá fluxo de gases de exaustão partindo do coletor de exaustão para o sistema de admissão. Esse processo, denominado recirculação interna de exaustão, cessa apenas quando a válvula se fecha. Após o fechamento da válvula, haverá gases residuais dentro do cilindro que poderão fluir para o coletor de admissão até que não haja mais diferencial de pressão (HEYWOOD, 1988).

Apesar de a recirculação interna de exaustão atuar na redução de NO_x térmico (o gás recirculado para o coletor é induzido para o interior do cilindro no curso de admissão, reduzindo a temperatura final dos gases de exaustão, processo já explicado na seção 3.3.1.1), há a possibilidade de uma redução na eficiência volumétrica (menor potência de saída) (HEYWOOD, 1988). Em altas velocidades, maior duração da sobreposição de válvula é benéfico para a eliminação dos gases residuais, o que resulta em maior potência de saída (máximo volume de ar fresco e combustível durante o curso de admissão – não há prejuízo à η_v). Em marcha lenta e cargas parciais, o refluxo grande de gases de escape reduz a eficiência volumétrica, o que é bom pois apenas a quantidade necessária de mistura ar-combustível é admitida. Isso reduz a necessidade de a válvula borboleta restringir a entrada fluxo, ou seja, menores perdas de bombeamento. É importante ressaltar que há um limite para a quantidade de gases de exaustão recirculados, acima do qual a combustão se torna instável (Hong, Parvate-Patil e Gordon, 2004; MECHADYNE, 2006).

Uma forma de reduzir ou evitar a sobreposição de válvulas é obtida aplicando o fechamento antecipado da válvula de escape. Assim, nenhuma ou uma quantidade muito pequena de gases de exaustão será recirculado para dentro do cilindro. Por outro lado, ao fechar cedo a válvula de escape, os gases não são totalmente expelidos do cilindro. Menos gases expulsos significa menores perdas de bombeamento. Tais resíduos da combustão presentes no cilindro se misturam com a mistura fresca, admitida no ciclo subsequente, tornando-a fraca, reduzindo a eficiência térmica indicada, aumentando o consumo de combustível, porém diminuindo a quantidade de NO_x (Hong, Parvate-Patil e Gordon, 2004).

3.5 OTIMIZAÇÃO

A obtenção de um projeto trabalhável, viável, ou aceitável de um sistema significa satisfazer os requerimentos do projeto para uma dada aplicação sem violar qualquer restrição imposta. Espera-se que esse projeto quando montado, fabricado, realize as tarefas para o qual foi projetado. Entretanto, geralmente o projeto obtido não é o melhor possível, baseado no custo, desempenho, eficiência por unidade de custo, entre outras características. Diante da necessidade de satisfazer as exigências dos consumidores e da competição global, busca-se sempre a melhor qualidade ou desempenho por custo, com aceitáveis efeitos ambientais. A partir dessa pesquisa pelo melhor surge o conceito de otimização, o qual consiste na minimização ou maximização de quantidades e características analisadas como prioritárias para a uma dada aplicação (JALURIA, 2008).

Durante o projeto de um sistema, por exemplo, as variáveis de projeto podem ser variadas dentro das faixas estabelecidas por restrições e, como consequência, obtém-se um conjunto de projetos viáveis (satisfazem os requerimentos e restrições). A este domínio de projetos viáveis aplica-se um método de otimização que tenta obter a melhor solução. Ao fim desse projeto, o projetista tem em mãos os valores das variáveis ou uma faixa na qual o ótimo reside, e realiza os ajustes necessários aos itens padrão do mercado, a fim de explicar incertezas da modelagem, simulação, projeto, assim como condições de operação e circunstâncias imprevisíveis, limitações do material, processo de fabricação, e outros (JALURIA, 2008).

O primeiro passo no processo de otimização é a definição das variáveis de projeto seguido pela especificação de uma quantidade que será minimizada ou maximizada, denominada função objetivo, sendo esta última a característica mais importante, dentre as possíveis escolhas, para o sistema estudado. Alguns aspectos comuns para função objetivo em sistemas térmicos são: peso, volume, consumo de energia, eficiência, lucro, custo, saída entregue e efeitos ambientais. A função objetivo, denotada por U , é função de n variáveis independentes do problema, e o processo de obtenção do ótimo ($U_{ótimo}$) pode ser representado pela Equação 36 (JALURIA, 2008).

$$U = U(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \rightarrow U_{ótimo} \quad (36)$$

As variáveis de projeto (x_i) são variadas na procura por um mínimo ou máximo. São exemplos de variáveis independentes o fluxo de calor, dimensões, temperatura, pressão, peso, propriedades do material e vazão.

A etapa que segue é a da definição das restrições do problema, as quais podem surgir devido às limitações nas faixas das variáveis físicas (espaço, equipamento, materiais), e devido aos princípios básicos que devem ser satisfeitos (conservação da massa, momento e energia). Existem dois tipos de restrições: de igualdade e desigualdade. As restrições de igualdade (por exemplo, as que surgem da aplicação dos princípios de conservação) podem ser escritas como mostrado na Equação 37 (JALURIA, 2008):

$$G_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots, m \quad (37)$$

Por outro lado, as restrições de desigualdade indicam o valor máximo ou mínimo de uma função e podem ser escritas pela Equação 38.

$$H_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \leq \text{ou} \geq C_i, i = 1, 2, 3, \dots, l \quad (38)$$

Sendo os C_i constantes ou funções conhecidas. Das restrições de desigualdades podem surgir limites dentro dos quais as variáveis podem ser variadas. Como não existem métodos para a solução de inequações, quando necessário, elas são convertidas em equações a partir de parâmetros de folga representado por ΔC_i , os quais assumem pequenos valores para que a função esteja abaixo do limite superior ou acima do limite inferior (Equação 39) (JALURIA, 2008).

$$\begin{aligned} H_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &\leq \text{ou} \geq C_i, i = 1, 2, 3, \dots, l \\ \rightarrow H_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) &= C_i - \Delta C_i \text{ ou } C_i + \Delta C_i \end{aligned} \quad (39)$$

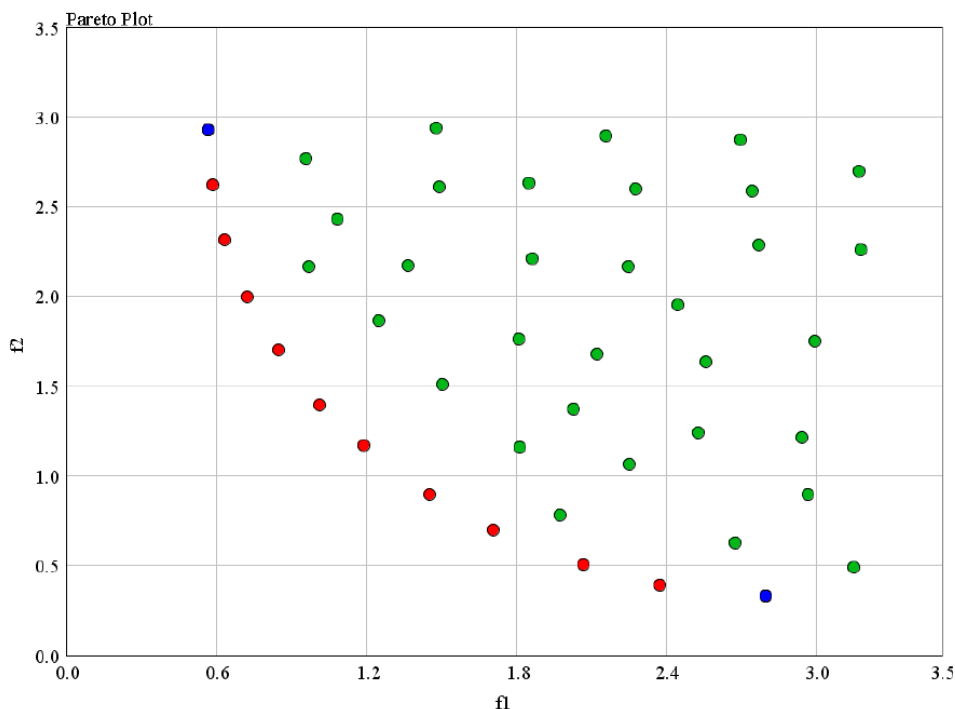
A complexidade e duração do processo de otimização crescem à medida que o número de variáveis independentes consideradas aumenta. Diante disso, é necessário focar nas variáveis mais importantes, quando avaliadas baseadas no conhecimento físico do sistema ou a partir de uma análise de sensibilidade. O último é um importante método para determinar como as variáveis afetam a função objetivo, isto é, a importância relativa à característica sendo otimizada. Assim, é possível extrair da análise as variáveis cruciais que devem ser

levadas em considerações na otimização, tal como as faixas críticas de variação (JALURIA, 2008).

Na etapa de escolha da função objetivo também podem surgir mais de uma característica importante para o sistema. Para lidar com esse confronto é possível utilizar as curvas de trade-off, ou aplicar a otimização de múltiplos objetivos. A técnica de curvas de trade-off consiste em associar um valor a cada aspecto. Um baixo valor significa baixa atratividade, assim como um alto valor representa algo muito desejado (por exemplo, elevado peso é associado a um baixo valor, assim como um baixo peso a um alto valor). Com isso, traça-se uma curva de uma característica em função da outra e escolhe-se a situação que fornece o máximo valor combinado. Os valores atribuídos às características são subjetivos e dependem do projetista e aplicação (JALURIA, 2008).

A otimização de múltiplos objetivos pode ser realizada de duas formas: soma ponderada e Pareto. A primeira técnica consiste em adicionar as características em uma única função objetivo, usando o sinal positivo para maximização e sinal negativo para minimização. Além disso, as respostas são normalizadas por valores de referência a fim de que fiquem com a mesma ordem, isto é, não acarrete em domínio da resposta com maior magnitude. A outra abordagem consiste em variar aleatoriamente as variáveis de projeto para obter um conjunto de projetos viáveis, os quais, para duas funções objetivos, são plotados em um plano no qual os eixos coordenados representam cada função. Como pode ser visto na Figura 24, existem dois tipos de projetos, aqueles que são dominados (pontos verdes) e outros que não são dominados (pontos vermelhos e azuis). Estes últimos compõem a chamada frente de Pareto. Nesse conjunto de pontos, uma característica não pode ser melhorada sem haver degradação da outra. Diante disso, a escolha do melhor projeto é baseada na experiência do tomador de decisão e na literatura disponível (GT-SUITE, 2016).

Figura 24 – Gráfico de Pareto utilizado para distinguir os pontos dominantes em um conjunto de projetos viáveis

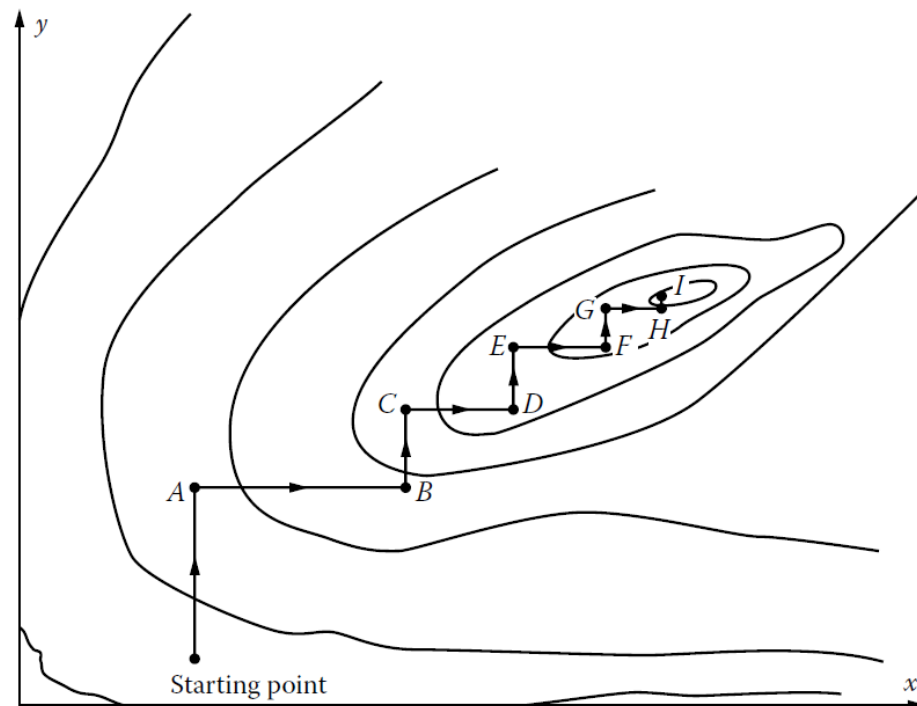


O método *discrete-grid* é um método de pesquisa baseado no algoritmo da bisseção, o qual consiste na redução da faixa inicial de pesquisa em faixas menores (a metade do intervalo) até que o ótimo é encontrado. É considerado um método robusto quando o intervalo de pesquisa é unimodal (apresenta apenas um valor extremo para a característica estudada). Geralmente, necessita de mais iterações para convergir em uma solução, quando comparado ao método de Brent (GT-SUITE, 2016).

O método de otimização de Brent utiliza os fundamentos do método de Brent para obtenção de raízes de funções, o qual combina a confiabilidade dos métodos intervalares (método da bisseção) com a velocidade dos métodos abertos (método da secante e interpolação quadrática inversa) (CHAPRA, 2013). A abordagem do método para otimização é direcionada à minimização de problemas de única variável independente. Ele combina o lento e confiável método de pesquisa *golden-section* (método de busca da razão áurea) com o mais rápido, mas possivelmente confiável, da interpolação parabólica. Durante a otimização, tentativas são realizadas com o método mais rápido, e quando resultados inaceitáveis são obtidos, recorre-se ao método *golden-section* (CHAPRA, 2015).

Como foi citado anteriormente, é muito comum que um sistema em estudo apresente mais de uma variável de projeto, e a experiência aliada a análise de sensibilidade ajudam a definir as variáveis dominantes em relação à função objetivo. Contudo, mesmo depois da redução do número de variáveis, o problema ainda poderá apresentar muitas variáveis. Existem vários métodos de otimização de múltiplas variáveis, porém à medida que o número de variáveis cresce, o tempo computacional também aumenta. O método *Univariate* é uma técnica a qual consiste da otimização da função objetivo em relação a cada variável de projeto por vez. Um ponto de partida é escolhido e uma variável é selecionada para otimizar a função, enquanto que as demais são mantidas constantes. O processo continua alternando as variáveis e atualizando os seus valores obtidos nas otimizações, até que o valor ótimo é obtido, quando a variação da característica otimizada entre iterações consecutivas é menor do que o critério de convergência ou tolerância escolhida. Para cada etapa de otimização qualquer método unidimensional adequado ao problema pode ser aplicado. A Figura 25 ilustra o processo de otimização para um problema bidimensional (JALURIA, 2008).

Figura 25 – Etapas do processo de otimização de um problema de duas variáveis independentes utilizando o método Univariate.



Fonte: Jaluria, 2008.

3.5.1 Método de Brent

Como descrito anteriormente, segundo o Manual de Ajuda do software GT-POWER, o método de Brent combina dois métodos de pesquisa: o método da bissecção e o método da interpolação quadrática. Ao pesquisar em livros de métodos numéricos, foi encontrado no livro de Canale e Chapra (2015) que o método de Brent associa o método de busca da razão áurea e o método da interpolação quadrática. Os parágrafos a seguir descreverão estas duas técnicas de otimização.

3.5.1.1 Método de busca da razão áurea

Semelhante ao método da bissecção para procura de raízes de uma função, o método de busca da razão áurea inicia pela definição de um intervalo que contém um único valor extremo da função objetivo (máximo ou mínimo), chamado de intervalo unimodal. Em seguida, dois pontos adicionais são escolhidos para que seja possível avaliar em que região o

máximo ou mínimo da função ocorre, dentro dos três primeiros ou três últimos pontos. Para encontrar os valores dos pontos interiores duas condições são especificadas:

$$\ell_0 = \ell_1 + \ell_2 \quad (40)$$

$$\frac{\ell_1}{\ell_0} = \frac{\ell_2}{\ell_1} \quad (41)$$

A Equação 40 representa que a soma de dois subintervalos deve ser igual ao comprimento do intervalo original. Já a Equação 41 exige que as razões entre os comprimentos sejam iguais. Substituindo a Eq. 40 na Eq. 41 e considerando que $\mathcal{R} = \ell_2/\ell_1$, chega-se à Equação 42:

$$1 + \mathcal{R} = \frac{1}{\mathcal{R}} \quad (42)$$

A qual pode ser escrita como mostra a Equação 43:

$$\mathcal{R}^2 + \mathcal{R} - 1 = 0 \quad (43)$$

Resolvendo a expressão para a raiz positiva, obtém-se:

$$\mathcal{R} = \frac{\sqrt{5} - 1}{2} = 0,61803 \dots$$

O valor obtido acima é chamado de proporção áurea, ou número de ouro, e permite que o ótimo seja encontrado eficientemente. Após o desenvolvimento acima, os pontos intermediários podem agora ser determinados a partir das Equações 44 e 45:

$$x_1 = x_l + d \quad (44)$$

$$x_2 = x_u - d \quad (45)$$

Sendo x_l e x_u os pontos extremos do intervalo inicial e $d = \mathcal{R} (x_u - x_l)$.

O próximo passo é avaliar a função nesses dois pontos. Considerando a situação na qual se procura maximizar a função objetivo, se $f(x_1) > f(x_2)$, então o domínio de x à esquerda

de x_2 é eliminado, e x_2 substitui o antigo valor de x_l . Caso contrário, $f(x_2) > f(x_1)$, o domínio de x à direita de x_1 (de x_1 até x_u) é eliminado e x_1 assume o valor de x_u na iteração seguinte. O processo será interrompido quando o máximo erro fornecido pela Equação 46 for inferior ao erro estabelecido como critério de parada ou quando o número máximo de iterações especificado for atingido.

$$\varepsilon_a = (1 - \mathcal{R}) \left| \frac{x_u - x_l}{x_{ótimo}} \right| 100\% \quad (46)$$

Sendo $x_{ótimo}$ o valor ótimo da iteração (x_1 ou x_2).

Uma vantagem do método é o reduzido número de cálculos realizados em cada iteração. Por exemplo, para o caso em que $f(x_1) > f(x_2)$, o velho x_1 se torna o novo x_2 , sendo necessário calcular apenas o novo valor de x_1 na iteração seguinte utilizando a Equação 44. Outra vantagem é a redução rápida do domínio inicial (cerca de $(1 - \mathcal{R})100\%$ do intervalo em cada iteração).

3.5.1.2 Método da interpolação quadrática ou parabólica

O método da interpolação quadrática fundamenta-se no ajuste de uma parábola a três pontos, que é derivada e igualada a zero para obter o valor de x que forneça um máximo ou o mínimo valor para função objetivo. A Equação 47 é o resultado do procedimento descrito acima.

$$x_{ótimo} = x_2 - \frac{1}{2} \frac{(x_2 - x_1)^2 [f(x_2) - f(x_3)] - (x_2 - x_3)^2 [f(x_2) - f(x_1)]}{(x_2 - x_1)[f(x_2) - f(x_3)] - (x_2 - x_3)[f(x_2) - f(x_1)]} \quad (47)$$

Na equação acima x_1 , x_2 e x_3 são chutes iniciais, e $x_{ótimo}$ é o valor ótimo obtido pelo método. Na iteração seguinte o valor de x que retorne um número mais distante do alvo da otimização é descartado e substituído pelo $x_{ótimo}$ calculado na iteração prévia. O processo é interrompido quando o erro entre iterações consecutivas for menor que o critério de parada estabelecido.

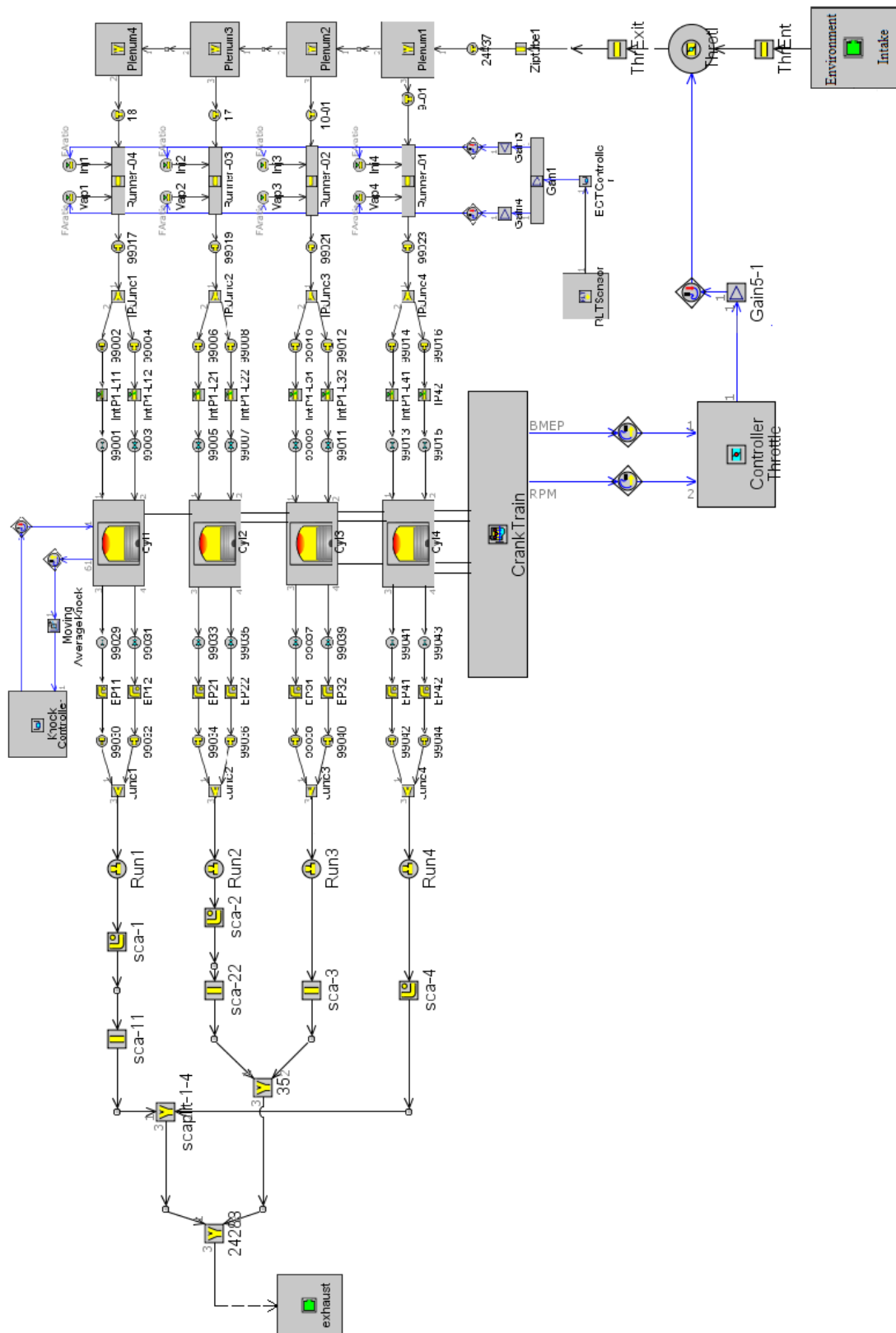
4 METODOLOGIA

No estudo dos efeitos dos eventos das válvulas no desempenho do motor, utilizou-se como base um modelo com um bloco e cabeçote do motor Etorq EVO 1.6L e com turbocompressão, desenvolvido em um projeto da Fiat/UFPE por Gervasio (2017) utilizando o software GT-Power. Este modelo consiste de um sistema de admissão composto por objetos que simulam as condições do ambiente, objetos de seções tubulares (na qual estão especificados diâmetro, curvatura, comprimento, características do material, entre outras configurações), orifícios, filtro de ar, válvula borboleta, os quais levam o ar até o coletor de admissão. Este último é composto pelo "plenum" que recebe o ar de admissão, o qual é distribuído aos cilindros por meio de dutos, denominados "runners". Nos "runners" o combustível é injetado em quantidade definida pela vazão de ar admitida, medida por um sensor localizado à montante do filtro de ar, com relação ar/combustível especificada no objeto injetor (de valor 15,5). O motor tem quatro cilindros cada qual com duas válvulas de admissão e duas de escape sobre cabeça. O sistema de escape é formado por quatro tubulações (provenientes de cada cilindro) que se conectam em pares e, por sua vez, se ligam a uma tubulação única. Nesta última, estão presentes o conversor catalítico de três vias e diversas seções tubulares que terminam em um objeto do ambiente de exaustão. Na Figura 26, o modelo unidimensional do motor estudado está mostrado de forma simplificada.

A fim de analisar as possíveis melhorias ao se alterar as curvas de elevação das válvulas, os elementos do modelo que representavam o conjunto de turbo compressão foram removidos (tornando o motor naturalmente aspirado), uma vez que em motores com turbo compressão as pressões do sistema de admissão são maiores que as do sistema de escape, dificultando a recirculação de gases durante o período de sobreposição de válvulas. Como forma de compensar a retirada do turbo compressor, o qual proporcionava maiores pressões na câmara de combustão, a taxa de compressão foi ajustada de 11:1 para 12,5:1 (como foi citado no capítulo anterior do trabalho, a eficiência do motor cresce com a taxa de compressão). Esta alteração só foi possível após o reposicionamento do pistão 1 mm acima da posição utilizada no motor turbo.

Outra mudança realizada no modelo original foi a remoção dos elementos desnecessários da tubulação de admissão (estes últimos, caso fossem mantidos, contribuiriam para o aumento das perdas de carga na análise).

Figura 26 – Representação simplificada do modelo do motor estudado.



Além das alterações já citadas, foi necessário modificar o diâmetro do orifício da tubulação de saída do motor, de forma a impor uma contrapressão adequada ao sistema de escape. É importante projetar um sistema de escapamento minimizando a contrapressão de escape com o objetivo de reduzir o trabalho realizado para expulsar os gases queimados e evitar excesso de gases residuais no cilindro (o que diminui a eficiência volumétrica, e consequentemente a eficiência total do motor) (BRUNETTI, 2012). Um valor de 34 mm, adequado a motores aspirados, foi estabelecido.

Na configuração de casos do modelo estão definidas algumas propriedades como a relação combustível/ar; temperaturas do ar admitido, do ar ambiente, do combustível, da água para refrigeração e do óleo; pressão média efetiva; rotação; temporização das válvulas de admissão e escape; umidade relativa; pressão ambiente e outros. Dentre os parâmetros citados, a pressão média efetiva e rotação do motor são os que caracterizam a condição de operação do motor, e, no modelo original descrito por Gervasio (2017), 90 casos foram criados com a finalidade de representar as condições principais, dentre as infinitas possibilidades de funcionamento em cargas parciais.

Na avaliação do modelo do motor em plena carga e cargas parciais, o ideal seria utilizar o maior número de pontos de operação, de forma a obter o mapa de consumo de combustível específico para todas as situações possíveis. Porém, como o tempo computacional para cumprir essa tarefa seria extremamente alto, e por se tratar de um estudo inicial, um número reduzido de casos foi selecionado. A escolha dos pontos de operação foi baseada no conceito de pontos canônicos do mapa do consumo específico de combustível, os quais representam bem os pontos mais utilizados, em média, por um veículo conduzido em ciclo de consumo urbano (GERVASIO, 2017). Tabela 1 exibe a lista de casos para os quais as otimizações dos eventos das válvulas foram realizadas.

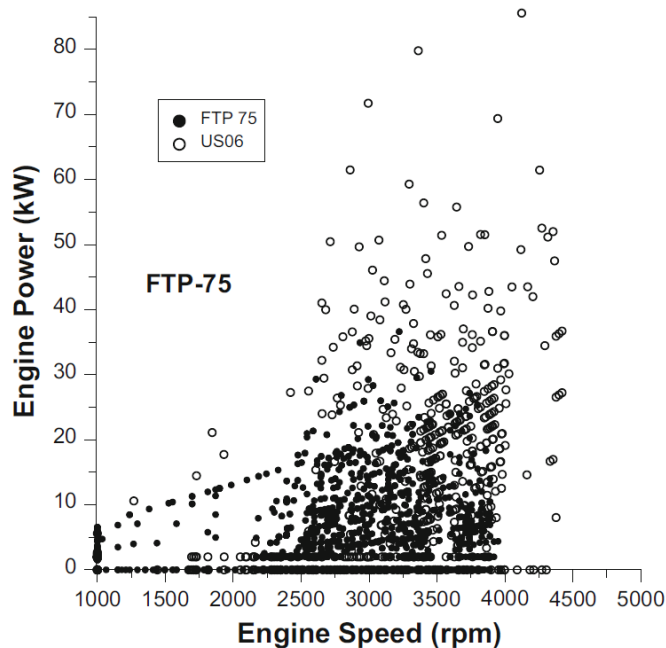
Tabela 1 – Pontos de operação escolhidos para otimização do consumo específico de combustível, os quais representam as condições de funcionamento mais utilizados em um veículo conduzido em ciclo urbano.

Parâmetros		Pontos de operação						
Rotação (RPM)	1500	2000	2000	2000	2500	2500	3000	3500
Pressão (bar)	2	2	4	8	8	10	6	10

Fonte: Gervásio, 2016.

Os ciclos de condução de veículo são procedimentos de teste definidos em legislações de emissões de forma a avaliar o consumo de combustível e emissões de poluentes. Geralmente os testes são realizados em um dinamômetro de chassis, porém algumas legislações já estão adotando testes na estrada através da instrumentação do veículo, o que permite avaliar condições reais de condução. No Brasil, o programa de emissões oficial, o PROCONVE, emprega o ciclo U.S. FTP-75 (referido como NBR-6601). Como descrito por Giakoumis, o ciclo FTP-75 é uma variação do ciclo FTP-72 (inclui uma fase transiente adicional), e simula rotas urbanas e suburbanas. Durante a execução do ciclo, grande parte do tempo total é gasto com acelerações e desacelerações do veículo. O ciclo é dividido em três segmentos: fase de partida a frio transiente; fase de estabilização para alcançar a condição aquecida, a qual inclui acelerações e paradas; e fase de partida a quente após 10 minutos parado. Em 1990, a incorporação de um novo ciclo de condução (US06) para resolver deficiências da FTP-75 incluiu no teste comportamentos de condução mais agressivos, altas velocidades e altas acelerações. A Figura 27 exhibe a distribuição pontos de operação no mapa do motor na execução do ciclo FTP-75. Como pode ser visto, a faixa de velocidade abrangida pelo ciclo inclui os pontos de operação da Tabela 1, selecionados do trabalho de Gervasio (2017) para a otimização. Dessa forma, estes pontos são representativos do ciclo urbano de condução.

Figura 27 – Distribuição de pontos de teste do ciclo FTP-75.



Fonte 1: Giakoumis, 2017.

Para determinar o melhor evento de válvula para cada condição, foi utilizada a ferramenta *Optimizer Direct*, a qual permite variar uma ou mais variáveis para analisar o comportamento de outro parâmetro do modelo, a partir de um processo de sucessivas simulações até a iteração que forneça o valor ideal, que pode ser um valor alvo, um máximo ou um mínimo. Três métodos numéricos de solução estão disponíveis no otimizador: método *discret-grid*, o qual utiliza o método da bissecção; método de Brent, que consiste em uma abordagem híbrida que combina método intervalar (método da bissecção) e método aberto (que pode ser o método da secante ou interpolação quadrática); e o algoritmo genético (*Genetic Algorithm*), que é o mais robusto e sofisticado, (recomendado para problemas não-lineares e com três ou mais variáveis independentes) e disponível apenas para o *Advanced Direct Optimizer* (versão que requer licença para ser usada). Devido à disponibilidade apenas do *Standard Direct Optimizer* e ao uso de apenas uma variável independente por vez (já que o número de iterações cresce muito à medida que se acrescentam novas variáveis), o método de Brent foi selecionado para as simulações, por ser o mais eficiente.

No presente estudo, a função objetivo escolhida para otimizar os eventos das válvulas foi o *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) ou simplesmente o consumo específico do motor, uma vez que este parâmetro representa a eficiência do uso do combustível pelo motor e está diretamente relacionado à eficiência global. A Figura 28 exhibe a definição do atributo *Dependent Variable RLT* (função objetivo do problema) e do objetivo da otimização: minimizar o valor da variável dependente usando o método de Brent.

Figura 28 – Definição da função objetivo do problema de otimização (Dependent Variable RLT) e o objetivo (minimização).

The screenshot shows the 'Direct Optimizer' window. At the top, there is a 'License' field set to 'GT-POWER' and a 'Project' field with a long path. Below this are three tabs: 'Main' (selected), 'Ind_Variables', and 'Constraints'. The 'Main' tab contains a table with the following settings:

	Attribute	Unit	Object Value
☐	OFF		
☐	Advanced Direct Optimizer		
☐	Standard Direct Optimizer		
☒	Iteration Initialization State		previous_iteration
	Optimization Plot Request		☒
	Run-time Monitor Request		☐
	Objective		Minimize
	Search Method Algorithm		Brent-method
	Dependent Variable RLT		bsfc:CrankTrain
	Maximum Number of Iterations		def

Como o estudo refere-se aos eventos das válvulas, seis variáveis independentes relacionadas às curvas de elevações foram usadas na otimização, sendo elas as posições no ciclo, amplitudes, e elevações máximas das curvas de elevação das válvulas de admissão e escape. Uma vez que, o número de iterações em uma otimização aumenta muito à medida que variáveis são adicionadas na análise, o método de pesquisa *Univariate* foi utilizado. Uma alternativa seria aplicar uma análise de sensibilidade para priorizar as variáveis dominantes, isto é, aquelas que provocam maiores mudanças na função objetivo. Entretanto, como não existia uma expressão matemática para a função objetivo com relação às variáveis de projeto a fim de possibilitar a análise de sensibilidade. Além disso, uma análise de sensibilidade numérica não foi realizada por causa do longo período simulação somado ao curto prazo para obtenção dos resultados e análise, e utilização de um computador de baixo potencial de processamento (processador Intel core i5-4690 3,5Ghz com quatro núcleos), resultando no tempo computacional de aproximadamente 1 hora para uma otimização. Diante disso, todas as variáveis foram mantidas na análise.

No software, as posições das curvas de elevação foram associadas às variáveis VVT e VVT2, as quais definem as distâncias angulares das matrizes de elevação das válvula de admissão e escape, respectivamente, com relação ao ponto de referência, estabelecido como o ponto morto superior de queima (*TDCFiring*); as amplitudes das curvas de elevação para as

válvulas de admissão e escape foram controladas por fatores multiplicativos definidos pelas variáveis *range* e *range2*, respectivamente; e as elevações máximas das válvulas de admissão e escape foram controladas por fatores multiplicativos definidos pelos parâmetros *lift* e *lift2*, respectivamente.

Figura 29 – Criação das variáveis independentes da otimização.

☒ Timing
 ☒ Lift
 ☒ Flow Coefficients
 ☒ Output

	Attribute	Unit	Object Value
	Cam Timing Angle	See Cas... ▾	[VVT] ...
	Cam Timing Anchor Reference		TDCFiring ▾
	Cam Timing Lift Array Reference		Theta=0 ▾
	Source of Angle		
☒	Attached Cylinder		
☐	Part on Map		
☐	Driver Reference Object		

☒ Timing
 ☒ Lift
 ☒ Flow Coefficients
 ☒ Output

	Attribute	Unit	Object Value
	Valve Lash	mm ▾	0 ...
	Variable Profile Dependency Object		ign ...
	Dwell at Maximum Lift	Cam Angle ▾	ign ...
	Angle Multiplier		[range] ...
	Anchor for Angle Multiplier		Theta=0 ▾
	Lift Multiplier		[lift] ...

A Figura 29 mostra os atributos nos quais as variáveis foram colocadas. As variáveis *VVT* e *VVT2* foram definidas no atributo *Cam Timing Angle*, o qual define a posição da matriz de valores de elevação em função do ângulo de virabrequim no ciclo; as variáveis *range* e *range2* foram aplicadas ao atributo *Angle Multiplier*; e as variáveis *lift* e *lift2* foram associadas ao atributo *Lift Multiplier*. Todas as variáveis criadas aparecem na opção de configuração de caso, no qual os seus valores iniciais foram definidos e atualizados a cada otimização realizada (método *Univariate*).

Uma vez que o método de pesquisa *Univariate* foi escolhido, a otimização do consumo específico de combustível foi executada com uma variável por vez, repetindo o procedimento até a estabilização do valor da função objetivo, definida por uma variação inferior a 5% entre ciclos de otimização (conjunto de 6 otimizações), ou após atingir um total de 36 simulações (isto significa seis otimizações para cada variável), de forma a limitar o tempo de simulação.

Os valores iniciais das variáveis independentes foram atualizados ao longo das simulações na opção de configuração de caso (*Case Setup*).

A Figura 30 exibe a configuração da variável independente no *Direct Optimizer*. Como pode-se ver, para o exemplo mostrado em relação à variável VVT, os atributos necessários para definir o problema são o parâmetro o qual será variado, a faixa na qual o parâmetro será variado, e a resolução para variável independente, isto é, a precisão da variável independente otimizada. Um alto valor de resolução resultará em um número menor de iterações e, portanto, encontrando uma solução em menor tempo, porém menos precisa. No algoritmo de pesquisa do método de Brent, a resolução é usada para determinar a convergência da otimização e os tamanhos dos passos usados na exploração do domínio (GT-ISE, 2016). O manual de ajuda do software recomenda uma resolução de 2%. Em relação à faixa de variação da variável independente, foram definidos intervalos grandes nas primeiras iterações, reduzindo-os à medida que as variações das variáveis independentes se tornaram pequenas ao longo das simulações. Em alguns casos, o intervalo teve que ser ajustado para evitar valores absurdos do consumo específico de combustível. A Tabela 2 resume os intervalos iniciais adotados para as variáveis independentes no processo de otimização. Observe que para os casos nos quais as extremidades do domínio não são especificadas, o comprimento do intervalo está posicionado de forma simétrica em relação ao valor inicial, mostrado na última linha da tabela, definido para variável independente no *Case Setup*.

Figura 30 – Definição do intervalo de variação e resolução para a variável independente.

The screenshot shows the 'Direct Optimizer' window. At the top, there is a 'License' field with 'GT-POWER' and a 'Project' field with 'C:\Arthur\Pós\Mestrado 2017.1\simulações motor etorq 1.6'. Below these are three tabs: 'Main' (checked), 'Ind_Variables', and 'Constraints'. The 'Ind_Variables' sub-tab is active, showing a table with the following data:

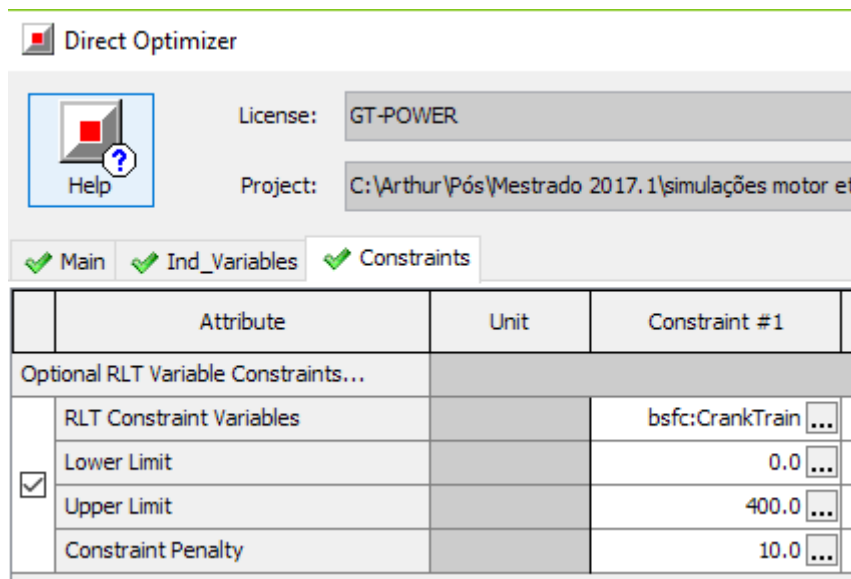
	Attribute	Unit	1	2
	Parameter to be Varied		VVT ...	...
☒	Parameter Range		80.0 ...	...
☐	Lower Value of the Range			
☐	Upper Value of the Range			
	Resolution (% of Range)		2.0 ...	...

Tabela 2 – Domínio definido para as variáveis independentes no início da otimização.

Variáveis independentes						
Pontos de operação	VVT (graus de virabrequim)	Range	Lift	VVT2 (graus de virabrequim)	Range2	Lift2
3500 rpm e 10 bar	80	0,8	0,6-1,2	60	0,8	0,6-1,2
3000 rpm e 6 bar	80	0,8	0,4 - 1,1	80	0,8	0,4 - 1,1
2500 rpm e 10 bar	80	0,8	0,8	80	0,8	0,5-1,1
2500 rpm e 8 bar	80	0,6	0,65-1,2	80	0,8	0,65-1,2
2000 rpm e 8 bar	80	0,6	0,6-1,2	80	0,6	0,6-1,2
2000 rpm e 4 bar	80	0,6-1,2	0,6-1,2	60	0,8	0,6-1,2
2000 rpm e 2 bar	90	0,81-1,2	0,5-1,2	90	0,8-1,2	0,5-1,2
1500 rpm e 2 bar	60	0,5	0,5	60	0,7	0,5
Valores iniciais	0	1	1	0	1	1

A fim de distanciar a função objetivo dos valores impossíveis ou indesejados resultantes de uma iteração, uma restrição foi definida para a otimização. Pode-se ver na Figura 31 a restrição dos valores ao intervalo de 0 a 400 g/kWh, e o atributo *Constraint Penalty* de valor 10. De acordo com o manual de ajuda do *software*, o atributo *Constraint Penalty* declara o grau de intolerância para as soluções que violem as restrições impostas. Por exemplo, o valor 0 é usado quando não há restrições e o valor 10 é aplicado para definir que a solução é inviável quando se encontra fora dos limites estabelecidos.

Figura 31 – Estabelecimento da faixa permitida para consumo específico de combustível.

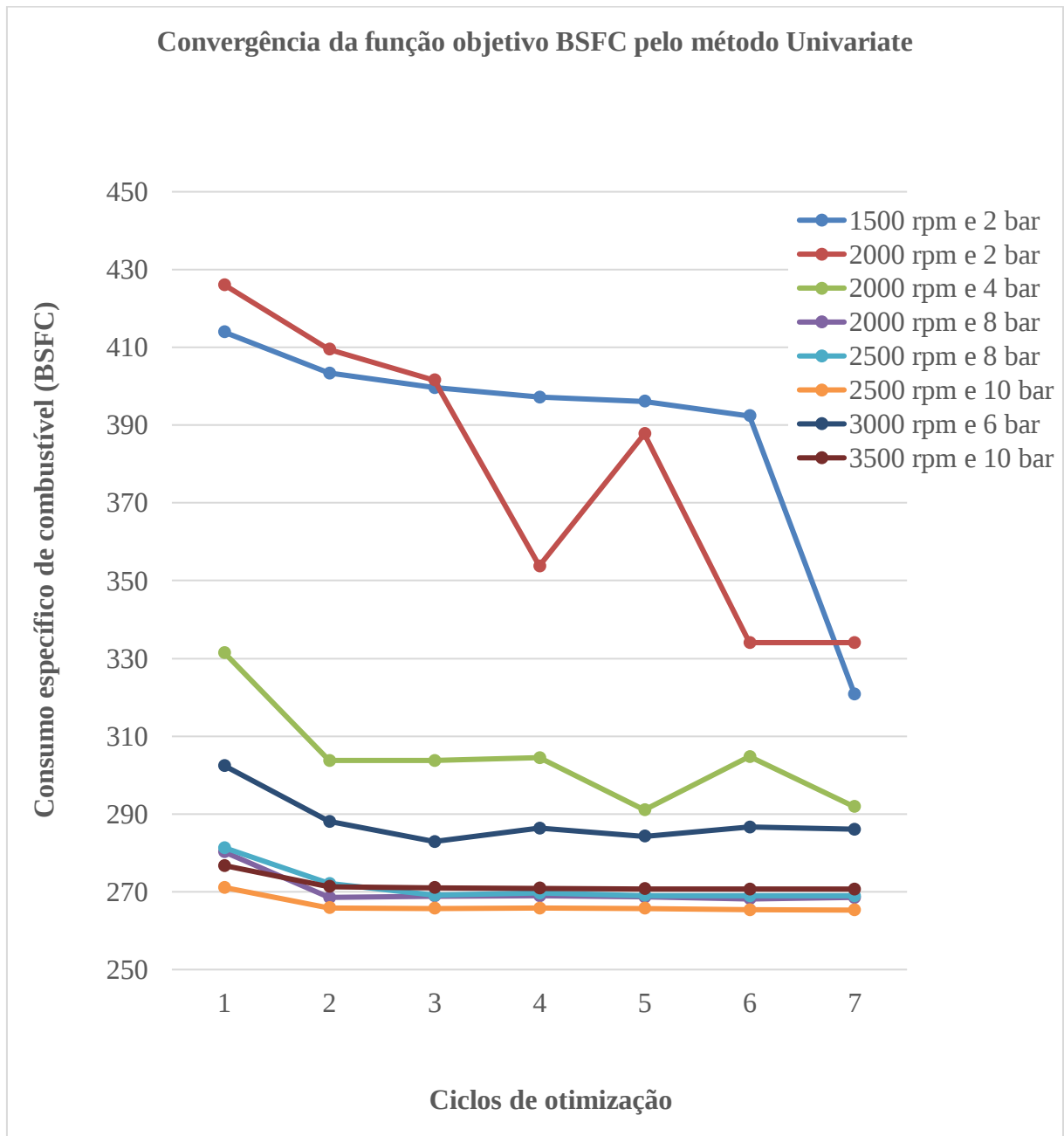


Após a otimização para os casos selecionados, uma análise comparativa do consumo específico foi realizada em relação ao motor aspirado e ao motor turbo, operados com o eixo comando original utilizando o GT-POST, uma ferramenta de plotagem de gráficos e tratamento de dados usado pelo GT-SUITE. Outras características como eficiência volumétrica, perdas de bombeamento, composição dos gases no sistema de escape, e gases da combustão recirculados (EGR) foram incluídos na análise. Esses parâmetros, de acordo com a literatura revisada, são também influenciados pela alteração dos eventos das válvulas.

O gráfico da Figura 32 exibe o comportamento do consumo específico de combustível durante os ciclos de otimização (sendo um ciclo o conjunto de seis otimizações para as seis variáveis independentes aplicando o método *Univariate*). É possível observar que, no caso de 1500 rpm e 2 bar, o valor da função objetivo ainda demonstra uma variação muito grande entre ciclos consecutivos, mas as otimizações foram cessadas devido ao critério de parada estabelecido. Na operação a 3000 rpm e 6 bar, o menor valor da função objetivo foi obtido no terceiro ciclo de otimização, e, em seguida, valores superiores foram alcançados, demonstrando que o método pode não ser tão eficiente em todos os casos. É possível observar também que para rotações e pressões elevadas, a redução do consumo foi mais branda e a função objetivo convergiu mais rápido. É válido notar que, apesar dos longos períodos de simulação, o número de otimizações estabelecidos como critério de parada talvez não tenha sido suficiente para alcançar a convergência. Mesmo assim, reduções significativas na função objetivo foram atingidas, representando valores ótimos locais que, ao final de todos os casos,

obtiveram variação entre ciclos de otimização consecutivos inferiores a 5%, com a exceção da operação a 1500 rpm e 2 bar.

Figura 32 – Gráfico dos valores do consumo específico de combustível obtidos ao longo da otimização pelo método Univariate, para as condições de operação selecionadas.

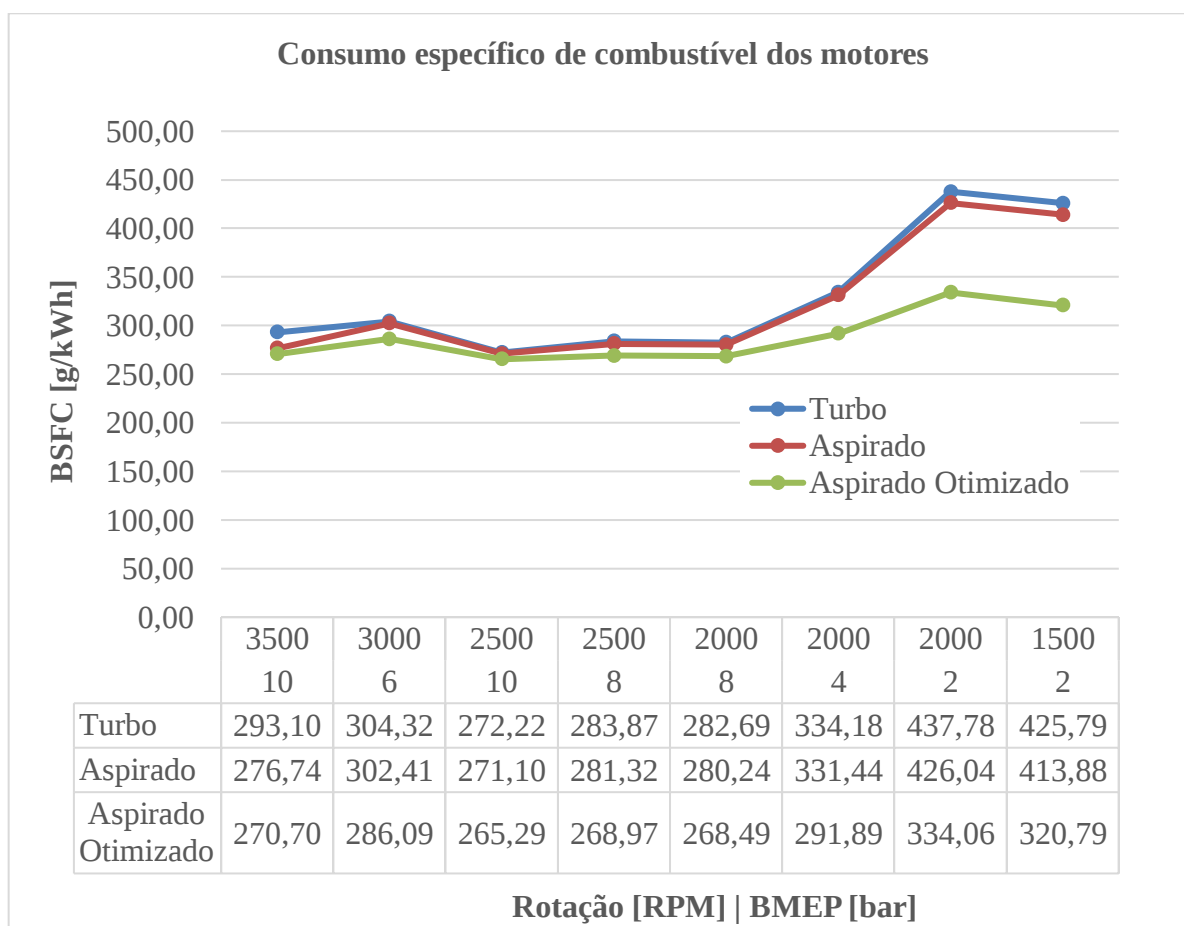


5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo, será realizada uma análise dos perfis das curvas de elevação das válvulas de admissão e escape com o intuito de identificar como as alterações no perfil original resultaram em um menor consumo específico de combustível, além de examinar o comportamento de outros parâmetros como torque e emissões do motor nas condições de operação que representam bem a operação de um veículo em vias urbanas.

Na Figura 33 foram traçados os gráficos do BSFC, a função objetivo do problema de otimização estudado, em relação à carga parcial e velocidade, tanto para o motor turbo original, como para um motor aspirado e aspirado otimizado.

Figura 33 – Gráfico comparativo do consumo específico de combustível dos motores turbo, aspirado, e aspirado com eventos de válvula ótimos.



Nas condições de operação selecionadas para otimização, reduções percentuais maiores foram obtidas para os casos de baixa velocidade e pressão média efetiva (BMEP), chegando a valores máximos de 22,5% com o motor operando a 1500 rpm numa pressão média efetiva de

2 bar. Para pressões acima de 6 bar e rotações superiores a 2000 rpm as reduções percentuais não superaram os 6%. Isso significa que o perfil do came do eixo comando de válvulas original foi projetado tomando como base uma condição de funcionamento médio próximo destes pontos de operação.

Para investigar melhor os porquês dos valores menores de BSFC ao modificar os perfis de elevação das válvulas de admissão e escape, as curvas da válvula original e otimizadas, para o motor aspirado, foram plotadas em um mesmo gráfico.

Começando pelo caso no qual a queda no consumo foi maior, operação a 1500 rpm e 2 bar (gráfico exibido na Figura 34), foi possível notar que a curva da válvula de admissão sofreu uma antecipação nos tempos de abertura e fechamento e uma grande redução da elevação em relação à curva original.

Como foi revisado no tópico 3.4.1, a abertura antecipada da válvula de admissão pode provocar o aumento do período de sobreposição ou cruzamento das válvulas de escape e admissão. Para um motor aspirado operando em cargas parciais, a consequência da antecipação é o refluxo de gases de exaustão para dentro do cilindro, o que por sua vez reduz a quantidade de mistura admitida ao final do curso de admissão, já que parte do volume é ocupado por uma mistura de gases queimados. O gráfico da Figura 34 evidencia que o período de sobreposição de válvulas aumentou.

A partir do gráfico das vazões mássicas através das válvulas de admissão e escape (Figura 35) pode ser visto que, apesar da maior faixa angular de cruzamento de válvulas, tanto a duração como o valor máximo da vazão de fluxo reverso de gases queimados do sistema de exaustão para o cilindro diminuíram, porém o período de refluxo de gases do cilindro para o sistema de admissão aumentou, resultando na elevação do percentual de massa de gases queimados aprisionados no cilindro antes da combustão (16% para 26,9%), elevação da pressão de 0,34 bar para 0,88 bar na porta de admissão (reduzindo o trabalho de admissão da mistura ar-combustível), atenuação da temperatura máxima obtida na combustão de 2456 K para 2135 K, e queda da massa de ar aprisionada de 110 mg para 96 mg.

Uma quantidade menor de ar admitido implicou em uma redução da massa de combustível aprisionada no cilindro de 9,2 mg para 7,8 mg, proporcionando uma queda no consumo específico de combustível (BSFC), também reflexo da redução das perdas por bombeamento nos períodos de troca de gases do cilindro (menor quantidade de mistura fresca admitida). Por outro lado, a eficiência volumétrica diminuiu de 24,1% para 18,9%.

Figura 34 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 1500 rpm e 2 bar.

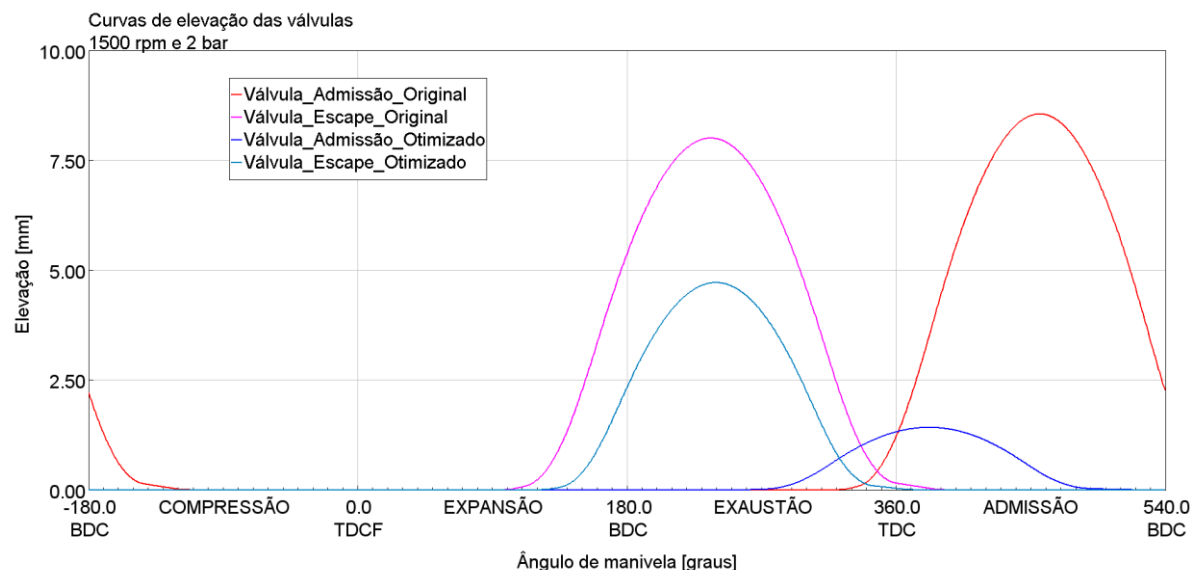
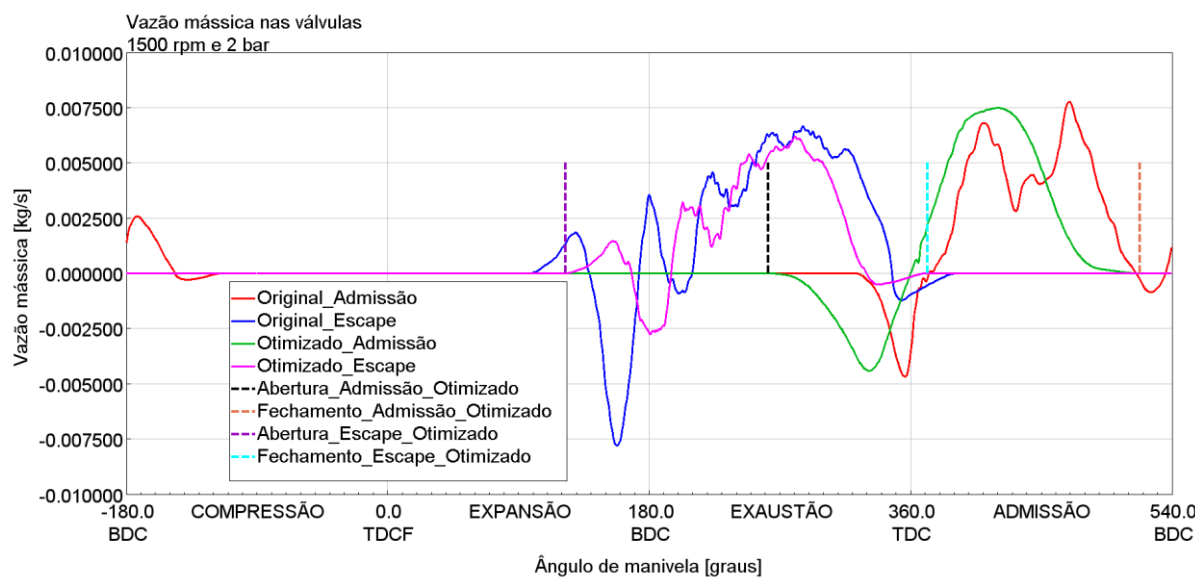


Figura 35 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 1500 rpm e 2 bar, para os casos original e otimizado.



Antecipar o fechamento da válvula de admissão é outra estratégia para controle de carga admitida, uma vez que interrompe o fluxo de ar para dentro do cilindro, e uma menor quantidade de mistura é admitida. Dessa forma, essa mudança também contribuiu para admissão de menor quantidade de ar, e, conseqüentemente, redução do consumo específico de combustível e das perdas de bombeamento.

Em relação à elevação, dependendo da geometria da válvula, a área de fluxo de ar varia de um tronco de cone circular até a área da seção circular entre a haste da válvula e porta da

válvula, da posição levemente aberta até a elevação máxima, respectivamente. Quanto menor a elevação, menor será a quantidade de mistura admitida no cilindro, devido a menor área de fluxo. De forma a verificar se houve uma redução da área média de fluxo através da válvula de admissão devido à redução da elevação máxima, a velocidade média do fluxo, e a vazão volumétrica média foram utilizadas para determinação da área média. O resultado foi uma redução da área média de $0,7 \text{ cm}^2$ para $0,32 \text{ cm}^2$. Como a elevação da válvula de admissão é muito pequena para o caso da operação a 2 bar e 1500 rpm, possíveis implicações seriam uma redução da eficiência volumétrica, aumento do torque, redução do BSFC, aumento da eficiência térmica, pequenas reduções nas emissões de HC e CO, e pequeno aumento de NO_x (ÇINAR et al, 2016).

Na curva de elevação da válvula de escape, houve um atraso na abertura e antecipação no fechamento em relação à configuração original. Como foi visto na seção 3.4.2, a abertura da válvula de escape ainda no curso de exaustão provoca uma expulsão dos gases queimados pela diferença de pressão entre o interior do cilindro e o sistema de exaustão (blowdown). Isso favorece a diminuição das perdas de bombeamento para expulsar os gases, porém há também a desvantagem do desperdício de potência proveniente da expansão dos gases até o PMI. Apesar do atraso na abertura da válvula de admissão, a saída de potência e torque do motor foram menores em virtude da queima de uma menor quantidade de combustível e mistura mais fraca.

O fechamento da válvula de escape antes do PMS, reduz o período de sobreposição das válvulas e gases residuais podem ficar aprisionados no cilindro devido ao menor curso de expulsão. Para o caso estudado, a diferença do ângulo de fechamento entre os casos otimizados e original foi pequena (cerca de 20 graus de ângulo de manivela), podendo ter contribuído levemente no aprisionamento de gases residuais, porém não reduzindo o período de cruzamento de válvulas em relação à curva de elevação original, uma vez que a antecipação da abertura da válvula de admissão foi de quase 60 graus de ângulo de manivela. É válido lembrar que a retenção de resíduos no cilindro pode provocar redução da eficiência térmica indicada, aumento do consumo de combustível, e diminuição de NO_x (redução da temperatura da mistura antes da combustão) em razão de tornar a mistura fresca admitida fraca ao diluí-la em gases queimados.

O diagrama p-V foi plotado na Figura 36 para visualizar o resultado da otimização em relação à eficiência volumétrica e saída de potência a 1500rpm e 2 bar. A área pintada em amarelo representa o ganho de potência indicada em relação ao caso original. A área em vermelho indica uma perda de potência devido a um pico de pressão inferior no caso

otimizado, como consequência da menor quantidade de mistura fresca admitida no cilindro. Já a área pintada em vermelho no loop inferior significa que houve uma redução no trabalho de bombeamento dos gases para dentro e fora do cilindro. Esta última alteração é justificada pelo aumento das pressões na admissão (mais próximas da pressão atmosférica). A Figura 37 mostra o diagrama p-V plotado em um gráfico log-log para facilitar a visualização das mudanças ocorridas.

Figura 36 – Diagramas p-V do motor operando a 1500 rpm e 2 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.

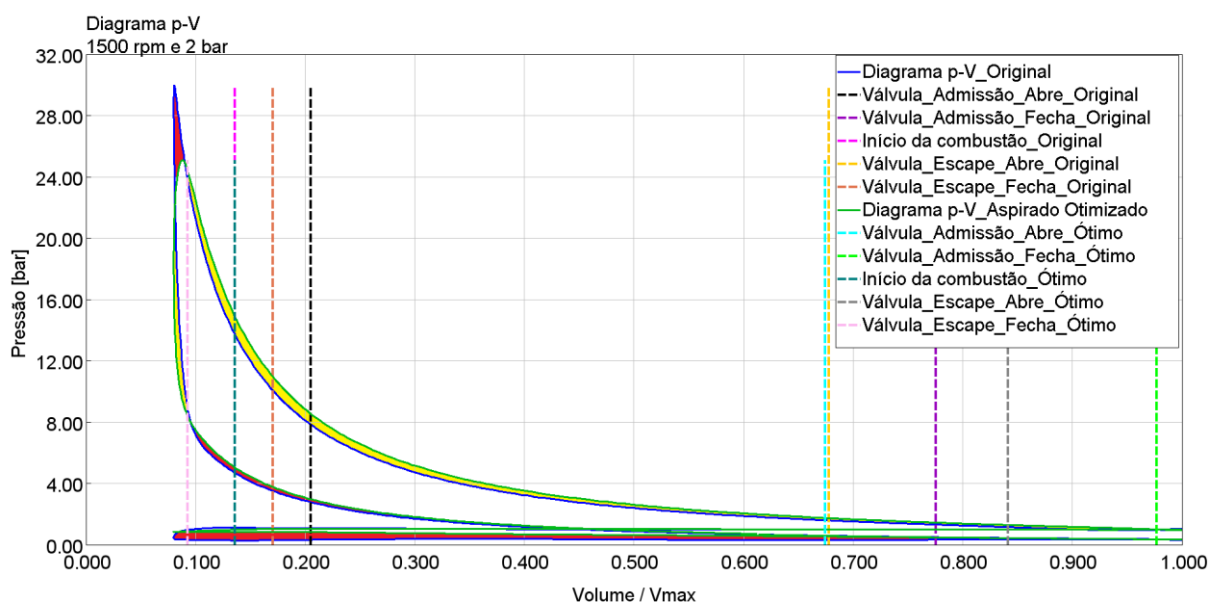
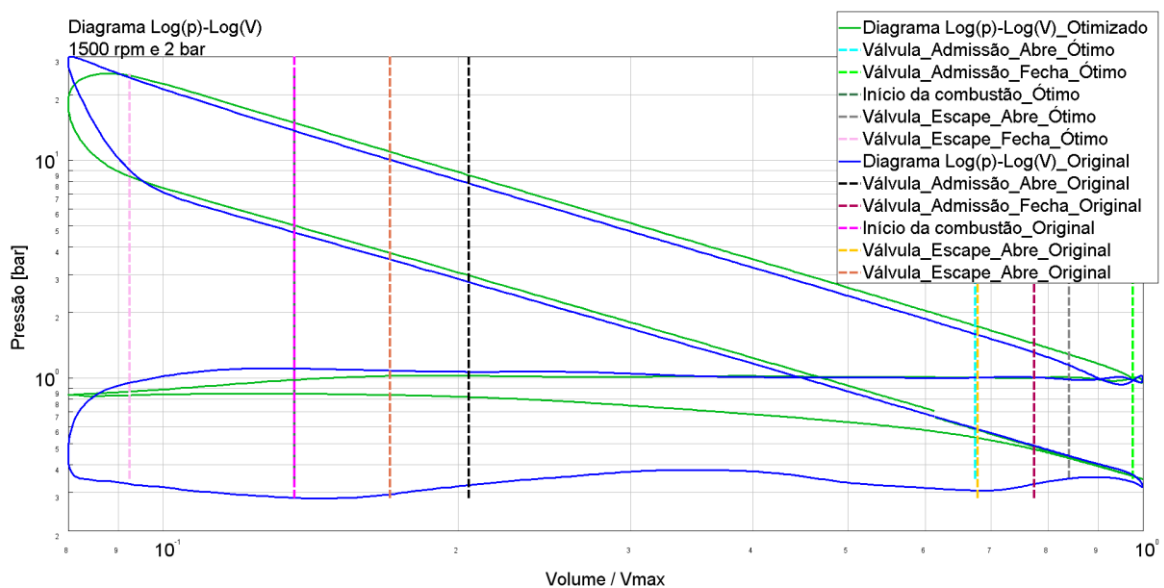


Figura 37 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 1500 rpm e 2 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.



Uma vez que o problema de otimização envolveu seis variáveis independentes, é difícil quantificar o peso de cada uma no resultado obtido.

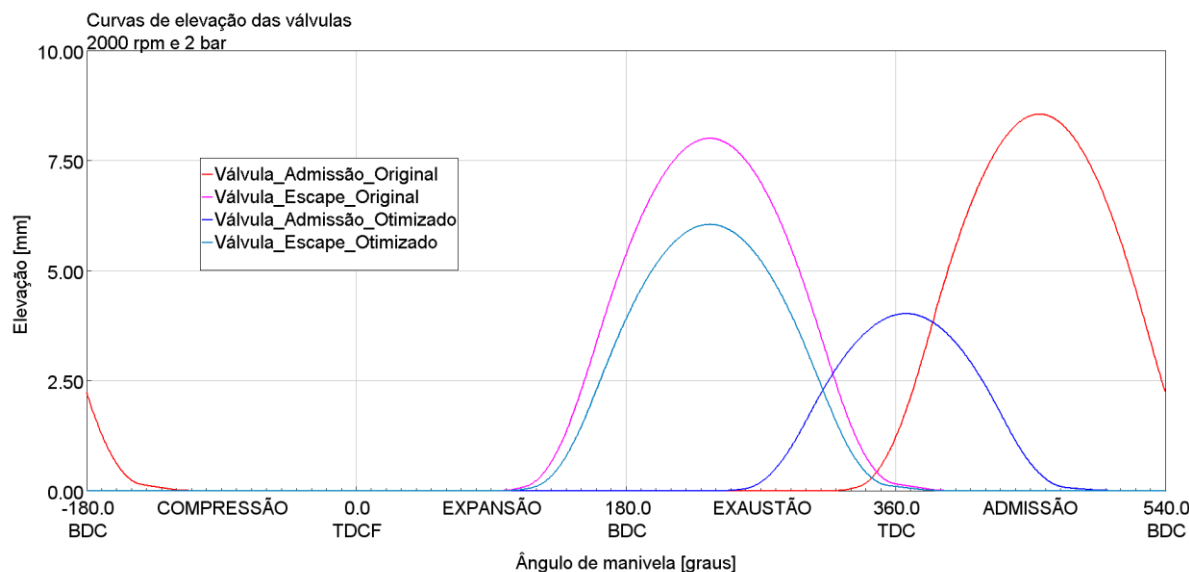
Tabela 3 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (1500 rpm e 2 bar).

Parâmetros	Turbo	Aspirado	Aspirado otimizado	Redução/Aumento percentual	Indicador
BSFC [g/kWh]	425,79	413,88	320,79	22,5%	Redução
Torque [N-m]	25,43	25,42	23,95	5,8%	Redução
Eficiência Volumétrica	24,80%	24,09%	18,86%	21,7%	Redução
Emissões de Hidrocarbonetos (ppm)	119,25	104,22	87,71	15,8%	Redução
NOx dentro do cilindro no momento da abertura da válvula de escape (ppm)	0,05890	0,16947	0,25870	52,7%	Aumento
Percentual de massa queimada no início da combustão (EGR+Residual)	16,1%	16,0%	26,9%	68,1%	Aumento

A Tabela 3 exibe alguns parâmetros importantes que sofreram alterações após a otimização. Os resultados mostram que houve um significativo aumento das emissões de NO_x, apesar da redução da temperatura máxima dentro do cilindro, podendo ter sido consequência do atraso da abertura da válvula de escape (maior tempo para oxidação dos gases), maiores pressões ao longo do curso de expansão, e mistura mais pobre (relação ar-combustível passou de 12,015 para 12,268). Também foram obtidos como consequência da otimização: redução de 6% no torque, decréscimo das emissões de hidrocarbonetos, e aumento da massa de gases queimados dentro do cilindro antes da combustão, a qual regula a quantidade de mistura admitida, como foi explicado anteriormente, e que implicou na queda da eficiência volumétrica.

O segundo caso no qual obteve-se uma grande redução no consumo específico de combustível a partir da otimização, aproximadamente 21,6 %, foi a operação a 2000 rpm e 2 bar, condição muito próxima à discutida antes. As curvas de elevação das válvulas de admissão e escape otimizadas estão no gráfico da Figura 38.

Figura 38 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 2000 rpm e 2 bar.

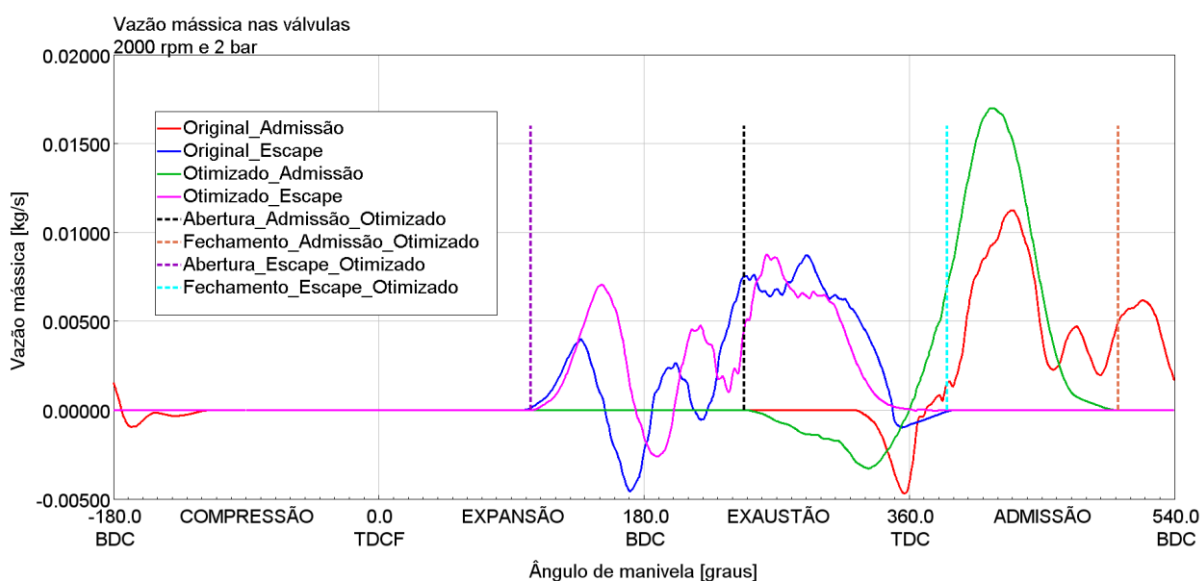


De forma semelhante ao caso discutido anteriormente, é notável que houve uma antecipação tanto nos tempos de abertura e fechamento da válvula de admissão, além da redução da elevação máxima. Como já foi dito, a abertura precoce da válvula proporciona o aumento do tempo de sobreposição de válvulas (pode ser visto na Figura 37 uma grande região na qual as duas válvulas estão abertas ao mesmo tempo, quando comparado ao caso original), que para cargas parciais e motores aspirados favorecem o fluxo reverso de gases queimados para dentro do cilindro, podendo até atingir o coletor de admissão. Essa recirculação interna proporciona uma retenção de gases no interior do cilindro após o fechamento da válvula de escape e consequentemente, redução da mistura fresca (ar-combustível) dentro do cilindro ao final do curso de admissão. De fato, isso é bom para operações em cargas parciais, uma vez que controla a quantidade de mistura para fornecer a saída necessária para condição de operação requisitada, e reduz a quantidade de gases que será expelida do cilindro (menores perdas de bombeamento). Por outro lado, há uma redução da eficiência volumétrica.

Com o intuito de averiguar se os fenômenos descritos acima ocorreram, o gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape foram plotados na Figura 39 e dados foram coletados. A curva de vazão mássica através da válvula de exaustão mostra que não houve fluxo reverso no intervalo de cruzamento de válvulas após a otimização, porém, à medida que os gases foram expelidos através da válvula de exaustão, gases queimados também fluíram para o sistema de admissão, elevando a pressão média na porta da válvula de

0,341 bar para 0,996 bar. Ao serem readmitidos no curso de admissão, os gases recirculados produziram um aumento do percentual de massa de gases queimados de 13,2% para 19,6%. A massa de ar, que poderia ser menor devido ao aumento do percentual de gases queimados, subiu de aproximadamente 113,7 mg para 129,8 mg por causa do crescimento da pressão média na porta de admissão. A massa de combustível aprisionada no cilindro cresceu 1,35 mg.

Figura 39 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 2000 rpm e 2 bar, para os casos original e otimizado



O fechamento da válvula de admissão antes do PMI atuou como limitador da quantidade de mistura admitida no cilindro, impedindo também a expulsão de mistura fresca do cilindro que ocorreu no início do curso de compressão para o caso original. A redução na elevação máxima, de 8,6 mm para 4 mm, implicou numa redução da área média de fluxo de 0,86 cm² para 0,52 cm². O efeito de restrição do fluxo causado por uma menor área média foi ofuscado pela maior pressão média na admissão.

A curva de elevação da válvula de escape sofreu pequenas alterações nos tempos de abertura e fechamento, cerca de 5° e 6° de ângulo de manivela, respectivamente. A redução da elevação de 8 mm para 6 mm, resultou na redução da área de fluxo de gases através da válvula de escape, e, conseqüentemente, contribuiu para o aumento da quantidade de gases residuais no cilindro.

O diagrama p-V para a operação a 2000 rpm e 2 bar foi plotado na Figura 40. Um maior pico de pressão foi obtido dentro do cilindro e maior trabalho foi gerado durante o ciclo de expansão. Nota-se também, de forma similar ao caso anterior, uma redução do trabalho de admissão da mistura fresca, representada pela área em vermelho na parte inferior do gráfico, uma vez que a pressão na porta de admissão se aproximou da pressão atmosférica. Tanto o aumento de trabalho extraído dos gases, como a redução do trabalho de bombeamento dos gases contribuíram para o aumento da potência de eixo e consequentemente redução do BSFC (razão entre a vazão de combustível e potência de eixo), apesar da maior massa de combustível queimada. De forma a visualizar melhor os efeitos descritos acima, um gráfico log-log foi plotado na Figura 41.

Figura 40 – Diagramas p-V do motor operando a 2000 rpm e 2 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.

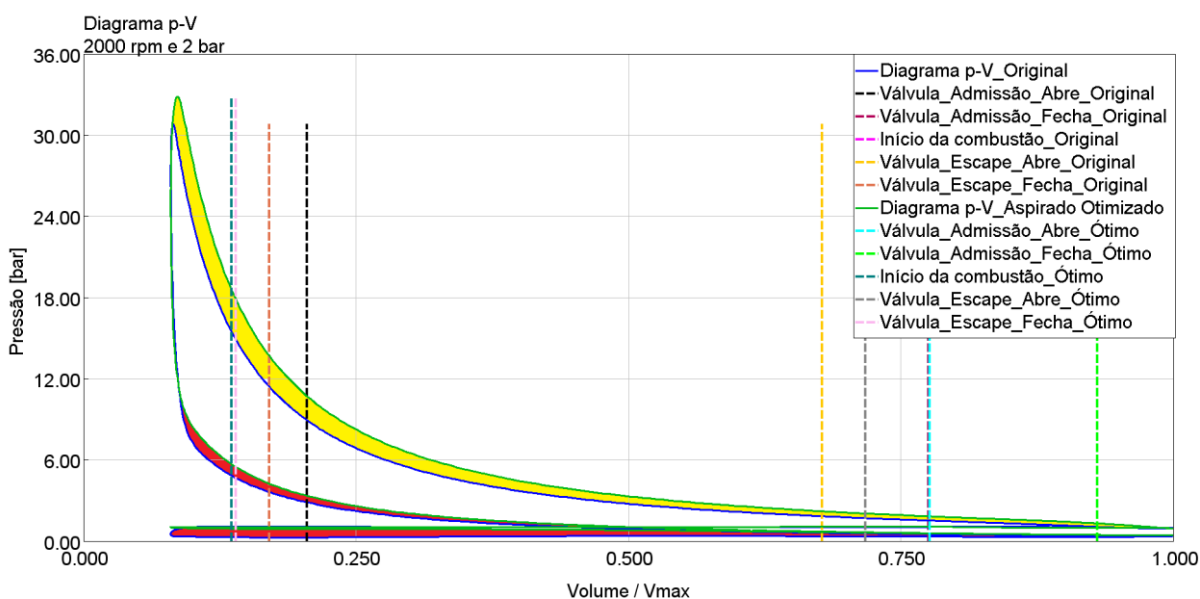
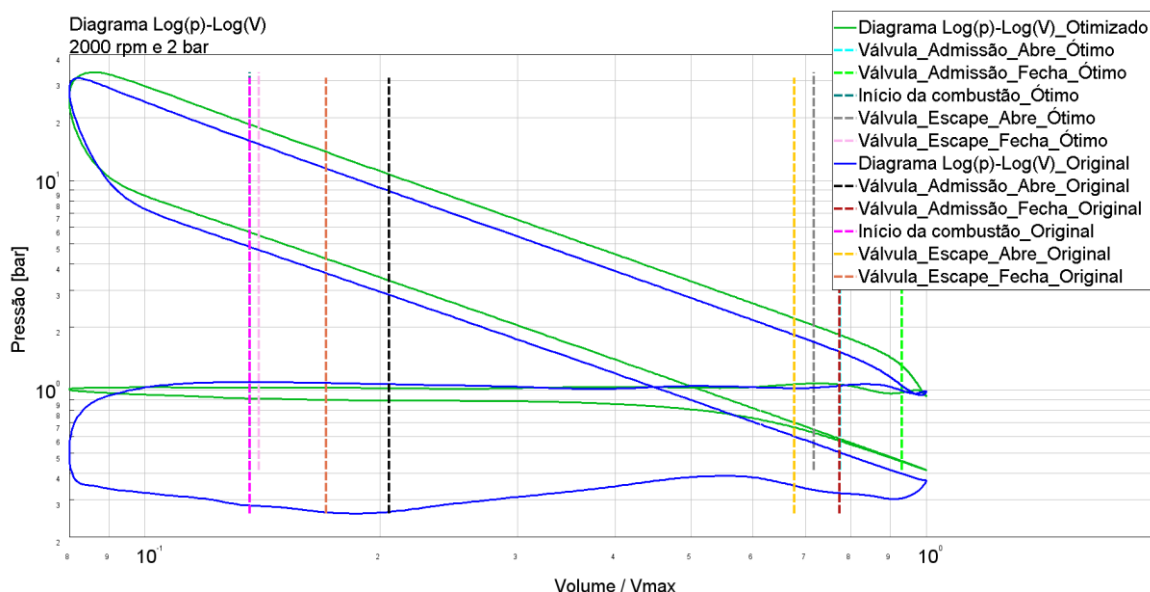


Figura 41 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 2000 rpm e 2 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.



Na Tabela 4 estão listados alguns parâmetros que sofreram alteração após o processo de otimização. Como consequência do maior aproveitamento da energia dos gases e menor trabalho de trocas gasosas no cilindro, uma maior saída de torque foi obtida em relação ao caso original. Apesar do aumento do percentual de gases queimados no cilindro, isso não foi suficiente para reduzir a eficiência volumétrica, uma vez que a pressão média na porta de entrada do cilindro foi o dobro para o caso otimizado, resultando em uma massa de ar 14% maior dentro do cilindro no começo do ciclo.

As emissões de NO_x diminuíram em relação ao motor aspirado com eixo comando de válvulas original. Segundo Tuttle, citado por Parvate-Patil et al. (2003), o EIVC contribui para essa redução de NO_x em operação a meia carga, em virtude das temperaturas menores obtidas. Além disso, a recirculação interna de gases de exaustão promovida pelo EIVO também reduz a temperatura, justificando também o valor inferior do NO_x . Diante disso, os dados para a temperatura máxima no caso original e otimizado foram verificados, obtendo-se uma queda de 214°C .

As emissões de hidrocarbonetos diminuíram, contrariando os resultados relatados em artigos, os quais citam que o EIVO e EIVC contribuem para o aumento das emissões de hidrocarbonetos, devido à diluição da carga com gases de exaustão recirculados (menor temperatura). Isso significa que a abertura tardia da válvula de exaustão (LEVO), a qual oferece um maior período para oxidação dos gases dentro do cilindro antes de serem

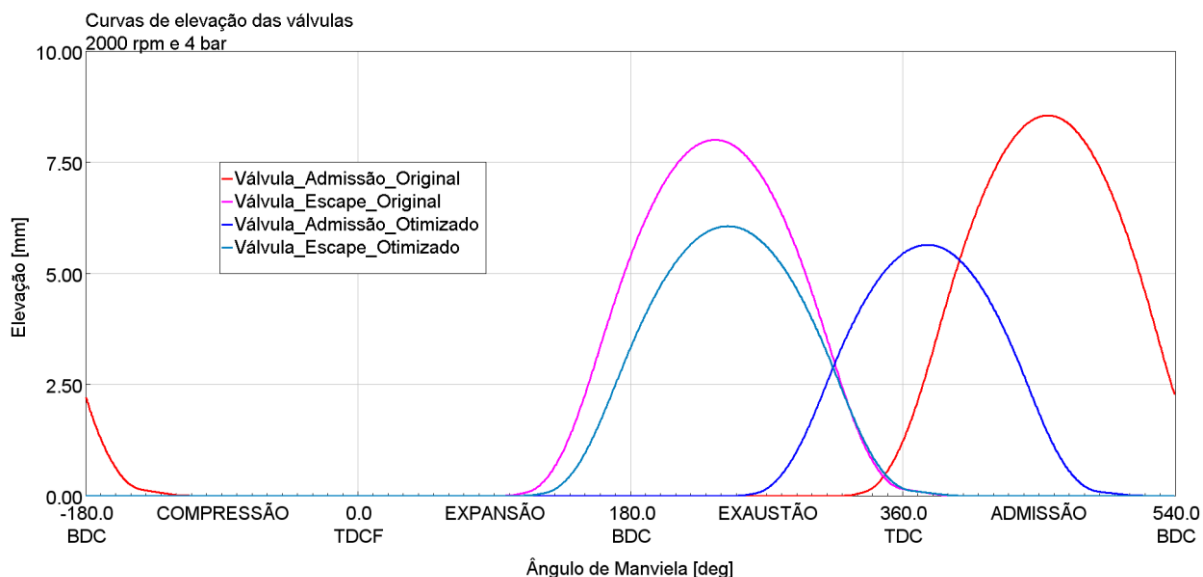
expelidos, sobrepõem-se sobre o efeito negativo do EIVO e EIVC em relação a emissões de hidrocarbonetos.

Tabela 4 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (2000 rpm e 2 bar).

Parâmetros	Turbo	Aspirado	Aspirado otimizado	Redução/Aumento percentual	Indicador
BSFC [g/kWh]	437,78	426,04	334,06	21,6%	Redução
Torque [N-m]	25,44	25,44	36,83	44,8%	Aumento
Eficiência Volumétrica	25,51%	24,82%	28,15%	13,4%	Aumento
Emissões de Hidrocarbonetos (ppm)	120,1559	104,5109	98,19443	6,0%	Redução
NOx dentro do cilindro no momento da abertura da válvula de escape (ppm)	0,06059	0,25359	0,20502	19,2%	Redução
Percentual de massa queimada no início da combustão (EGR+Residual)	14,1%	13,2%	19,6%	82,2%	Aumento

A terceira maior redução percentual do consumo específico de combustível, cerca de 12%, foi obtida para a operação a 2000 rpm e 4 bar. O perfil da curva de elevação otimizada está mostrado na Figura 42, junto com o perfil original.

Figura 42 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 2000 rpm e 4 bar.



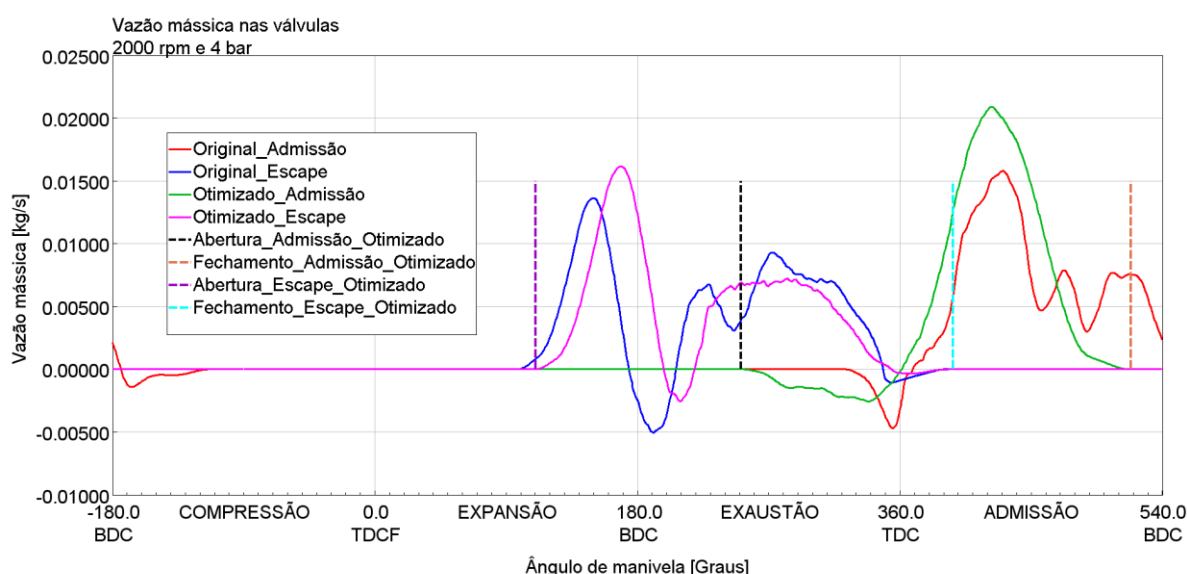
O gráfico acima mostra que, semelhante ao caso de 2000 rpm e 2 bar, houve abertura antecipada da válvula de admissão, mantendo fixo o tempo de fechamento da válvula de exaustão, implicando, assim, no aumento do período de cruzamento de válvulas. Como já discutido, o cruzamento de válvulas aumenta a recirculação interna de gases de exaustão para cargas parciais, o que contribui para maior quantidade de gases queimados antes da combustão no ciclo subsequente, ou seja, menores perdas de bombeamento. A antecipação no fechamento da válvula de admissão também atuou como um limitante da mistura admitida, porém o aumento da pressão média na porta de admissão (de 0,494 bar para 0,994 bar), causado pelo maior período de fluxo de gases queimados através da válvula de admissão durante o cruzamento de válvulas (Figura 43), acarretou em maior massa de ar aprisionada no cilindro (176,9 mg para 194,8 mg), e, conseqüentemente, a massa de combustível subiu de 14,7 mg para 16,3 mg. Estes aumentos, aliados a menores perdas de bombeamento (pressões maiores na porta de admissão), favoreceram o aumento do torque no eixo do motor.

Observa-se também na Figura 42 uma menor elevação máxima da válvula de admissão após a otimização. Para este caso, a redução da elevação máxima de 8,55 mm para 5,64 mm contribuiu para redução da área de fluxo média de 0,95 cm² para 0,82 cm², dificultando a indução de gases para dentro do cilindro, porém não foi um parâmetro dominante, uma vez que a massa de mistura aprisionada no cilindro aumentou em relação ao caso original.

O tempo de abertura da válvula de exaustão sofreu um atraso em relação à curva original, implicando em maior curso de expansão (mais energia dos gases convertida em

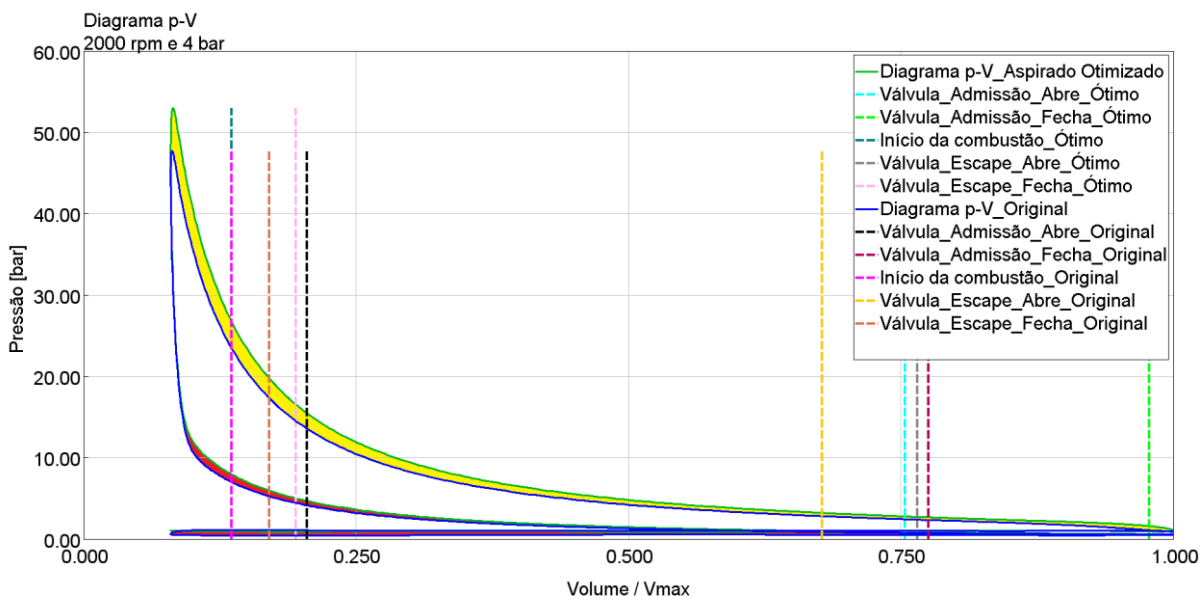
trabalho) e menor *blowdown* (expulsão de gases por diferença de pressão), contribuindo de alguma forma para o aumento do trabalho de expulsão dos gases do cilindro (pressão no cilindro no fim do ciclo subiu de 0,9889 bar para 1,1146 bar). As pressões maiores no final do ciclo dificultaram o fluxo reverso de gases do sistema de exaustão para dentro do cilindro, e aumentaram o fluxo de gases do cilindro para a porta de admissão. Isso pode ser visto na Figura 43.

Figura 43 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 2000 rpm e 4 bar, para os casos original e otimizado



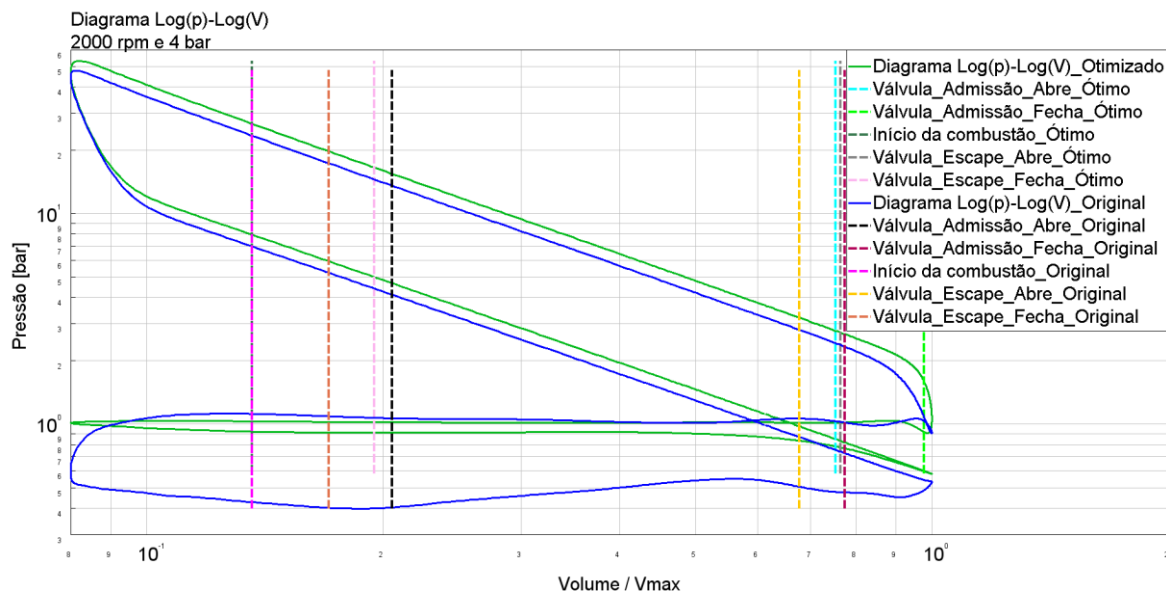
O diagrama p-V para operação a 2000 rpm e 4 bar está plotado na Figura 44. Pode-se ver no diagrama que maiores pressões são obtidas em todo o ciclo do motor, reduzindo as perdas de bombeamento e aumentando a saída de potência do motor, como discutido anteriormente.

Figura 44 – Diagramas p-V do motor operando a 2000 rpm e 4 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.



O diagrama p-V plotado em um gráfico log-log na Figura 45 exibe de forma mais clara as alterações no ciclo.

Figura 45 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 2000 rpm e 4 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.



A Tabela 5 mostra algumas propriedades importantes que sofreram alteração após as mudanças aplicadas às curvas de elevação. Por ser uma operação na mesma rotação do caso

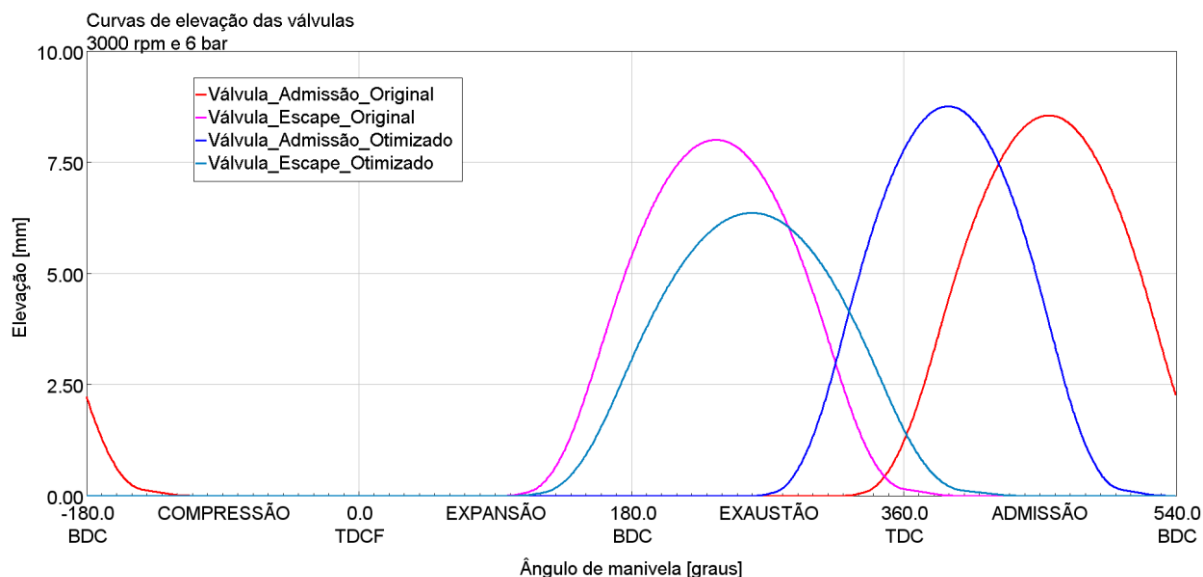
anterior e em baixa carga, as alterações e causas são semelhantes e não serão discutidas novamente.

Tabela 5 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (2000 rpm e 4 bar).

Parâmetros	Turbo	Aspirado	Aspirado otimizado	Redução/Aumento percentual	Indicador
BSFC [g/kWh]	334,18	331,44	291,89	11,9%	Redução
Torque [N-m]	50,88	50,86	63,58	25,0%	Aumento
Eficiência Volumétrica	38,93%	38,60%	42,27%	9,5%	Aumento
Emissões de Hidrocarbonetos (ppm)	120,05	109,82	101,63	7,5%	Redução
NOx dentro do cilindro no momento da abertura da válvula de escape (ppm)	0,06250	0,19497	0,18415	5,5%	Redução
Percentual de massa queimada no início da combustão (EGR+Residual)	11,2%	9,5%	14,5%	77,6%	Aumento

Seguindo a sequência de casos baseada na redução percentual do consumo específico de combustível do motor, o quarto caso estudado foi a operação na rotação de 3000 rpm e pressão média efetiva de 6 bar, no qual a diminuição foi de 5,4%. As curvas de elevação das válvulas otimizadas estão desenhadas no gráfico da Figura 46.

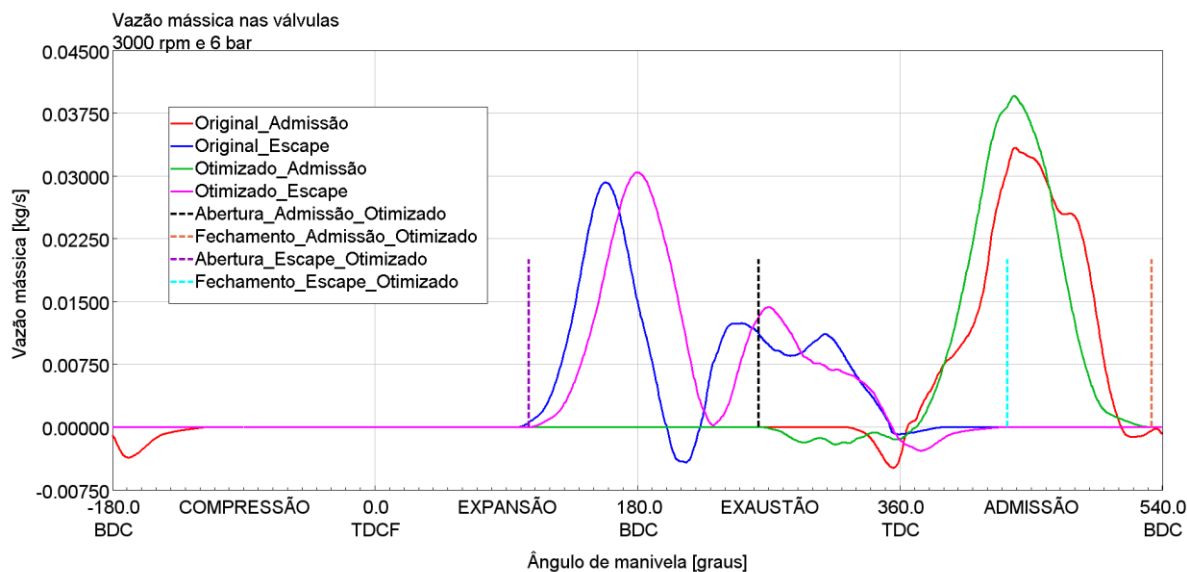
Figura 46 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 3000 rpm e 6 bar.



O gráfico indica que a curva de elevação da válvula de admissão sofreu antecipações tanto na abertura e fechamento da válvula em relação à configuração original (cerca de 59° e 75° de ângulo de manivela, respectivamente), e um pequeno aumento da elevação máxima (de 8,55 mm para 8,75 mm). Por outro lado, a curva de elevação da válvula de escape sofreu atrasos nos tempos de abertura e fechamento (aproximadamente 8° e 42° de ângulo de manivela, respectivamente), e uma redução da elevação máxima, de 8 mm para 6,4 mm.

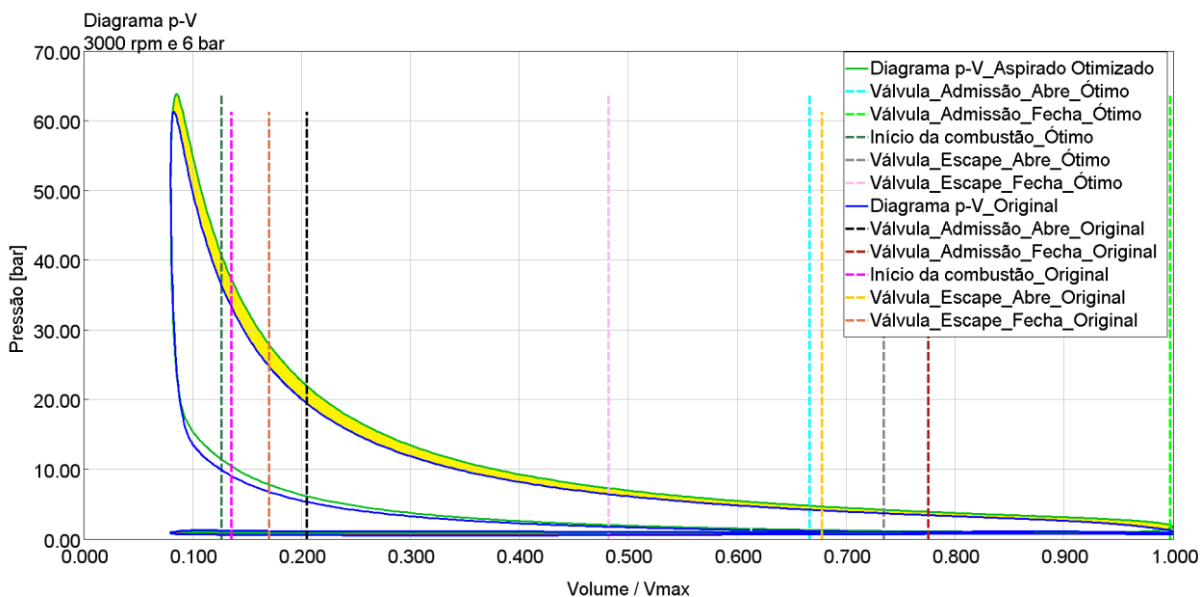
Como já discutido, a abertura antecipada da válvula de admissão e atraso do fechamento da válvula de escape provocam o aumento do período de sobreposição de válvulas. Para o atual caso, uma consequência disso foi o maior fluxo de gases do sistema de escape para dentro do cilindro no início do curso de admissão (Figura 47). Além disso, houve um fluxo de gases queimados do cilindro, através da válvula de admissão, em direção ao coletor de admissão, no final do curso de exaustão, antes do enchimento do cilindro no curso de admissão (a pressão média na porta de admissão subiu de 0,677 bar para 0,995 bar). Os gases recirculados internamente e os resíduos da combustão não eliminados no curso de exaustão ocuparam 13,5% da massa total contra os 6,6% para o caso original.

Figura 47 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 3000 rpm e 6 bar, para os casos original e otimizado.



Apesar da literatura descrever que a recirculação de gases contribui para redução da mistura fresca admitida no cilindro (uma vez que os gases queimados ocupam parte do volume do cilindro), e, consequentemente, diminuição da eficiência volumétrica do motor, não foi o que aconteceu. A massa de ar admitida variou muito pouco em relação ao motor aspirado com os eventos das válvulas originais (de 242,5 mg para 242,2 mg), e, consequentemente, a eficiência volumétrica se manteve praticamente constante em cerca de 53%. Sendo assim, a massa de combustível aprisionada no cilindro permaneceu em 20,2 mg. A quantidade maior de gases sendo comprimida no cilindro e maiores pressões na admissão resultaram em pressões mais elevadas no ciclo do motor, e isso está mostrado no diagrama p-V da Figura 48. O aumento de pressão também reduziu o trabalho necessário para admitir a mistura para dentro do motor e, dessa forma, atenuou as perdas de bombeamento, as quais são mostradas no diagrama p-V plotado em um plano log-log pela menor área do laço inferior em relação ao caso não otimizado (Figura 49).

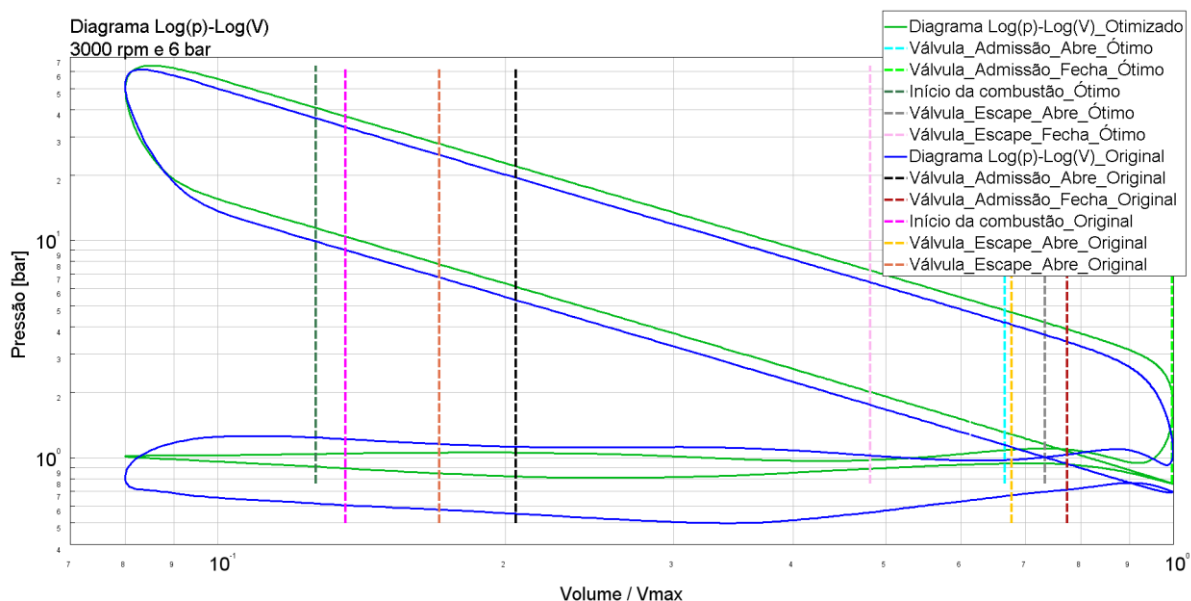
Figura 48 – Diagramas p-V do motor operando a 3000 rpm e 6 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.



O aumento da elevação da válvula de admissão também contribuiu para facilitar a quantidade de ar admitida, mas não de forma tão expressiva, uma vez que a partir de determinada elevação não há mais aumento da área de fluxo, a qual se estagna no valor da área da seção circular entre a haste da válvula e a porta de entrada. Dessa forma, o aumento da área média foi aproximadamente de $0,088 \text{ cm}^2$.

O atraso para abertura da válvula de exaustão contribuiu para melhor oxidação e melhor aproveitamento da energia dos gases queimados para realizar o trabalho no pistão. A menor elevação da válvula de exaustão reduz a área de fluxo, o que dificulta a expulsão dos gases. Porém, para o caso estudado este efeito foi insignificante devido ao maior período de abertura da válvula (294° para 328° de ângulo de manivela), que provocou um aumento de $0,06 \text{ cm}^2$ na área média de fluxo.

Figura 49 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 3000 rpm e 6 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.



Outros resultados importantes da otimização foram organizados na Tabela 6 com o objetivo de compará-los aos da configuração original.

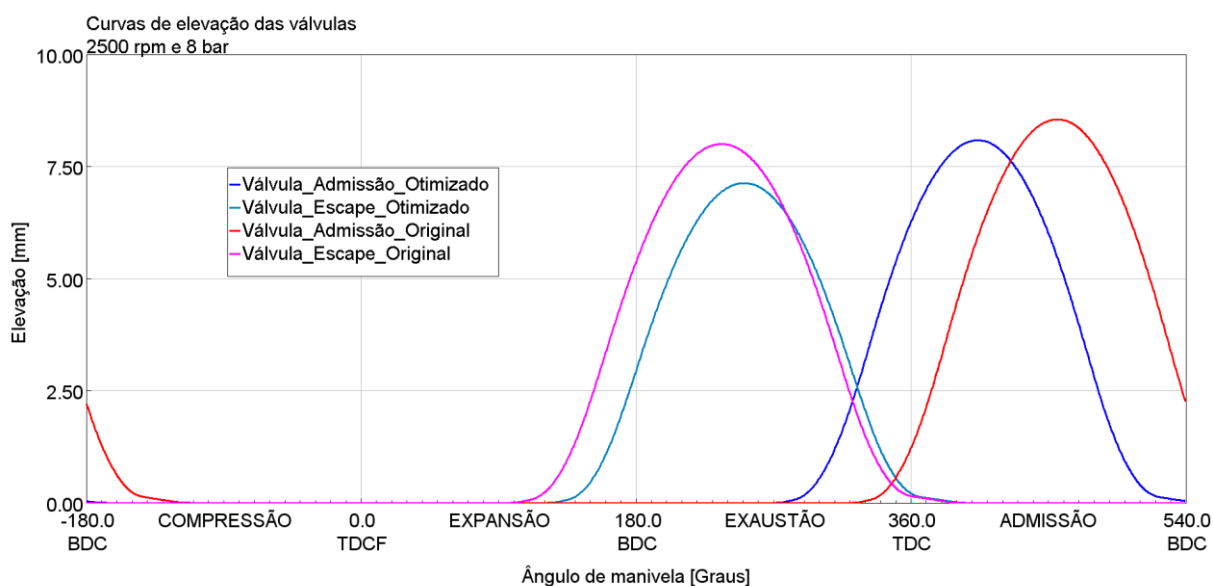
Tabela 6 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (3000 rpm e 6 bar).

Parâmetros	Turbo	Aspirado	Aspirado otimizado	Redução/Aumento percentual	Indicador
BSFC [g/kWh]	304,32	302,41	286,09	5,4%	Redução
Torque [N-m]	76,33	76,43	80,62	5,5%	Aumento
Eficiência Volumétrica	53,20%	52,93%	52,81%	0,2%	Redução
Emissões de Hidrocarbonetos (ppm)	116,94	111,22	107,90	3,0%	Redução
NOx dentro do cilindro no momento da abertura da válvula de escape (ppm)	0,06877	0,13675	0,43457	217,8%	Aumento
Percentual de massa queimada no início da combustão (EGR+Residual)	9,0%	6,6%	13,5%	120,3%	Aumento

O torque do motor aumentou tanto devido às maiores pressões, como também pelos menores trabalhos negativos realizados pelo pistão para trocas gasosas no cilindro. A concentração de NO_x no momento da abertura da válvula de exaustão aumentou, mas não por causa da temperatura máxima, que sofreu uma redução de 60°C devido à diluição da mistura fresca nos gases de exaustão. Outros fatores podem ter conduzido ao valor maior. Um deles foi a pressão mais alta durante todo o ciclo do motor, como pode ser visto na Figura 49. Outro aspecto foi o maior tempo de queima, que está relacionado à abertura tardia da válvula de exaustão em relação ao tempo original (PULKRABEK).

As curvas de elevação para a operação na rotação de 2500 rpm e 8 bar, para qual a redução percentual do consumo específico de combustível foi de 4,4%, estão exibidas na Figura 50. Similarmente aos casos anteriores, a curva da válvula de admissão sofreu um deslocamento, de maneira que os tempos de abertura e fechamento foram adiantados em aproximadamente 50° e 55° de ângulo de virabrequim, respectivamente. Além disso, a elevação máxima caiu de 8,55 mm para 8,08 mm. Já a curva da válvula de escape, além de ter sua elevação máxima reduzida de 8 mm para 7,13 mm, teve seus tempos de abertura e fechamento atrasados aproximadamente de $24,7^\circ$ e $3,6^\circ$ de ângulo de virabrequim em relação à curva original.

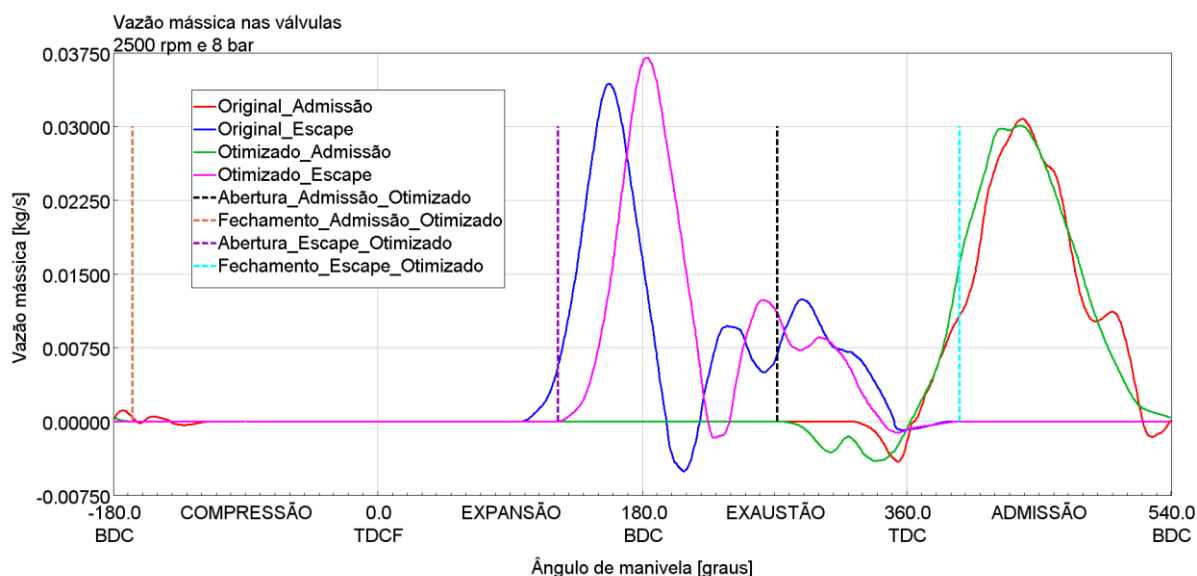
Figura 50 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 2500 rpm e 8 bar.



A abertura antecipada da válvula de admissão e o fechamento atrasado da válvula de exaustão provocaram um aumento do período de cruzamento de válvulas. Essa modificação

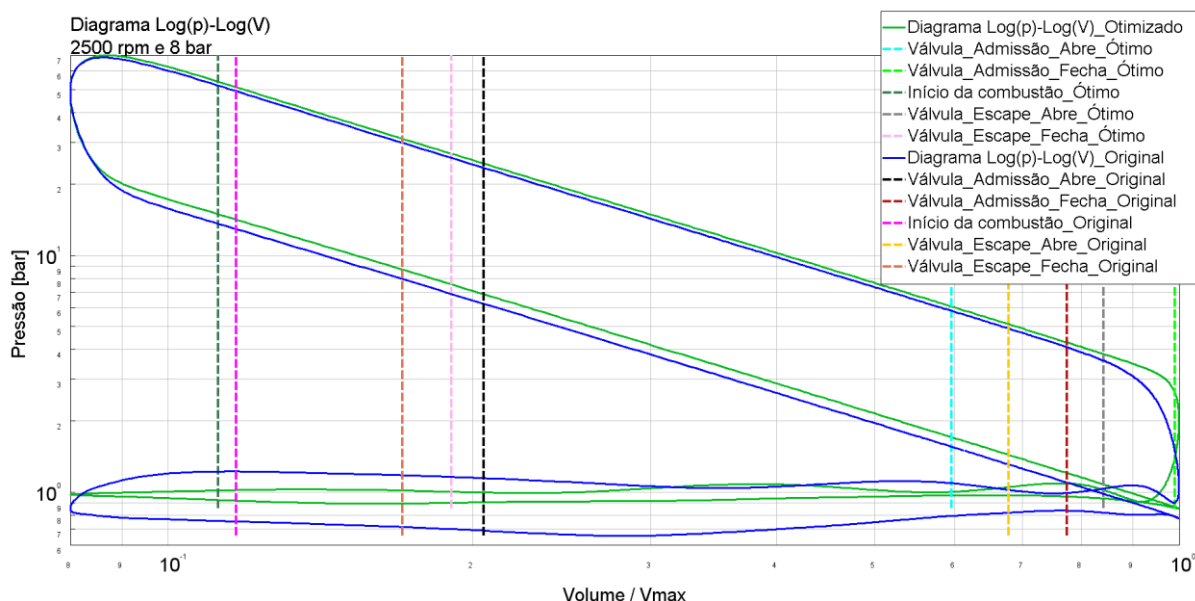
promoveu o aumento da recirculação interna de gases (maior período de fluxo através da válvula de exaustão para dentro do cilindro no final do curso de exaustão e início do curso de admissão – Figura 51), e, conseqüentemente, uma maior massa de gases queimados foi aprisionada no cilindro (aumento de 5,7% para 10,2%).

Figura 51 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 2500 rpm e 8 bar, para os casos original e otimizado



Além disso, o gradiente de pressão e a sobreposição de válvulas permitiu ainda um aumento do fluxo de gases do cilindro em direção ao coletor de admissão, até que as pressões se equiparassem para o início do enchimento do cilindro, ou seja, provocou um aumento da pressão na admissão (de 0,79 bar para 0,99 bar), implicando em menor trabalho gasto na admissão da mistura fresca. Isso pode ser visto no diagrama $\log(p)$ - $\log(V)$ da Figura 52, que mostra o laço inferior (troca gasosas) ocorrendo em pressões próximas à atmosférica, e com uma área menor.

Figura 52 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 2500 rpm e 8 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.



Devido à queda na quantidade de ar dentro do cilindro de 300,4 mg para 297,1 mg, a eficiência volumétrica diminuiu em aproximadamente 1%.

O atraso na abertura da válvula de exaustão promoveu um maior aproveitamento da energia dos gases queimados devido ao maior curso de expansão (extremidade superior direita do diagrama da Figura 52), e melhorou o processo de oxidação dos gases, que pôde ser observado pela pequena redução das emissões de hidrocarbonetos fora do cilindro (2% menor).

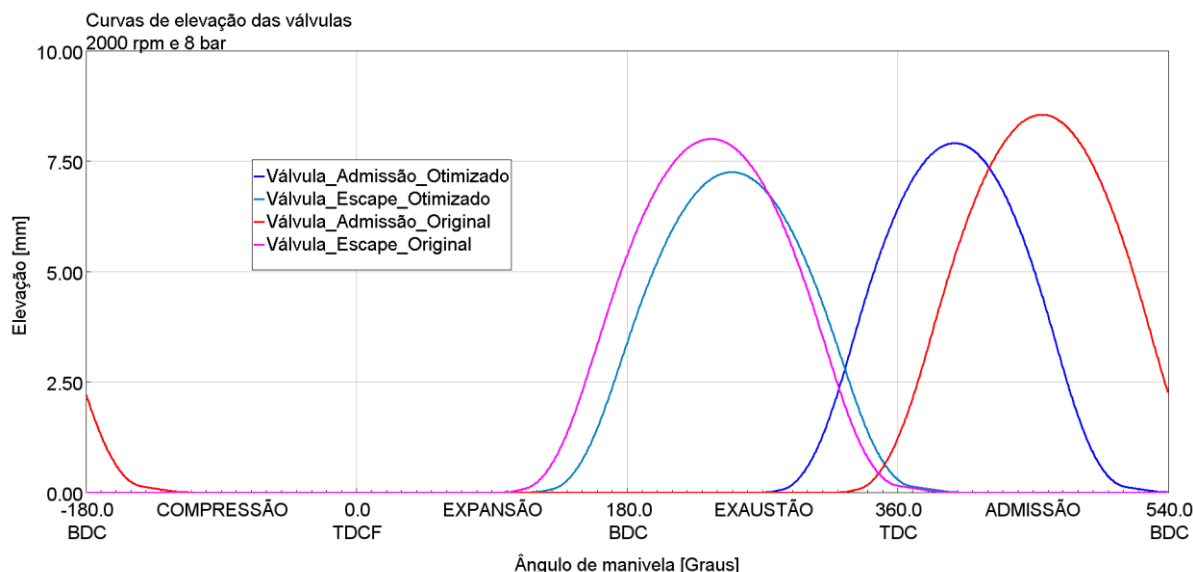
A Tabela 7 expõe alguns parâmetros e as alterações sofridas após a otimização. Observa-se um aumento de 3% no torque, e de 33% nas emissões de NO_x. O aumento do torque ocorreu devido ao alargamento do período de cruzamento de válvulas (maiores pressões e menores perdas por bombeamento). Já a maior concentração de NO_x é justificada pelos fatores descritos no caso anterior, uma vez que a temperatura máxima caiu em 56°C.

Tabela 7 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (2500 rpm e 8 bar).

Parâmetros	Turbo	Aspirado	Aspirado otimizado	Redução/Aumento percentual	Indicador
BSFC [g/kWh]	283,87	281,32	268,97	4,4%	Redução
Torque [N-m]	101,67	101,75	105,28	3,5%	Aumento
Eficiência Volumétrica	66,09%	65,57%	64,86%	1,1%	Redução
Emissões de Hidrocarbonetos (ppm)	119,13	114,10	112,27	1,6%	Redução
NOx dentro do cilindro no momento da abertura da válvula de escape (ppm)	0,07480	0,10334	0,13789	33,4%	Aumento
Percentual de massa queimada no início da combustão (EGR+Residual)	8,4%	5,7%	10,2%	84,1%	Aumento

Na operação do motor na carga de 8 bar e rotação de 2000 rpm, a redução do consumo específico de combustível foi de 4,2%. As curvas de elevação para a operação otimizada e original estão desenhadas no gráfico da Figura 53. O gráfico mostra que a curva de elevação da válvula de admissão foi deslocada para esquerda, ou seja, os tempos de abertura e fechamento foram antecipados em 49,5° e 67,7° de ângulo de manivela, respectivamente. Além disso, a elevação máxima reduziu de 7,6%. Já a válvula de escape sofreu um deslocamento para direita, isto é, os tempos de abertura e fechamento da válvula foram atrasados em 18,9° e 8° de ângulo de manivela, respectivamente. A elevação máxima diminuiu 9,4%.

Figura 53 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 2000 rpm e 8 bar.



Como declarado previamente, tanto a antecipação da abertura da válvula de admissão quanto o atraso no fechamento da válvula de escape cooperaram para o aumento do período de sobreposição de válvulas, que antes era de 70° e após a otimização assumiu o valor de $127,4^\circ$ de ângulo de virabrequim. Não foi observado aumento do fluxo de gases do sistema de exaustão para dentro do cilindro, porém o período do fluxo de gases do cilindro em direção ao coletor de admissão aumentou (Figura 54). Isso ocasionou o aumento da pressão na porta de admissão (de 0,78 bar para 0,99 bar), como mostrado pela seção da curva verde na parte inferior do diagrama p-V (Figura 55), a qual está mais próxima da pressão atmosférica, e maior quantidade de gases queimados retidos no cilindro no final do curso de admissão (percentual em massa passou de 6,2% para 10%). A maior quantidade de gases queimados atenuou a temperatura máxima obtida na câmara de combustão em 40°C . Nesse caso, a menor temperatura ajudou para uma redução de 12% das emissões de NO_x .

O aumento de pressão na porta de admissão não foi suficiente para induzir uma maior quantidade de ar para dentro do cilindro, reduzindo o valor de 299,3 mg para 287,2 mg, apesar do fechamento antecipado da válvula de admissão (exatamente no PMI) ter eliminado a expulsão dos gases do cilindro no início do curso de compressão, observado na operação com perfil de came original. Em decorrência disso a massa de combustível aprisionada também diminuiu em 1 mg. A menor massa de ar admitida refletiu na redução da eficiência volumétrica, a qual caiu de 65,3% para 62,7%.

Figura 54 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 2000 rpm e 8 bar, para os casos original e otimizado

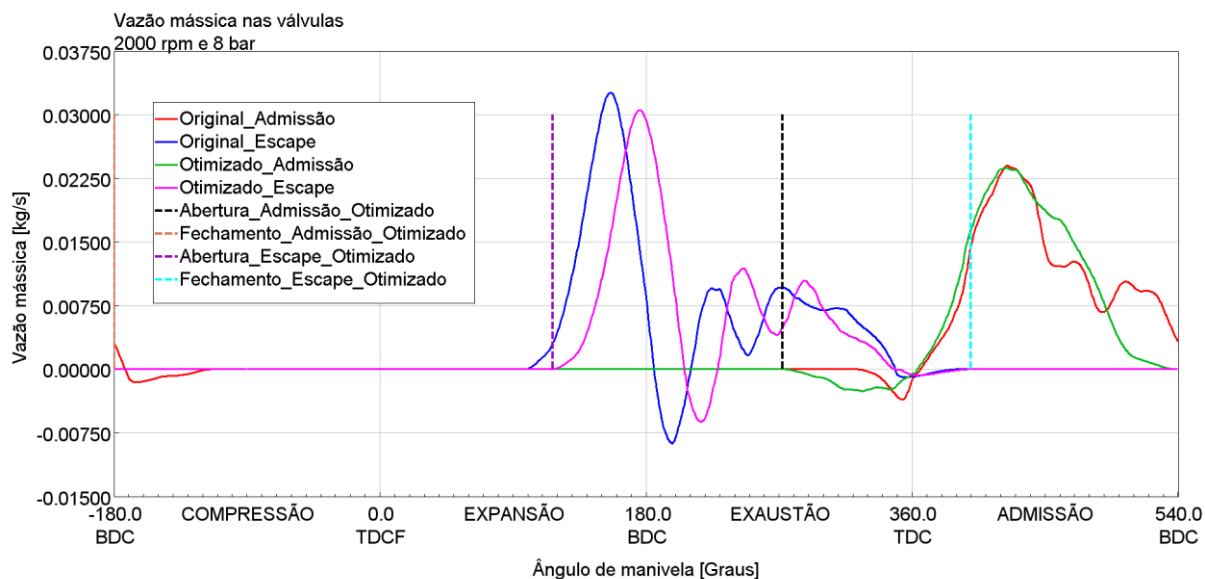
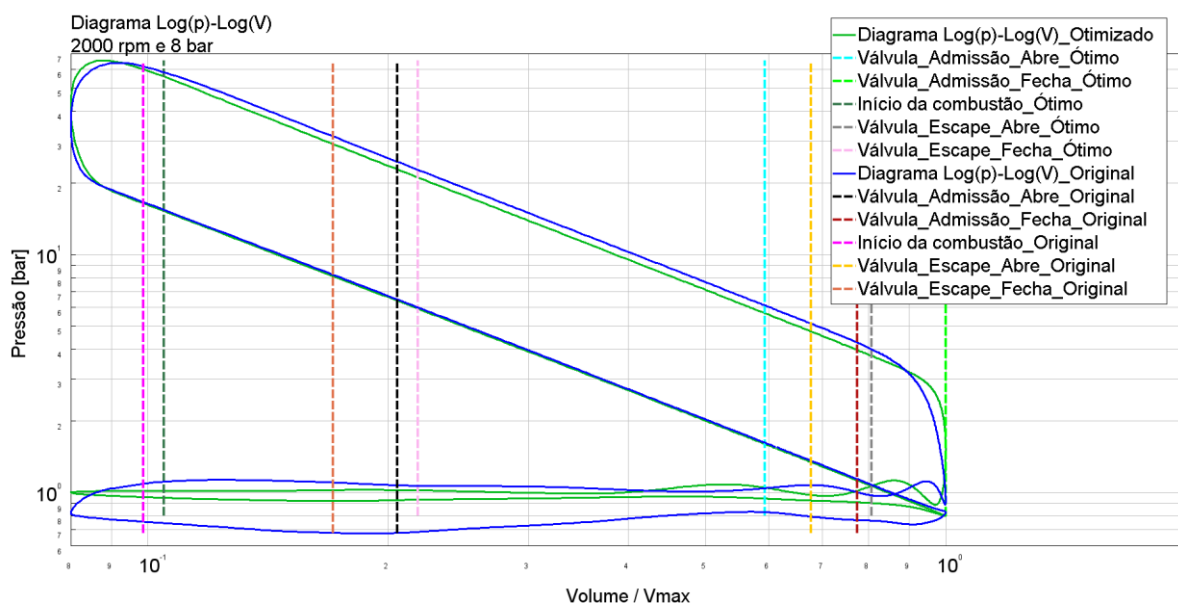


Figura 55 – Diagramas $\log(p)$ - $\log(V)$ do motor operando a 2000 rpm e 8 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.



Mais uma vez algumas propriedades foram coletadas e organizadas na Tabela 8 para resumir os efeitos das mudanças nos eventos das válvulas. O valor do torque permaneceu constante uma vez que a redução das perdas de bombeamento e maior curso de expansão equilibraram a redução da mistura fresca admitida.

Em relação às emissões, as menores pressões e temperatura máxima, resultantes da maior massa de gases queimados antes da combustão, favoreceram uma menor formação de

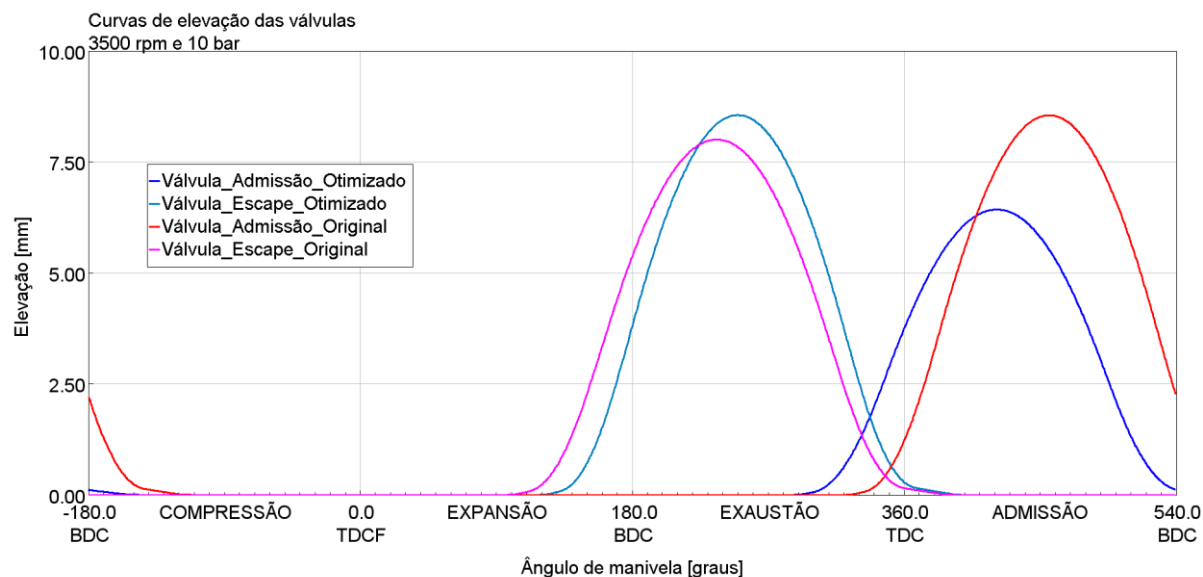
NO_x. A emissão de hidrocarbonetos também reduziu, mesmo que muito pouco, devido a abertura tardia da válvula de exaustão, permitindo um maior tempo para oxidação dos elementos combustíveis.

Tabela 8 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (2000 rpm e 8 bar).

Parâmetros	Turbo	Aspirado	Aspirado otimizado	Redução/Aumento percentual	Indicador
BSFC [g/kWh]	282,69	280,24	268,49	4,2%	Redução
Torque [N-m]	101,75	101,80	101,83	0,0%	Aumento
Eficiência Volumétrica	65,87%	65,33%	62,71%	4,0%	Redução
Emissões de Hidrocarbonetos (ppm)	116,13	112,89	109,69	2,8%	Redução
NO _x dentro do cilindro no momento da abertura da válvula de escape (ppm)	0,06523	0,15280	0,13507	11,6%	Redução
Percentual de massa queimada no início da combustão (EGR+Residual)	8,7%	6,2%	10,0%	61,1%	Aumento

O gráfico das curvas de elevação otimizadas para as válvulas de admissão e escape na operação a 3500 rpm e 10 bar está plotado na Figura 56. A redução percentual do consumo para esse caso foi de 2,2%. As alterações para se chegar a este resultado foram: antecipações na abertura e fechamento da válvula de admissão de 34,6° e 34,7°, respectivamente, e elevação máxima 25% menor; atrasos na abertura e fechamento da válvula de escape de 21,5° e 5,4° de ângulo de manivela, e elevação máxima 6,9% maior.

Figura 56 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 3500 rpm e 10 bar.

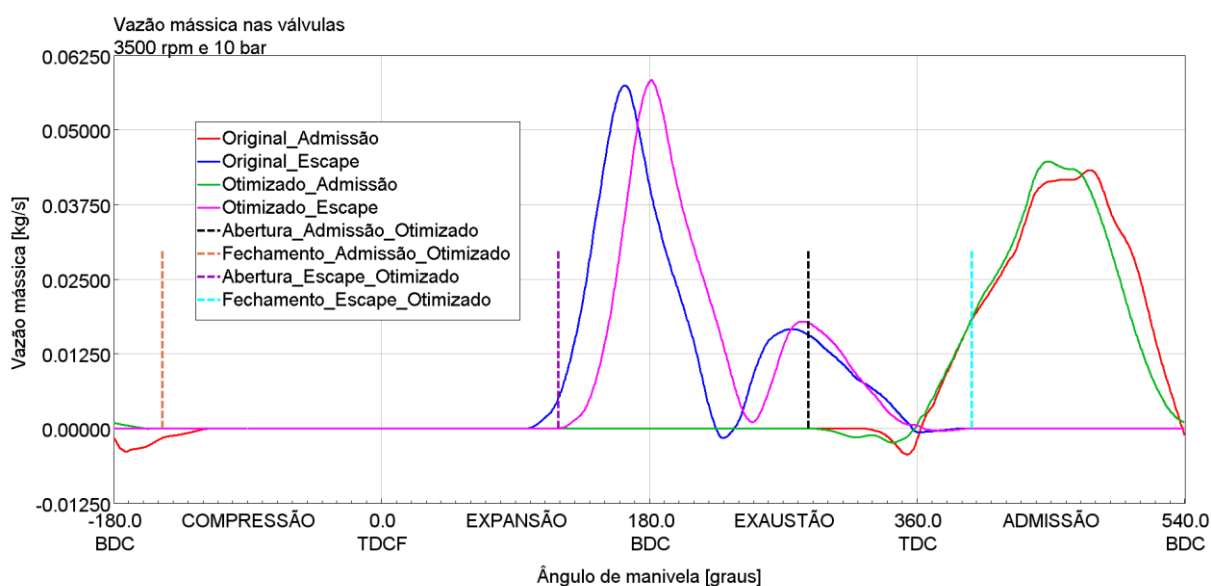


A abertura da válvula de admissão antes do que no caso original permitiu o aumento do período de sobreposição, mas nessa situação o fluxo reverso de gases de exaustão através da válvula de escape foi muito pequeno (Figura 57) devido à maior pressão no interior do cilindro (1,904 bar) ao final do curso de exaustão em relação à pressão no coletor de escape (1,061 bar). Por outro lado, a pressão elevada no interior do cilindro durante o intervalo de cruzamento de válvulas favoreceu o aumento do período de refluxo de gases do cilindro em direção ao coletor de admissão, apesar da menor vazão máxima em relação ao caso original. Como consequência do refluxo, houve um aumento da pressão na porta da válvula de admissão de aproximadamente 0,08 bar e elevação da quantidade de gases retidos no cilindro antes da combustão de 4,5% para 5,7% (menor aumento percentual dentre todas as condições de operação estudadas, já que o aumento da pressão média na admissão foi muito pequeno). O diagrama p-V na Figura 58, mostra que tanto o aumento da quantidade de gases retidos como a pressão contribuíram, no início do curso de admissão, para reduzir a área de perdas de bombeamento, mas a queda de pressão posterior ocasionou uma quase sobreposição das curvas original e otimizadas, aumentando o trabalho de troca gasosa.

O fechamento de válvula de admissão mais próximo e após o PMI (posição angular da manivela de 573° no ciclo do motor), evitou a expulsão de gases do cilindro, que ocorreu no caso original (Figura 57). Todavia, a massa de ar aprisionada no cilindro caiu de 369,3 mg para 361,6 mg, justificado pela adicional massa de gases queimados. Sendo assim, a eficiência volumétrica baixou cerca de 2%.

Em relação à válvula de escape, a abertura da válvula mais tarde em relação ao caso de origem permitiu um compromisso melhor entre expulsão de gases, devido à diferença de pressão (blowdown), e absorção da energia dos gases no curso de expansão, que colaborou na atenuação do consumo específico de combustível e manutenção do torque no valor de 127 N·m, apesar da menor eficiência volumétrica.

Figura 57 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 3500 rpm e 10 bar, para os casos original e otimizado



A Tabela 9 mostra que as emissões de NO_x caíram 55% e de hidrocarbonetos aumentou 2%. No primeiro caso, a temperatura e pressão máximas dentro do cilindro não servem como base para justificar a redução pois subiram de 2610 K para 2633 K e de 74,8 bar para 77,4 bar. Uma justificativa seria a menor quantidade de ar admitida, mas a diferença de massa entre os casos original e otimizado é tão pequena que talvez não teria tanto impacto na variação da concentração de NO_x . Assim, outros fatores, como a cinética de formação do NO_x e turbulência, podem ter sido a causa para a menor formação. Já em relação aos hidrocarbonetos emitidos, as menores temperaturas no início e final do ciclo, causadas pela diluição da mistura fresca com maior massa de gases queimados, atuaram no aumento da concentração de hidrocarbonetos, apesar da maior temperatura máxima dentro do cilindro. Como a variação da concentração foi muito pequena, é difícil ter certeza do fator predominante para as mudanças ocorridas.

Figura 58 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 3500 rpm e 10 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.

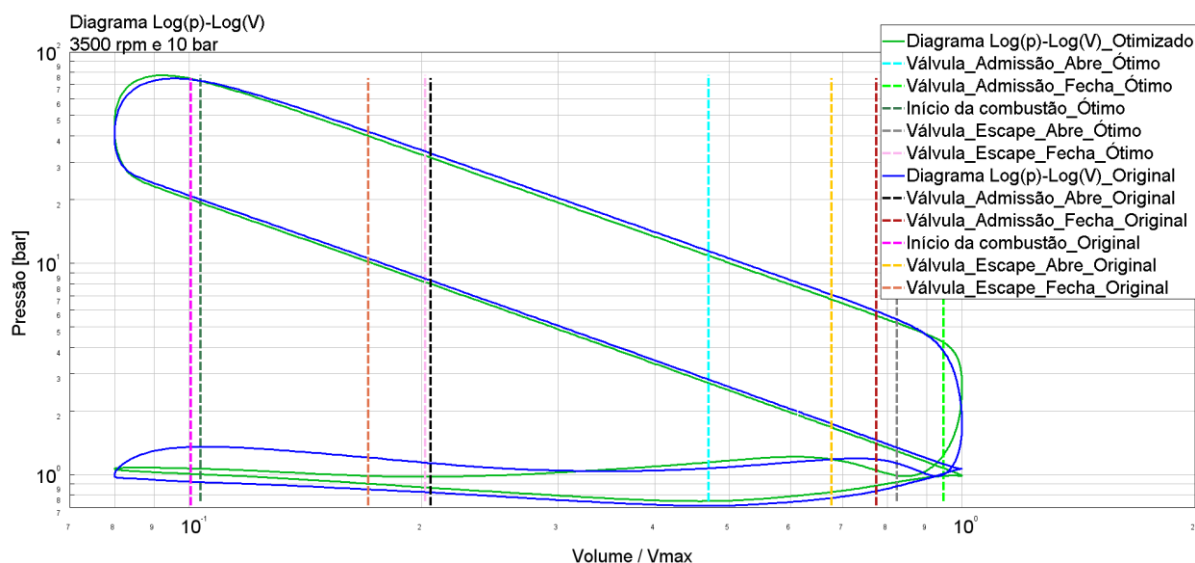


Tabela 9 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (3500 rpm e 10 bar).

Parâmetros	Turbo	Aspirado	Aspirado otimizado	Redução/Aumento percentual	Indicador
BSFC [g/kWh]	293,10	276,74	270,70	2,2%	Redução
Torque [N-m]	127,19	127,19	127,31	0,1%	Aumento
Eficiência Volumétrica	85,37%	80,61%	78,92%	2,1%	Redução
Emissões de Hidrocarbonetos (ppm)	115,48	111,23	113,14	1,7%	Aumento
NOx dentro do cilindro no momento da abertura da válvula de escape (ppm)	0,07968	0,36537	0,16607	54,5%	Redução
Percentual de massa queimada no início da combustão (EGR+Residual)	7,2%	4,5%	5,7%	26,7%	Aumento

O último caso otimizado foi a operação a 2500 rpm e 10 bar, para o qual a redução percentual do consumo específico de combustível foi 2,1%, a menor entre todos os casos analisados. As curvas de elevação das válvulas de admissão e escape estão exibidas na Figura 59. A abertura e fechamento da válvula de admissão sofreram um adiantamento de 32,5° e

39,7° e a elevação máxima diminuiu 20%. Já os tempos de abertura e fechamento da válvula de escape foram atrasados em 29,2° e 3,8° de ângulo de manivela, e a elevação máxima caiu 16%.

Ao abrir antecipadamente a válvula de admissão (70° de manivela antes do PMS), o período de cruzamento de válvula aumentou de 70° para 106°, um ganho menos expressivo do que os primeiros casos analisados. Isso pode ser justificado pelo fato de que, à medida que a carga aumentou, a necessidade de gases queimados aprisionados no cilindro diminuiu, devido à maior saída de potência necessária para cumprir com a solicitação do condutor. Assim, o percentual de massa queimada no início da combustão subiu de 4,8% para 6,0%. Como mostrado no gráfico da vazão mássica através das válvulas na Figura 60, os fatores para esse aumento foram o fluxo reverso de gases queimados para o coletor de admissão no final do curso de exaustão e a abertura atrasada da válvula de escape (menor tempo para expulsar uma quantidade maior de massa aprisionada dentro do cilindro em relação ao caso original). Este refluxo favoreceu também o aumento da pressão média na porta de entrada de 0,925 bar para 0,994 bar, levando a menores perdas de bombeamento de mistura para dentro do cilindro, e, assim, beneficiando o consumo de combustível e saída de torque do motor.

Figura 59 – Curvas de elevação das válvulas de admissão e escape originais e otimizadas para a operação a 2500 rpm e 10 bar.

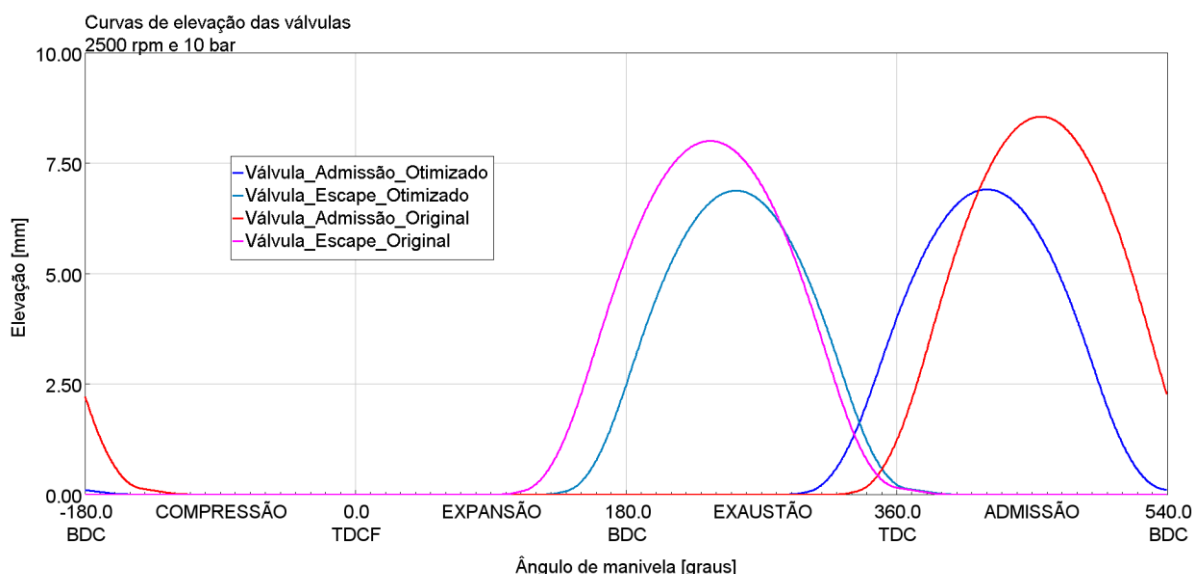
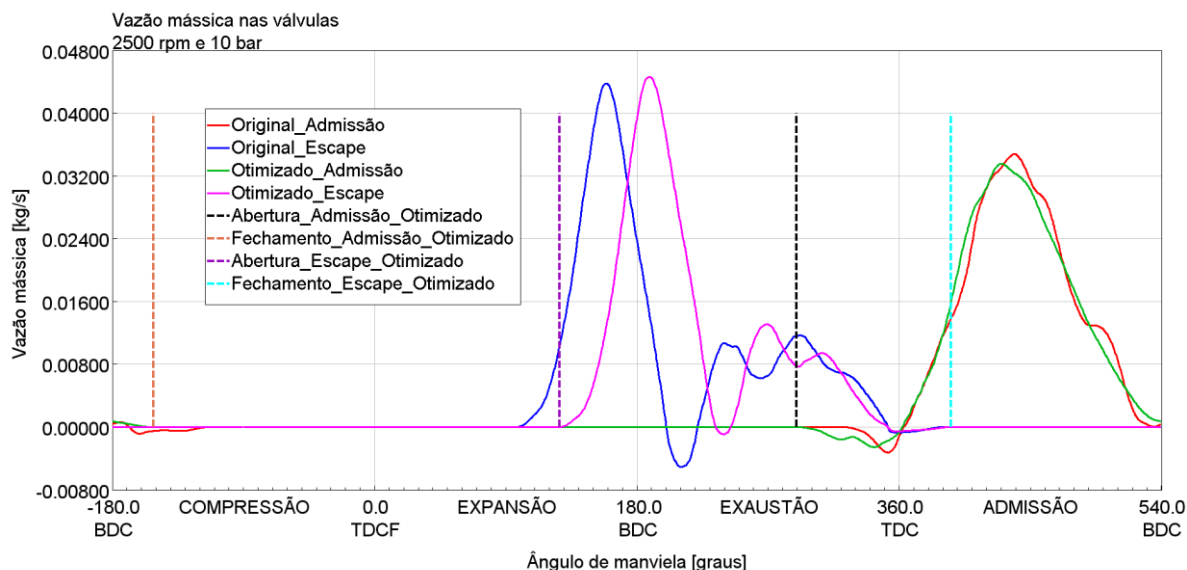
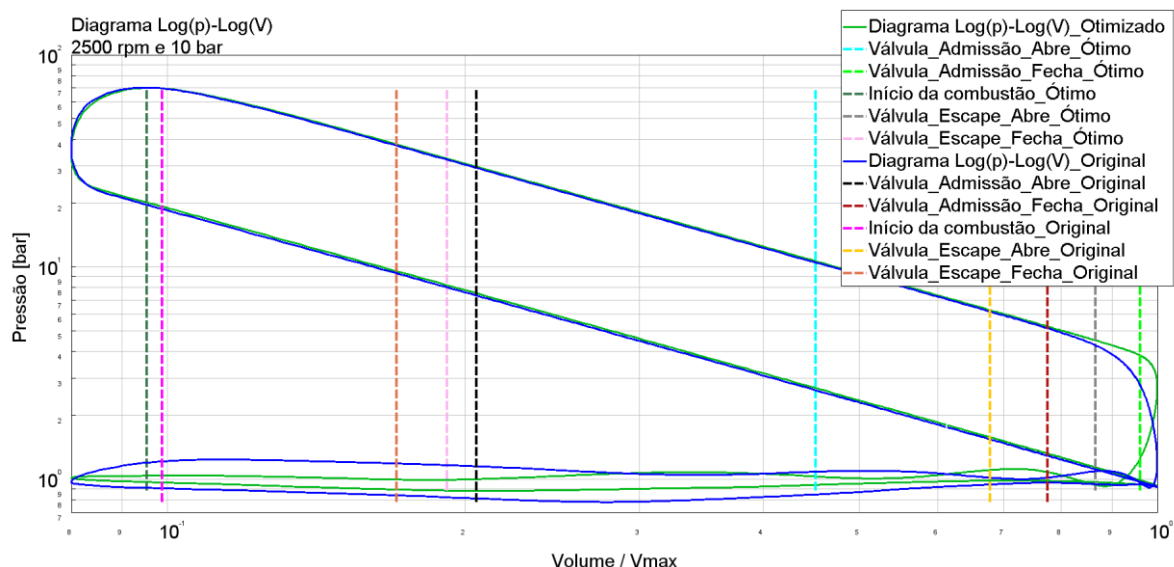


Figura 60 – Gráfico da vazão mássica através das válvulas de admissão e escape ao longo de um ciclo, na operação a 2500 rpm e 10 bar, para os casos original e otimizado.



Na Figura 61, o diagrama p-V plotado em um gráfico log-log ilustra as pressões mais elevadas no curso de admissão (seção da curva verde na parte inferior do diagrama mais próxima da pressão atmosférica) que contribuíram para redução do trabalho de introdução de mistura fresca no cilindro. Além disso, o atraso na abertura da válvula de escape causou um aumento da área do loop superior do ciclo, que, aliado à redução das perdas de bombeamento, deveriam resultar em aumento do torque do motor. Porém, como a eficiência volumétrica caiu, o crescimento do torque foi muito pequeno (0,2 N-m). Vale ressaltar que as áreas do diagrama p-V estão representadas de forma exagerada já que o gráfico é log-log. Sendo assim, os ganhos não foram tão expressivos quanto aparentam.

Figura 61 – Diagramas log(p)-log(V) do motor operando a 2500 rpm e 10 bar, para os perfis de elevação originais e otimizados.



Como mostra a Tabela 10, a eficiência volumétrica diminuiu de 2% como consequência da redução da massa de ar admitida de 361,5 mg, para o caso com eixo comando de válvulas original, para 354,2 mg, no caso com o motor operando com a curva de elevação da válvula otimizada.

O aumento da concentração de NO_x no momento da abertura da válvula de escape e diminuição das emissões de hidrocarbonetos são resultantes do maior período de oxidação dos elementos combustíveis (abertura atrasada da válvula de exaustão) e maior temperatura máxima dentro do cilindro.

A Tabela 10 resume alguns dos parâmetros do motor citados na análise acima, comparando-os com os casos do motor aspirado e do motor turbo operando com eixo comando de válvula de temporização fixa.

Tabela 10 – Propriedades e parâmetros da operação do motor turbo, aspirado e aspirado otimizado (2500 rpm e 10 bar).

Parâmetros	Turbo	Aspirado	Aspirado otimizado	Redução/Aumento percentual	Indicador
BSFC [g/kWh]	272,22	271,10	265,29	2,1%	Redução
Torque [N-m]	127,14	127,03	127,24	0,2%	Aumento
Eficiência Volumétrica	79,27%	78,89%	77,31%	2,0%	Redução
Emissões de Hidrocarbonetos (ppm)	119,47	122,83	118,65	3,4%	Redução
NOx dentro do cilindro no momento da abertura da válvula de escape (ppm)	0,07888	0,09624	0,13746	42,8%	Aumento
Percentual de massa queimada no início da combustão (EGR+Residual)	7,6%	4,8%	6,0%	24,7%	Aumento

A Tabela 11 resume todos os resultados para os casos estudados. Como pode-se ver, o consumo específico de combustível sofreu uma redução máxima de 22,5% após a otimização das condições de operação representativas da condução em ciclo de condução urbano, significando uma melhoria da eficiência térmica em baixas rotações; o torque, função da quantidade de ar admitida dentro do cilindro, sofreu uma queda apenas na operação a 1500 rpm e 2 bar devido à grande queda da eficiência volumétrica; a quantidade de gases queimados aprisionadas dentro do cilindro aumentou para o controle de carga ar-combustível admitida necessária para demanda de potência; e as emissões de NOx e hidrocarbonetos devem ser melhor investigadas para identificar os fatores que levaram à deterioração, uma vez que os parâmetros incluídos na análise nem sempre foram suficientes para justificar as alterações ocorridas.

Tabela 11 – Redução/aumento percentual de parâmetros do motor aspirado com curva de elevação otimizada em relação à operação com curva de elevação original.

Parâmetros	3500 rpm e 10 bar	3000 rpm e 6 bar	2500 rpm e 10 bar	2500 rpm e 8 bar	2000 rpm e 8 bar	2000 rpm e 4 bar	2000 rpm e 2 bar	1500 rpm e 2 bar
BSFC [g/kWh]	-2,2%	-5,4%	-2,1%	-4,4%	-4,2%	-11,9%	-21,6%	-22,5%
Torque [N-m]	0,1%	5,5%	0,2%	3,5%	0,0%	25,0%	44,8%	-5,8%
Eficiência Volumétrica	-2,1%	-0,2%	-2,0%	-1,1%	-4,0%	9,5%	13,4%	-21,7%
Emissões de Hidrocarbonetos (ppm)	1,7%	-3,0%	-3,4%	-1,6%	-2,8%	-7,5%	-6,0%	-15,8%
NOx dentro do cilindro no momento da abertura da válvula de escape (ppm)	-54,5%	217,8%	42,8%	33,4%	-11,6%	-5,5%	-19,2%	52,7%
Percentual de massa queimada no início da combustão (EGR+Residual)	26,7%	120,3%	24,7%	84,1%	61,1%	77,6%	82,2%	68,1%

Confrontando todas as curvas de elevações das válvulas de admissão e escape, verifica-se grande variação dos perfis que podem dificultar a aplicação. Porém, atualmente já existem tecnologias capazes de variar continuamente a elevação da válvula em função da condição de operação. São exemplos de tecnologias os trens de válvulas com atuação hidráulica e eletromagnética. Com esses sistemas é possível variar completamente a posição da curva no ciclo, elevação máxima e o período de abertura da válvula. Apesar dos benefícios, é preciso analisar se a aplicação da tecnologia é necessária do ponto de vista dos custos gerados e o cumprimento das leis de emissões e consumo.

O trabalho se limitou à análise de poucos pontos de operação devido ao tempo computacional grande como consequência da utilização de um computador limitado, do ponto de vista de processamento, e aplicação de um método de otimização que não é considerado o mais eficiente entre os estudados na literatura, já que era o único disponibilizado pelo *software*. Porém, a existência de supercomputadores e métodos eficientes aliados a

tecnologias avançadas de atuação de válvulas permitem obter operações ótimas para uma ampla faixa de funcionamento.

6 CONCLUSÕES

Com fundamento na potencialidade da variação dos tempos de abertura e fechamento de válvula e elevação das válvulas de admissão e escape, foi proposta a otimização do consumo de combustível específico de um modelo do motor Etorq Evo 1.6L turbo, modificado para aspiração natural, em condições de operação que representam bem a condução de um veículo em um ciclo urbano, utilizando o software GT-Power. Os métodos de Brent e *Univariate* foram utilizados em conjunto na pesquisa pelo valor mínimo do consumo, e apenas em poucos casos observou-se que o critério de parada estabelecido não foi suficiente para obtenção do ótimo global dentro do domínio adotado.

Com os resultados gerados a partir da metodologia desenvolvida, conclui-se que, em condições de operação de cargas parciais representativas da condução do veículo em ciclo urbano, a otimização do evento de válvula proporcionou uma melhoria máxima do consumo específico de combustível de 22,5% (operação a 1500 rpm e 2 bar), quando comparado ao funcionamento do motor aspirado com perfil de came original do eixo comando de válvula. Esse ganho foi justificado principalmente pelo aumento do período de cruzamento de válvulas, que desencadeou no aumento da quantidade de gases queimados dentro do cilindro e aumento da pressão na porta da válvula de admissão, reduzindo o trabalho de bombeamento de gases para dentro e fora do cilindro.

Além da análise do consumo, parâmetros como o torque, emissões de NO_x e hidrocarbonetos e eficiência volumétrica foram coletados de forma a complementar a análise. O torque se manteve constante em alguns casos, aumentou em outras condições e caiu apenas para a operação a 1500 rpm e 2 bar, na qual a eficiência volumétrica sofreu uma queda de cerca de 22%. As oscilações nas emissões de NO_x e hidrocarbonetos foram analisadas em função da temperatura máxima obtida dentro do cilindro, da quantidade de ar admitida, do período disponível para oxidação dos elementos combustíveis e da pressão. Entretanto, outros fatores não incluídos na análise, como a cinética de formação dos elementos e nível turbulência, podem ter influenciado na composição final dos gases da combustão, como para a operação a 3500 rpm e 10 bar, na qual algumas das relações acima não ocorreram conforme as proporcionalidades estabelecidas na literatura; assim, uma investigação mais profunda deve ser realizada para identificar os fatores dominantes. Já a eficiência volumétrica variou diretamente proporcional à quantidade de ar admitida dentro dos cilindros, a qual foi controlada pela recirculação interna de gases queimados.

Diante dos resultados obtidos ficou evidente a importância de aplicar um sistema de atuação variável de válvula em um motor de ignição por centelha, de forma a obter não só um melhor consumo específico de combustível, objetivo do trabalho apresentado, mas também uma maior saída de torque e potência quando o motor é operado em plena carga, como foi visto em alguns artigos estudados.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros, pode-se considerar:

- Realizar uma análise avaliando uma ampla faixa de operação.
- Comparar as performances obtidas por meio de outros métodos de otimização.
- Realizar uma comparação experimental dos dados de consumo obtidos de um motor real com os dados calculados a partir dos métodos de otimização.

REFERÊNCIAS

- ASMUS, T. W. **Fuel Economy in Road Vehicles Powered by Spark Ignition Engines**. 1^a. ed. New York: Spriger Science + Business Media New York, 1984.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentals of Thermodynamics**. 8^a Edição. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. São Paulo: Blucher, v. 1, 2012.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. São Paulo: Blucher, v. 2, 2012.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: an engineering approach**. 8^a. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- CHAPRA, S. C.; CANALE, R. P. **Numerical Methods for Engineers**. 7^a. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- ÇINAR, C. et al. **A comparison of performance and exhaust emissions with different valve lift profiles between gasoline and LPG fuels in a SI engine**. *Applied Thermal Engineering*, v. 107, p. 1261-1268, 2016.
- DE BELLIS, V.; GIMELLI, A.; MUCCILLO, M. **Effects of Pre-Lift Intake Valve Strategies on the Performance of a DISI VVA Turbocharged Engine at Part and Full Load Operation**. *Energy Procedia*, v. 81, p. 874-882, 2015.
- FONTANA, G.; GALLONI, E. **Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine**. *Applied Energy*, v. 86, p. 96-105, 2008.
- GANESAN, V. **Internal Combustion Engines**. 2. ed. New Delhi: Tata Mcgraw-Hill, 2003.
- GERVASIO, D. T. **Metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmicos 1D para motores de combustão interna**. Universidade Federal de Pernambuco. Recife. 2017.

GIAKOUMIS, E. G. **Driving and Engine Cycles**. [S.l.]: Springer International Publishing, 2017.

GT-ISE. **Navegador de ajuda**. Direct Optimizer, 2016.

GT-SUITE. **Optimization Manual**. Gamma Technologies LLC, 2016.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1988.

HONG, H.; PARVATE-PATIL, G. B.; GORDON, B. **Review and analysis of variable valve timing strategies - eight ways to approach**. *Journal of Automobile Engineering*, p. 1179-1200, 2004.

JALURIA, Y. **Design and Optimization of Thermal Systems**. 2^a. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, LLC, 2008.

JIA-DUI, C. **Dynamic Simulation and Experiments of a Novel Variable Valve Timing System**. *International Journal of Multimedia and Ubiquitous Engineering*, p. 383-394, 2014.

LANZANOVA, T.; NORA, M. D.; ZHAO, H. **Investigation of Early and Late Intake Valve Closure Strategies for Load Control in a Spark Ignition Ethanol Engine** *SAE International Journal of Engines*, 2017.

LI, T. et al. **The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC**. *Energy Conversion and Management*, v. 79, p. 59-65, 2013.

LI, Y., et al. **Power and fuel economy optimizations of gasoline engines using hydraulic variable valve actuation system**. *Applied Energy*, v. 206, p. 577-593, 2017.

M. C. **The impact of valve events upon engine performance and emissions**. *Mechadyne International*, 14 Dezembro 2006. Disponível em: <<https://www.mechadyne-int.com/app/uploads/2015/05/the-impact-of-variable-valve-actuation-on-engine-performance-and-emissions.pdf>>. Acesso em: 10 Junho 2017.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 2. ed. Porto: Edições Técnicas, 2006.

MASHADI, B.; CROLLA, D. **Vehicle Powertrain Systems**. Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2012.

MORAN, M. J. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. Tradução de Gisele Maria Ribeiro Vieira; Paulo Pedro Kenedi e Fernando Ribeiro da Silva. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

PARVATE-PATIL, G. B.; HONG, H.; GORDON, B. An Assessment of Intake and Exhaust Philosophies for Variable Valve Timing. **SAE International**, 15-18 Setembro 2003.

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

SAE, I. **Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives**. [S.l.]: [s.n.], 2004.

SICZEK, K. J. **Tribological Processes in the Valve Train Systems with Lightweight Valves**: New Research and Modeling. Oxford: Elsevier Ltd., 2016.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 2. ed. Londres: Macmillan, 1992.