

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

RAFAEL LEITE DA SILVA

MODELAGEM E ANÁLISE DE UM MOTOR LIFAN LF-139F VISANDO
REDUÇÃO DO CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL AO
ALTERAR O TEMPO DE FECHAMENTO DA VÁLVULA DE ADMISSÃO,
RAZÃO DE COMPRESSÃO E PONTO DE IGNIÇÃO

São Carlos

2018

RAFAEL LEITE DA SILVA

MODELAGEM E ANÁLISE DE UM MOTOR LIFAN LF-139F VISANDO
REDUÇÃO DO CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL AO
ALTERAR O TEMPO DE FECHAMENTO DA VÁLVULA DE ADMISSÃO,
RAZÃO DE COMPRESSÃO E PONTO DE IGNIÇÃO

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Luís Carlos Passarini

São Carlos

2018

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

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues
Fontes da EESC/USP

S586m

Silva, Rafael Leite da
Modelagem e análise de um motor Lifan LF-139F visando redução do consumo específico de combustível ao alterar o tempo de fechamento da válvula de admissão, razão de compressão e ponto de ignição / Rafael Leite da Silva ; orientador Luís Carlos Passarini. -- São Carlos, 2018.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2018.

1. Motores. 2. Modelagem. 3. Eficiência térmica.
I. Título.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: Rafael Leite da Silva

Título: Modelagem e análise de um motor Lifan LF-139F visando redução do consumo específico de combustível ao alterar o tempo de fechamento da válvula de admissão, razão de compressão e ponto de ignição.

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo
Curso de Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Professor Dr. Luís Carlos Passarini
(Orientador)

Nota atribuída: 9,5 (nove e cinco)


(assinatura)

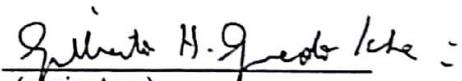
Professor Dr. Luben Cabezas Gómez

Nota atribuída: 9,5 (nove e cinco)


(assinatura)

Dr. Gilberto Hirotsugu Azevedo Koike

Nota atribuída: 9,5 (nove e cinco)


(assinatura)

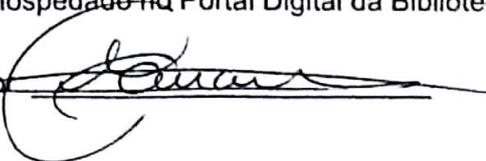
Média: 9,5 (nove e cinco)

Resultado: APROVADO

Data: 13/09/2018.

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM NÃO Visto do orientador



AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família, que sempre apoiou e incentivou em todos os aspectos, a eles devo tudo;

Ao meu orientador, Luís Carlos Passarini, por sua paciência e fé em meu trabalho;

Aos meus amigos, que auxiliaram em meu desenvolvimento, tanto durante a graduação quanto durante o estágio;

Aos meus professores, que me deram ferramentas para atingir bons resultados;

À sociedade paulista, que investiu em meus estudos, espero retribuir com o que aprendi nestes anos na universidade.

EPÍGRAFE

"A essência do conhecimento consiste em aplicá-lo, uma vez possuído."

Confúcio.

RESUMO

SILVA, Rafael Leite da. **Modelagem e análise de um motor Lifan LF-139F visando redução do consumo específico de combustível ao alterar o tempo de fechamento da válvula de admissão, razão de compressão e ponto de ignição.** 2018. 95 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.

Como a indústria automobilística vem buscando motores cada vez mais eficientes, o intuito deste trabalho é estudar o aumento a eficiência energética de motores de combustão interna ao aplicar os conceitos do ciclo Miller. Este trabalho consiste na modelagem unidimensional de um motor Lifan LF-139F, motor monocilíndrico, 4 tempos, ciclo Otto, de baixa cilindrada. Este motor é utilizado pela EESCuderia Mileage na prova Shell Eco-marathon, competição nacional e internacional que desafia jovens estudantes a projetar e construir veículos ultra-eficientes. Esta modelagem tem como objetivo otimizar variáveis como: tempo de fechamento da válvula de admissão, razão de compressão e ângulo de ignição e analisar os seus impactos no consumo específico do dado motor. Esta análise e dados poderão servir como base para testes e um futuro projeto de motor, visando o aumento da eficiência energética e serão dadas sugestões para trabalhos futuros que complementariam este estudo.

Palavras-chave: 1. Motores. 2. Modelagem. 3. Eficiência Térmica.

ABSTRACT

SILVA, Rafael Leite da. **Modeling and analysis of Lifan LF-139F engine aiming to reduce brake specific fuel consumption by varying intake valve close angle, compression ratio and spark angle**. 2018. 95 p. Monograph – São Carlos School of Engineering, University of São Paulo, São Carlos, 2018.

As the automotive industry is seeking for more efficient engines, the goal of this paper is to study the increase in the efficiency by applying the Miller cycle concepts in internal combustion engines. This paper consists in the one-dimensional modeling of the Lifan LF-139F engine, monocylindre, four-stroke, Otto cycle, low displacement engine. This engine is used by the EESCuderia Mileage in the Shell Eco-marathon competition, national and international competition that challenges undergraduate students to project and build ultra-efficient vehicles. This modeling is focused optimizing variables as intake valve close angle, compression ratio and spark angle and analyzing its impacts on brake specific fuel consumption. This analysis and data should serve as a basis for tests and a future engine project focused on reducing its brake specific fuel consumption. By the end, suggestions will be given for future and complementary studies.

Keywords: 1. Engines. 2. Modelling. 3. Thermal Efficiency.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Fluxos de energia e massa em um motor de combustão interna.....	25
Figura 2 - Seção transversal de um motor alternativo 4 tempos	26
Figura 3 - Geometria do pistão e do cilindro.....	30
Figura 4 - Os 4 Tempos de um MCI.....	35
Figura 5- Diagrama P-V de um ciclo típico de um MCI.....	36
Figura 6 - Diagrama P-V detalhado de um ciclo Otto.....	37
Figura 7 - Ciclo padrão a ar - Motor Otto	39
Figura 8 - Eficiência do ciclo x Razão de compressão para $k=1,35$	40
Figura 9 - Pressão no cilindro de um motor de ignição por centelha	41
Figura 10 - Fração de massa queimada x ângulo.....	43
Figura 11- Curvas de pressão do cilindro: Efeito da detonação	44
Figura 12 - Atraso de autoignição: Temperatura x Tempo	45
Figura 13 - O efeito do ângulo de ignição na performance de motores	47
Figura 14 - Esquema de um coletor de admissão	48
Figura 15 - Influência do comprimento do duto primário na eficiência volumétrica de um motor.....	49
Figura 16 - O ciclo Otto ideal.....	50
Figura 17 - A sobre-expansão do ciclo Miller.....	51
Figura 18 - Seção transversal do sistema de admissão e de escape do motor	53
Figura 19 - Seção transversal simplificada.....	53
Figura 20 - Perfil medido da abertura de válvula de admissão do motor.....	54
Figura 21 - Detalhe do comando de válvulas	54
Figura 22 - Remoção da protuberância no comando de válvulas.....	55
Figura 23- Blocos do modelo	57
Figura 24- Detalhe da mudança de direção do fluxo de gases	59
Figura 25 - Representação do MiterBend.....	59
Figura 26 - Modelagem do perfil do comando de válvulas para variar o tempo de fechamento	61
Figura 27 - A função de Wiebe no objeto da combustão	62
Figura 28 - Curva de performance do motor com comando com protuberância.....	65
Figura 29 - Curva de desempenho após correção no perfil de comando de válvula.....	66

Figura 30 - Eficiência volumétrica do motor original de fábrica sem a protuberância	67
Figura 31 - Consumo específico x Anchor Angle para o motor original de fábrica sem a protuberância	68
Figura 32 - Detalhamento ao redor do ponto ótimo para o Anchor Angle para o motor original de fábrica sem a protuberância	68
Figura 33 - O efeito do ângulo da centelha na curva de pressão	69
Figura 34- Variação de razão de compressão e de Anchor Angle no motor original de fábrica a 4000 RPM.....	71
Figura 35- Perfis de comandos de válvula modelados para a análise	73
Figura 36 - Eficiência volumétrica x IVC	74
Figura 37: Mapeamento do consumo específico para IVC=580°	75
Figura 38 - Segundo mapeamento do consumo específico para IVC = 580°	76
Figura 39 - Localização do ponto de 80% da vazão mássica de ar máxima	77
Figura 40 - Mapeamento do consumo específico para IVC = 650°	78
Figura 41 - Detalhe no mapeamento do consumo específico para IVC = 650°	79
Figura 42 - Mapeamento do menor consumo específico variando os 3 parâmetros	80
Figura 43 - Mapeamento do consumo específico no plano do tempo de fechamento da válvula de admissão e da razão de compressão.....	81
Figura 44 - Detalhe para localização do melhor ângulo de fechamento da válvula.....	82
Figura 45 - Segundo detalhe para encontrar o melhor ângulo de fechamento da válvula de admissão	83
Figura 46 - Fluxo mássico e abertura da válvula com tempo de fechamento otimizado	84
Figura 47- Mapeamento do consumo específico no motor otimizado (Rotação x Torque).....	85
Figura 48 - A influência da rotação no fluxo mássico da mistura.....	86
Figura 49 - Massa total admitida durante o ciclo para diferentes rotações	87
Figura 50- Comparação do consumo específico após a otimização com o inicial	88
Figura 51 - Comparação do diagrama P-V do modelo inicial com o final.....	89

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Descrição dos componentes	27
Tabela 2 - Poder calorífico inferior (PCI) dos combustíveis.....	32
Tabela 3 - Valores típicos de temperatura de autoignição.....	34
Tabela 4- Parâmetros do motor	52
Tabela 5 - Tabela de parâmetros PipeRound.....	58

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	23
1.1	Contexto.....	23
1.2	Motivação	23
1.3	Objetivos.....	24
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	25
2.1	Motores de combustão interna.....	25
2.2	Componentes dos motores alternativos	26
2.3	Parâmetros de motores.....	30
2.4	Propriedades dos motores	32
2.5	Classificação dos motores alternativos	33
2.5.1	Classificação de motores alternativos quanto ao mecanismo de ignição	33
2.5.2	Classificação de motores alternativos quanto ao número de tempos do ciclo....	34
2.6	Motores alternativos a 4 tempos	34
2.7	O ciclo termodinâmico em motores de ignição por centelha.....	36
2.8	O diagrama do ciclo de um motor Otto	37
2.9	O ciclo padrão a ar	38
2.10	A combustão no ciclo Otto	41
2.11	O modelo de combustão de um motor com ignição por centelha com a função de Wiebe	42
2.12	Detonação em motores de ignição por centelha	43
2.13	O efeito do ângulo de ignição nos motores.....	46
2.14	O modelo de atrito nos motores alternativos	47
2.15	Sistema de admissão	48
2.16	O ciclo Miller: O motor sobre-expandido.....	49
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	52
3.1	O motor LIFAN LF-139F	52

3.2	O software para a simulação unidimensional do motor.....	55
3.3	O método a ser utilizado	56
3.4	Os componentes do modelo	57
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	64
4.1	Análise do motor real.....	64
4.2	A análise do motor com a protuberância no comando removida.....	66
4.3	Efeito do ângulo de ignição	67
4.4	O efeito da variação do ponto de ignição e da razão de compressão.....	70
4.5	Análise do fluxo de ar com a variação do ângulo de fechamento da válvula de admissão.....	72
4.6	A otimização do consumo específico para o modelo com maior eficiência volumétrica	75
4.7	Modelo para verificação da tendência de redução do consumo específico com o atraso do fechamento da válvula.....	77
4.8	A otimização do tempo de fechamento da válvula, da razão de compressão e do ângulo de ignição.	79
4.9	Análise do motor com os parâmetros otimizados	84
4.10	Comparação do modelo final com o consumo específico inicial	87
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	90
5.1	Conclusão.....	90
5.2	Considerações para trabalhos futuros	91
6	REFERÊNCIAS	93

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO

Com a crescente demanda por energia ao redor do mundo, emerge uma preocupação com a sustentabilidade das matrizes energéticas, seus impactos ambientais e seus custos. A partir disto surgem preocupações com emissões e eficiências de veículos, impulsionando a indústria automobilística a buscar soluções para a redução do consumo de combustível.

Durante a primeira metade do século XX, as emissões de automóveis não eram consideradas um problema devido ao baixo número de veículos. Com o aumento da população e o maior acesso aos veículos, a poluição atmosférica se tornou um problema crescente, principalmente em grandes centros urbanos. (PULKRABEK, 2004).

Na indústria automobilística, as primeiras regulamentações para níveis de emissões em veículos de passeio foram introduzidas em 1964 na Califórnia (ROSEN, 1975). Na Europa, as primeiras regulamentações para veículos de passeio surgiram em 1970. Em 1992, o padrão 'Euro 1', limitando emissões de motores de combustão interna em veículos de passeio, foi lançado na Europa. Com o passar dos anos, estas regulamentações de emissões vão ficando cada vez mais restritivas: Atualmente, o 'Euro 6', implementado em 2014, limita a emissão de alguns poluentes em 96% quando comparados aos valores de 1992. (AUTOMOBILE ASSOCIATION, 2017). Com isto, o mercado automobilístico é forçado a buscar novas tecnologias para o aumento da eficiência energética e redução do nível de emissões de seus veículos.

Inserido neste contexto, o presente trabalho abordará um modelo matemático-computacional de um motor que permite análise de múltiplas variáveis, exemplo de como a tecnologia auxilia no pré-desenvolvimento de produtos.

1.2 MOTIVAÇÃO

As competições estudantis de engenharia permitem aos alunos aplicarem na prática os conhecimentos adquiridos durante a graduação. Tais programas auxiliam no crescimento

pessoal e profissional de futuros engenheiros, servindo como um grande estímulo ao aprendizado.

A Shell Eco-Marathon Brasil é a versão nacional da competição iniciada nos EUA em 1985. Ela desafia as equipes a projetarem, construírem e pilotarem veículos altamente eficientes. A Escola de Engenharia de São Carlos é representada na competição pela Equipe EESCuderia Mileage, que utiliza protótipos com motores elétricos e motores à combustão. O objeto de estudo do presente trabalho será o motor Lifan LF-139F, utilizado no protótipo da equipe com motor à combustão (SHELL BRASIL, 2018).

A motivação deste trabalho é a de contribuir com o conhecimento da equipe sobre os motores de combustão interna. Anteriormente foi desenvolvido uma modelagem deste motor apresentada no trabalho de Afonso (2015), trabalho focado no projeto do sistema de admissão. O intuito deste trabalho é incrementar os estudos feitos em 2015, disponibilizar para a equipe ferramentas necessárias para o projeto de um motor mais eficiente e indicar sugestões para trabalhos e estudos futuros.

1.3 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo principal a otimização do consumo específico de combustível do motor Lifan LF-139F utilizando as bases do ciclo Miller (MARTINS, 2004), atingido ao variar a relação entre a razão de compressão e a razão de expansão do fluido ativo. Para atingir este aumento da eficiência nos motores alternativos, o tempo de fechamento da válvula de admissão deve ser alterado, reduzindo a razão de compressão da mistura enquanto a razão de expansão se mantém constante.

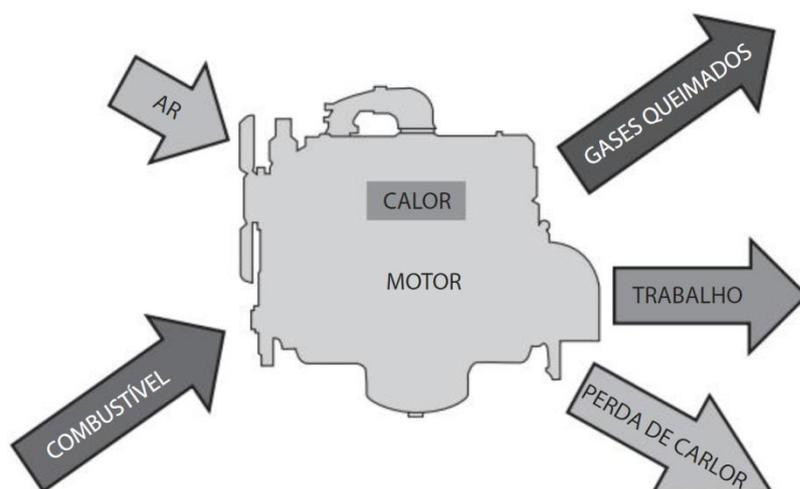
Para atingir tal objetivo, o presente trabalho desenvolverá um modelo computacional unidimensional do motor em questão permitindo avaliar o efeito de variáveis dependentes ao mapear as regiões com menores consumos específicos ao avaliar: o tempo de fechamento da válvula de admissão, razão de compressão e de ângulo de ignição.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão interna (MCI) são máquinas térmicas responsáveis por transformarem energia química em energia mecânica. A energia química é transformada em energia térmica pela combustão com o ar presente na mistura. Esta energia térmica causa um aumento na temperatura e pressão do fluido de trabalho do motor. Para absorver esta energia térmica, o motor permite a expansão deste fluido de trabalho, transformando esta energia térmica em mecânica. (PULKRABEK, 2004).

Figura 1 - Fluxos de energia e massa em um motor de combustão interna



Fonte: (BRUNETTI, 2012a)

Os motores de combustão interna são divididos em algumas classes, segundo Brunetti (2012a):

-Motores alternativos, composto por um conjunto biela-manivela: O movimento alternativo de um pistão gera um movimento circular no virabrequim para a transmissão da potência.

-Motores rotativos: O movimento principal, do trabalho do motor, é o movimento rotativo, são exemplos dele as turbinas à gás e o motor Wankel.

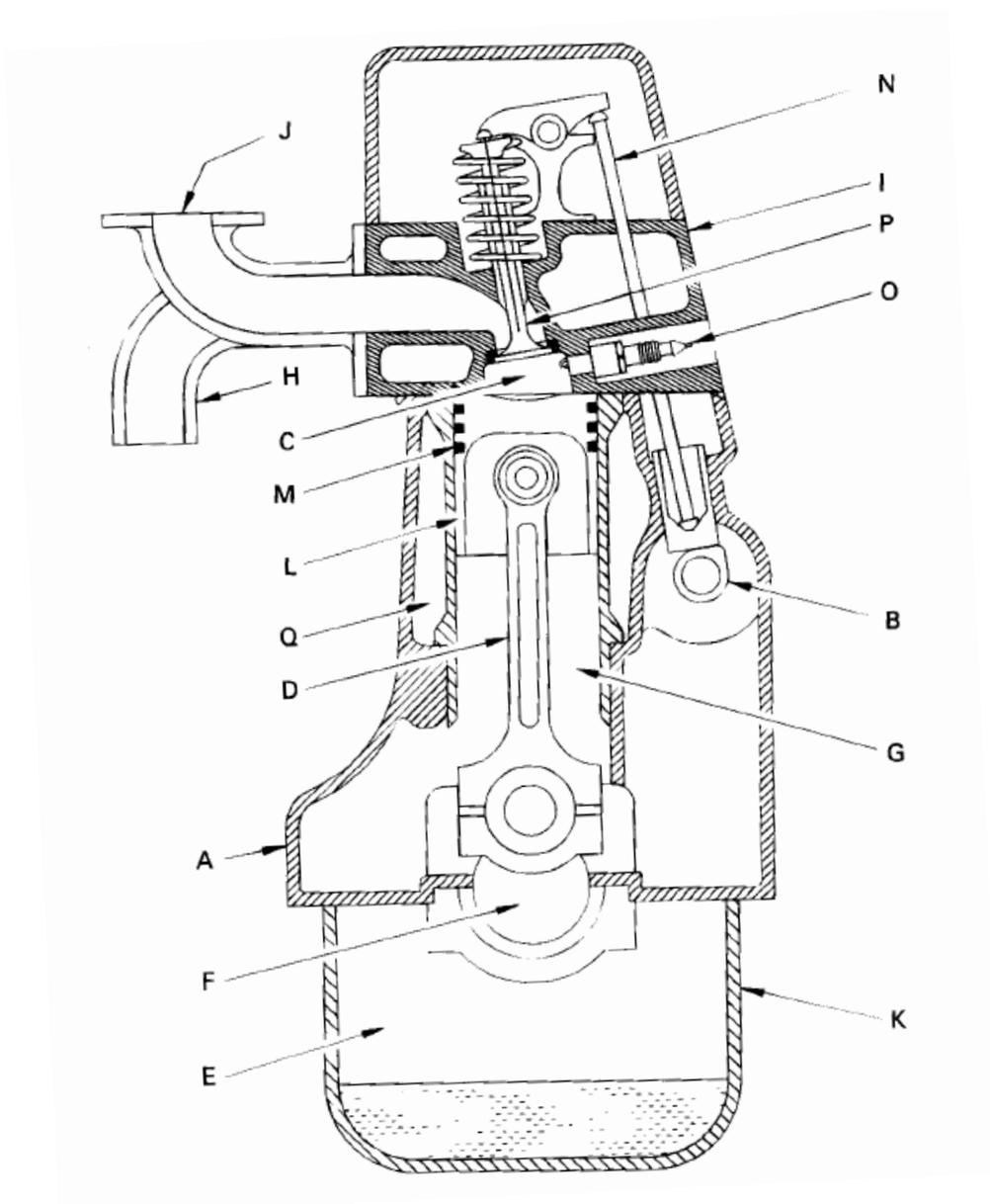
-Motores de impulso: O trabalho é dado pela energia cinética dos gases de combustão deixando o sistema, é o caso de motores a jato e foguetes.

O foco deste estudo serão os motores alternativos devido ao seu grande uso na indústria automotiva.

2.2 COMPONENTES DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Para melhor descrever o sistema mecânico, a Figura 2 abaixo será utilizada como um modelo para o entendimento dos motores alternativos. A tabela 1 lista a nomenclatura dos componentes, que serão descritos a seguir:

Figura 2 - Seção transversal de um motor alternativo 4 tempos



Fonte: (PULKRABEK, 2004)

Tabela 1 - Nomenclatura dos componentes

A. Bloco do motor	G. Cilindro	M. Anéis
B. Eixo comando de válvulas	H. Coletor de escapamento	N. Hastes das válvulas
C. Câmara de combustão	I. Cabeçote	O. Vela de ignição
D. Biela	J. Coletor de admissão	P. Válvula
E. <i>Crankcase</i>	K. Cáster	Q. Galeria de arrefecimento
F. Virabrequim	L. Pistão	

Fonte: (PULKRABEK, 2004)

-Bloco do motor: O bloco é o corpo do motor, ele contém os cilindros e os mancais do virabrequim. Serve de suporte ao cabeçote, ao cáster, aos coletores de admissão, de escapamento e dos demais periféricos do motor. (PULKRABEK, 2004)

-Eixo comando de válvulas: Sua função é comandar a abertura e a maneira do fechamento das válvulas de admissão e de escape. Ele possui cames que determinam a posição das válvulas em cada momento do ciclo. Os motores modernos geralmente possuem um ou dois eixos comando posicionados no cabeçote (PULKRABEK, 2004).

-Câmara de combustão: É o volume contido entre o cabeçote e o pistão e onde ocorre a combustão. Seu volume varia continuamente com o movimento do pistão, atingindo o menor volume quando o pistão se encontra em ponto morto superior e o maior volume quando o pistão se encontra no ponto morto inferior. Esta relação de volumes é a característica geométrica do motor denominada Razão de Compressão (PULKRABEK, 2004).

-Biela: É o componente que conecta o pistão ao virabrequim, é responsável por transformar o movimento alternativo em rotativo (PULKRABEK, 2004).

-*Crankcase*: É a parte do conjunto bloco-cáster que envolve o virabrequim. Este espaço é reservado para o movimento do virabrequim (PULKRABEK, 2004).

-Virabrequim: Eixo rotativo por onde o trabalho é transmitido. Ele possui os braços de manivela conectados à biela e é posicionado no bloco e sustentado pelos mancais do virabrequim. Ele é ligado à embreagem ou caixa de transmissão para a transmissão da potência, trabalho efetivo, do motor (PULKRABEK, 2004).

-Cilindro: Superfície cilíndrica cujo eixo determina a direção do movimento dos pistões. Pode ser usinada diretamente no bloco ou, quando necessário, conter camisas embutidas feitas de um metal mais resistente à abrasão (PULKRABEK, 2004).

-Coletor de escapamento: Sistema de tubulação para direcionamento dos gases de escapamento. Nos motores atuais, possui um conversor catalítico, responsável pela redução das emissões (PULKRABEK, 2004).

-Cabeçote: Peça que vai no topo dos cilindros, completando a câmara de combustão. Ela contém as válvulas de admissão, válvulas de escape, velas de ignição em motores Otto ou bicos injetores em motores Diesel. Nos motores modernos, contém também o eixo comando de válvulas (PULKRABEK, 2004).

-Coletor de admissão: Sistema de tubulação para direcionar os gases admitidos. Na maioria dos motores por centelha, aloja também as válvulas injetores, que injetam combustível para a formação da mistura (PULKRABEK, 2004).

-Cárter: Reservatório de óleo utilizado para abastecer o sistema de lubrificação do motor. Em alguns casos, há o cárter seco, separado do motor (PULKRABEK, 2004).

-Pistão: Componente responsável pelo movimento recíproco. Sua função principal é transmitir as pressões da câmara de combustão como forças na biela, gerando um torque no virabrequim. É atuante também nos demais tempos não-motores, admitindo a mistura, comprimindo-a e expulsando-a. Suas superfícies em contato com o cilindro são denominados saias e ele possui canaletas para sustentação dos anéis (PULKRABEK, 2004).

-Anéis: Anéis metálicos posicionados nas canaletas dos pistões. Sua principal função é selar os gases da câmara de combustão e sua função secundária é atuar no controle da lubrificação das paredes do cilindro e na condução do calor do pistão para a camisa. Geralmente há um pacote de anéis com funções separadas: Anéis de compressão para a vedação dos gases de combustão, um anel de óleo para o controle da espessura do filme de óleo no cilindro e um anel intermediário, com ambas funções de vedação e de controle de óleo (PULKRABEK, 2004).

-Hastes das válvulas: Mais comum em motores antigos, nos quais o eixo comando era alocado no bloco do motor. Sua função é transmitir o comando dos came do eixo comando até os balancins das válvulas (PULKRABEK, 2004).

-Vela de ignição: Sua função é gerar uma centelha elétrica entre seus dois eletrodos no momento comandado, fornecendo energia de ativação suficiente para o início da combustão. Utilizado apenas em motores à ignição por centelha (PULKRABEK, 2004).

-Válvulas: Utilizadas para comandar o fluxo dos gases para dentro e para fora do cilindro. Há as válvulas de admissão ligadas ao coletor de admissão e as válvulas de escape ligadas ao coletor de gases de escapamento. Elas possuem uma pré-carga dada por mola para realizar o fechamento. Elas formam um selo quando fechadas junto com as sedes de válvula (PULKRABEK, 2004).

-Galeria de arrefecimento: Galeria para a passagem de água. Sua função é controlar a temperatura dos componentes do motor. O fluido de arrefecimento, geralmente uma mistura de água com etilenoglicol, flui através das galerias. Este fluido absorve o excesso de calor e o rejeita no radiador. Há motores sem a galeria de arrefecimento, geralmente menores, nos quais o bloco possui aletas para dissipar o calor via convecção para o ar externo ao motor, que é o caso do motor utilizado no trabalho (PULKRABEK, 2004).

Há também alguns componentes dos motores não listados na imagem:

-Radiador: Sua função é dissipar o calor do fluido de arrefecimento para a atmosfera (PULKRABEK, 2004).

-Conversor catalítico: Montado no sistema de escapamento, ele possui materiais catalíticos para promover a redução de emissões via reações químicas, isto reduz o nível de emissões (PULKRABEK, 2004).

-Bronzinas: É uma bucha alocada no olhal maior da biela. Sua função é servir de apoio e promover redução de atrito e de desgaste, pela formação de um mancal hidrodinâmico entre a biela e o virabrequim (PULKRABEK, 2004).

-Volante: Uma massa giratória ligada ao virabrequim com grande momento de inércia. Sua função é armazenar energia mecânica para manter o motor rodando entre os tempos motores. Sua função também é suavizar o movimento de rotação do virabrequim, mantendo a rotação aproximadamente constante durante o ciclo (PULKRABEK, 2004).

-Válvulas injetoras: Um injetor de combustível pressurizado cuja função é a de liberar combustível no momento exato do ciclo, gerando uma grande dispersão das moléculas, com o

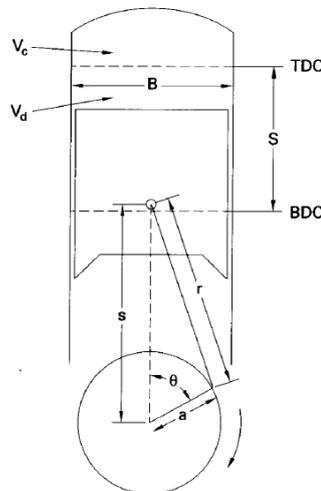
objetivo de criar uma mistura ar-combustível o mais homogênea possível (PULKRABEK, 2004).

-Turbocompressor: São regeneradores de energia, que utilizam uma turbina para absorver energia dos gases de escape e transferi-la para um compressor, aumentando a pressão no coletor de admissão. Tem uma grande influência no aumento da eficiência dos motores uma vez que reaproveita uma energia que seria desperdiçada nos gases de escapamento (PULKRABEK, 2004).

2.3 PARÂMETROS DE MOTORES

Para facilitar o entendimento do modelo, será utilizado a mesma nomenclatura de parâmetros utilizado por Pulkrabek (2004):

Figura 3 - Geometria do pistão e do cilindro



Fonte: (PULKRABEK, 2004)

Considerando um cilindro com diâmetro B , o raio da manivela do virabrequim a , o curso do pistão será S e o motor rodando a uma velocidade N .

$$S = 2a \quad (2 - 1)$$

A velocidade média do pistão será U_p :

$$U_p = 2SN \quad (2 - 2)$$

Esta velocidade média de pistão é um parâmetro que geralmente está entre 5 e 15 m/s (PULKRABEK, 2004). Um dos motivos para a limitação da velocidade média do pistão é o fluxo de gases do cilindro: Velocidades elevadas de pistões irão causar um grande aumento na velocidade do fluxo de ar, e ao atingir velocidades próximas da velocidade do som no fluido, a eficiência volumétrica será prejudicada. Uma maneira para controlar isto é aumentando o diâmetro das válvulas, reduzindo a velocidade do fluxo, porém o diâmetro das válvulas está limitado pela geometria do cilindro. Outro motivo para a limitação é a resistência dos materiais envolvidos: Quanto maior a velocidade média, maior será as acelerações aplicadas sobre os componentes. De acordo com isto, é possível notar que motores pequenos e com cursos pequenos trabalharão em rotações mais elevadas, e motores com maiores deslocamentos trabalharão em velocidades menores.

Na Figura 3 é possível ver os parâmetros geométricos do cilindro de um motor:

-TDC é o *Top dead center*, o ponto morto superior, PMS. O limite superior do deslocamento do pistão.

-BDC é o *Bottom dead center*, o ponto morto inferior, PMI. O limite inferior do deslocamento do pistão.

- V_c é o volume da câmara de combustão, é o volume do cilindro quando o pistão se encontra em PMS.

- V_d é o volume deslocado pelo cilindro:

$$V_d = \frac{\pi B^2}{4} \cdot S \quad (2 -3)$$

A razão de compressão de um motor r_v é dada por:

$$r_v = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_c + V_d}{V_c} \quad (2 -4)$$

A razão de compressão é uma das características importantes no ciclo termodinâmico, que será tratada no tópico 2.7. Motores com razões de compressão mais elevadas possuem uma maior eficiência termodinâmica, porém há limitações mecânicas para a razão de compressão que serão discutidas mais à frente.

2.4 PROPRIEDADES DOS MOTORES

Segundo Brunetti (2012a), dentro das propriedades do motor temos os seguintes conceitos:

-Potência efetiva: A potência efetiva, ou potência de eixo, é a potência útil do motor, é o produto do torque no eixo de saída (T) pela sua velocidade angular (ω):

-Potência indicada: A potência indicada é a potência do ciclo termodinâmico do fluido ativo, essa potência pode ser calculada a partir de medições da pressão na câmara de combustão. Sabendo a pressão na câmara de combustão e a posição do pistão no tempo, o trabalho exercido pelo fluido ativo naquele intervalo de tempo torna-se conhecido.

-Potência de atrito: A potência de atrito é a diferença entre a potência indicada e a potência efetiva. É a potência dissipada mecanicamente devido ao atrito em forma de calor.

-Taxa de calor total fornecida: É o calor fornecido por unidade de tempo devido à queima do combustível. Pode ser calculado com base na taxa de consumo de combustível e no poder calorífico inferior dos combustíveis, como mostra a Tabela 2:

Tabela 2 - Poder calorífico inferior (PCI) dos combustíveis

	Diesel	Etanol hidratado	Metanol	Gasolina E22
PCI [kcal/kg]	10200	5970	4760	9400

Fonte: Adaptado de Brunetti (2012a)

-Eficiência global: A eficiência global é a razão entre a potência efetiva e o taxa de calor total fornecida.

-Eficiência térmica: A eficiência térmica é a razão entre a potência indicada e o calor total fornecido, é a eficiência do ciclo termodinâmico.

-Eficiência mecânica: A eficiência mecânica é a razão da potência efetiva com a potência indicada. Esta eficiência relaciona as perdas devido ao atrito com a potência total gerada no ciclo termodinâmico.

-Eficiência volumétrica: A eficiência volumétrica é uma medida de quão eficiente está sendo o enchimento do cilindro. Ela é a razão entre a massa de ar admitida em um ciclo com a

massa de ar que poderia preencher totalmente o volume do cilindro em condições do ambiente no qual o motor está rodando.

-Consumo específico: O consumo específico de combustível é a razão da massa de combustível com a potência efetiva: Quanto menor o consumo específico, menos massa de combustível é necessária para a produção da mesma quantidade de potência no eixo do motor.

Pressão média indicada: A pressão média indicada, *Indicated mean effective pressure (IMEP)*, é o conceito que engloba potência, velocidade do motor e volume deslocado. "A pressão média indicada é a pressão que aplicada constantemente na cabeça do pistão ao longo do curso de expansão, produziria o mesmo trabalho do ciclo." (BRUNETTI, 2012^a). Este conceito pode ser extrapolado para a potência efetiva, gerando o conceito de pressão média efetiva (*MEP*) e para a potência de atrito, gerando a pressão média de atrito (*FMEP*).

2.5 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Dentro da classe dos motores alternativos, há subclasses que dividem os motores quanto ao número de tempos do ciclo e quanto à ignição.

2.5.1 Classificação de motores alternativos quanto ao mecanismo de ignição

-Motores por ignição por centelha: Geralmente denominados motores de ciclo Otto, a combustão é iniciada por uma centelha elétrica diretamente na mistura de ar e combustível já pré-formada. A centelha, ou faísca, é formada entre os eletrodos da vela de ignição (BRUNETTI, 2012a).

-Motores de ignição espontânea: Geralmente denominados motores de ciclo Diesel, neste tipo de motor, apenas ar é admitido em seu ciclo de admissão, seu ciclo de compressão eleva o ar a uma temperatura e pressão que causariam a ignição espontânea do combustível e só então o combustível é injetado, entrando instantaneamente em combustão espontânea. Neste caso, não é necessária uma vela de ignição já que a injeção acontece quando o combustível reage espontaneamente com o ar (BRUNETTI, 2012a).

Tabela 3 - Valores típicos de temperatura de autoignição

Temperatura de Autoignição - TAI (°C)			
Diesel	Etanol Hidratado	Metanol	Gasolina E22
250	420	478	400

Fonte: Extraído de Brunetti (2012a).

Como é possível ver na Tabela 3, a temperatura de autoignição do Diesel é inferior aos demais combustíveis citados, o que favorece seu uso em motores de ignição espontânea.

2.5.2 Classificação de motores alternativos quanto ao número de tempos do ciclo

Um ciclo de operação é um conjunto de transformações termodinâmicas que o fluido de trabalho ou fluido ativo (FA) sofre que é repetido periodicamente. Já o número de tempos do ciclo é relacionado ao movimento alternativo do pistão: A cada revolução ocorrem 2 tempos. Esta classificação é dada pelo número de revoluções por ciclo termodinâmico:

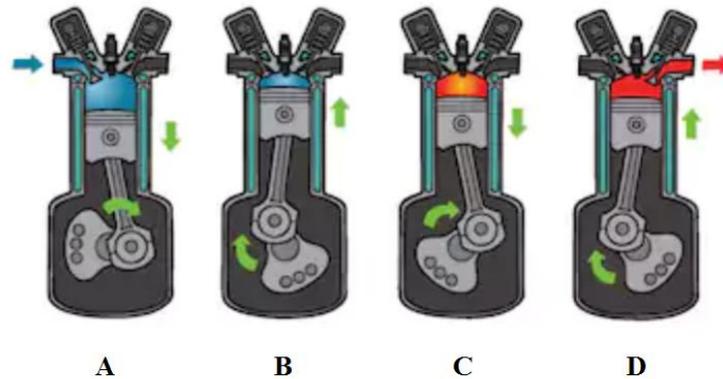
-Motores alternativos a 4 tempos: Neste tipo de motor, ocorrem 2 revoluções por ciclo termodinâmico, o pistão percorre 4 cursos, ou seja, 4 tempos.

-Motores alternativos a 2 tempos: Neste tipo de motor ocorre um ciclo termodinâmico por revolução. Neste tipo de motor há uma sobreposição de processos durante um mesmo curso do pistão.

2.6 MOTORES ALTERNATIVOS A 4 TEMPOS DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

Como citado anteriormente, neste tipo de motor há 2 revoluções por ciclo termodinâmico, ou seja, há 4 cursos, 4 tempos:

Figura 4 - Os 4 Tempos de um MCI



Fonte: Adaptado de (SHUTTERSTOCK, 2018)

-Admissão (A): Neste tempo, o pistão se move do Ponto Morto Superior (PMS) ao Ponto Morto Inferior (PMI). A válvula de admissão está aberta e a válvula de escapamento está fechada. Com o movimento descendente do pistão, a pressão do interior do cilindro é reduzida, criando um gradiente de pressão na válvula de admissão e com isto, gerando um fluxo de ar para o interior do cilindro. Durante este tempo ocorre a injeção do combustível para a formação da mistura nos motores do ciclo Otto.

-Compressão (B): Durante este tempo, a mistura ar-combustível admitida é comprimida para uma pressão e temperatura mais elevada. A sua razão de compressão é uma característica geométrica do motor, como citada anteriormente. Durante este ciclo que ocorre a ignição da mistura em motores do ciclo Otto.

-Expansão (C): Durante este tempo ocorre a transformação da energia química em energia térmica durante a combustão e da energia térmica em energia mecânica devido à expansão. É neste ciclo que a mistura exerce uma pressão positiva no pistão para a realização do trabalho.

-Exaustão ou Escape (D): Neste tempo a válvula de escape é aberta, o pistão em movimento ascendente expulsa os gases de combustão do cilindro para o reinício do ciclo termodinâmico.

2.7 O CICLO TERMODINÂMICO EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA.

O trabalho no eixo dos motores de combustão interna são consequência do trabalho termodinâmico do ciclo termodinâmico. Como dito anteriormente, o fluido ativo, FA, sofre uma série de transformações que definem o ciclo termodinâmico.

O trabalho é definido na termodinâmica como:

$$W = \int P dV \quad (2-5)$$

No caso dos MCI alternativos:

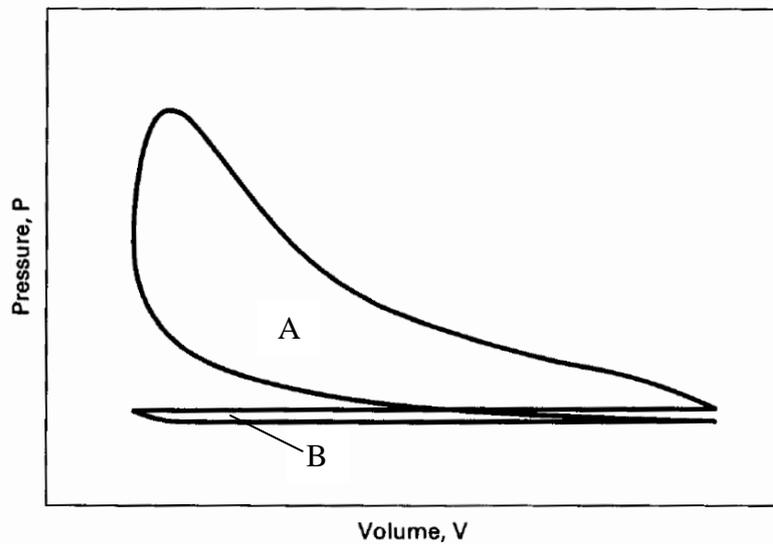
$$dV = A dS \quad (2-6)$$

Portanto:

$$W = \int PA dS \quad (2-7)$$

Para facilitar a visualização do trabalho e do ciclo termodinâmico, um diagrama P-V (Pressão x Volume) pode ser utilizado:

Figura 5- Diagrama P-V de um ciclo típico de um MCI



Fonte: Adaptado de Pulkrabek(2004)

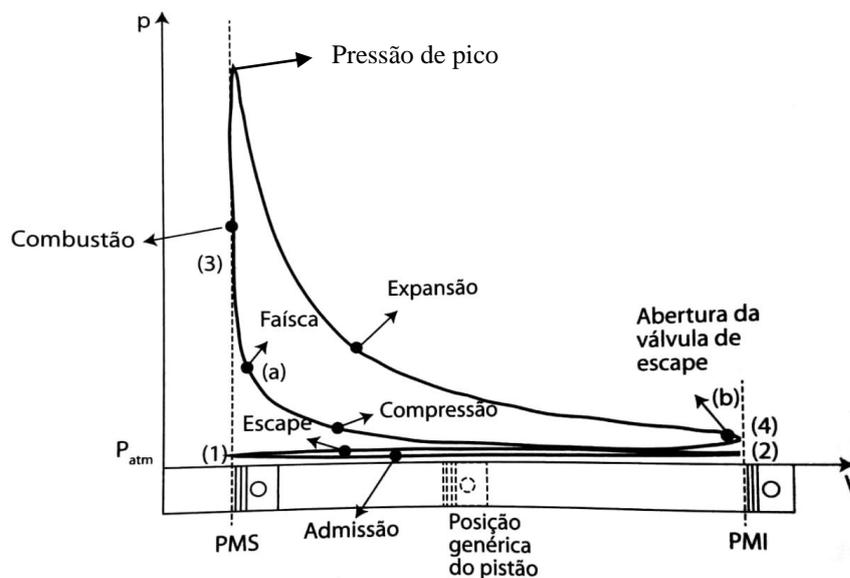
Neste diagrama, figura 5, o trabalho é representado pela diferença das áreas A e B. Sendo a área A o trabalho termodinâmico exercido nos tempos de compressão e de expansão

e a área B o trabalho negativo, exercido sobre o gás, denominado perdas por bombeamento. Estas perdas por bombeamento se manifestam na potência indicada dos motores, uma vez que se originam do um trabalho do fluido ativo no ciclo.

2.8 O DIAGRAMA DO CICLO DE UM MOTOR OTTO

O diagrama P-V de um motor do ciclo Otto é mostrado na figura abaixo:

Figura 6 - Diagrama P-V detalhado de um ciclo Otto



Fonte: Adaptado de Brunetti (2012a)

A figura acima é um exemplo típico de um motor do ciclo Otto naturalmente aspirado, ou seja, sem algum tipo de compressor.

O tempo de admissão é representado entre os pontos 1 e 2, durante este tempo, o pistão se desloca do PMS para o PMI praticamente à pressão atmosférica. A pressão é um pouco inferior à atmosférica devido à perdas de carga no fluxo no sistema de admissão.

Entre os pontos 2 e 3 é o tempo denominado compressão. Neste tempo a mistura está sendo comprimida com o movimento do pistão indo do PMI para o PMS. Durante a compressão, antes do pistão atingir o PMS, ocorre a centelha, dando início à ignição.

O ciclo de expansão é dado entre os pontos 3 e 4. No início da expansão, a pressão aumenta rapidamente devido à combustão e expande exercendo um trabalho sobre o topo do pistão, é a região na qual ocorre o trabalho positivo do ciclo.

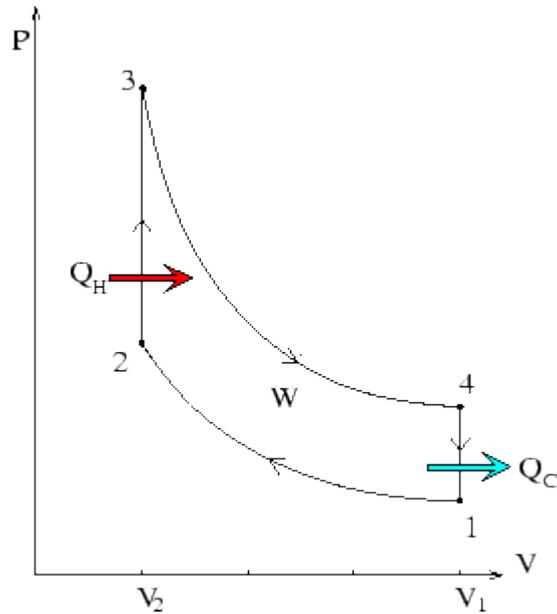
Após o ponto 4, a mistura retorna ao ponto 1, esta etapa é denominada tempo de exaustão. O pistão se move do PMI para o PMS com a válvula de escape aberta, expulsando os gases de combustão do cilindro. É possível notar que no ponto 4 ainda há uma pressão positiva.

2.9 O CICLO PADRÃO A AR

A análise dos ciclos reais envolvem muitas variáveis tornando o estudo muito complexo. Para facilitar a análise são feitas algumas hipóteses simplificadoras sobre o ciclo real, formando o ciclo padrão ideal. As hipóteses simplificadoras para a modelagem são, segundo Brunetti (2012a):

- O fluido ativo é o ar;
- O ar é um gás ideal;
- Não ocorrem admissão nem escape, não sendo necessária a troca dos gases do volume de controle;
- Os processos de compressão e de expansão são isoentrópicos, ou seja, não há troca de calor, os processos são adiabáticos e reversíveis;
- A combustão é considerada instantânea, como um fornecimento de calor isocórico, volume constante;
- Para o retorno ao estado inicial, é removido calor de maneira isocórica por uma fonte fria;

Figura 7 - Ciclo padrão a ar - Motor Otto



Fonte: Extraído de (MCGOVERN, 2004)

Como é possível ver na figura, o trabalho do ciclo, W_c , é dado por:

$$W_c = W_{exp} - W_{comp} \quad (2-8)$$

Onde W_{exp} é o trabalho de expansão dos gases e W_{comp} é o trabalho compressão dos gases.

O calor útil, Q_u , é dado por:

$$Q_u = Q_H - Q_c \quad (2-9)$$

A definição da eficiência térmica é:

$$\eta_t = \frac{W_c}{Q_h} = 1 - \frac{Q_c}{Q_h} \quad (2-10)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica e considerando as hipóteses do modelo:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2-11)$$

Como 1-2 e 3-4 são isoentrópicos e $V_4=V_1$ e $V_2=V_3$:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (2-12)$$

Considerando a constante dos gases ideais:

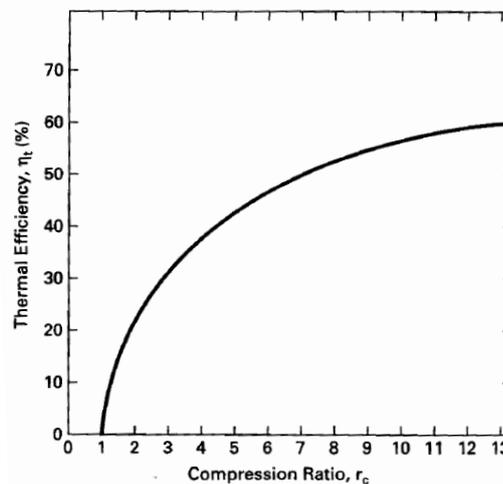
$$k = C_p/C_v \quad (2-13)$$

Temos a eficiência do ciclo padrão em função da razão de compressão:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (2-14)$$

A eficiência do ciclo pode ser descrita conforme na figura abaixo:

Figura 8 - Eficiência do ciclo x Razão de compressão para k=1,35



Fonte: (PULKRABEK, 2004)

É possível ver que apenas a razão de compressão é necessária para definir a eficiência termodinâmica, dadas as hipóteses do modelo. Com o aumento da razão de compressão, a eficiência termodinâmica é aumentada.

Em motores reais, a razão de compressão está limitada pelos fenômenos como pré-ignição e detonação, que serão discutidos logo adiante, e pelos materiais e componentes mecânicos dos motores. Com uma elevada razão de compressão, maiores serão as temperaturas e pressões, sobrecarregando mais os componentes mecânicos e facilitando a ocorrência da ignição espontânea indesejada da mistura (PULKRABEK, 2004).

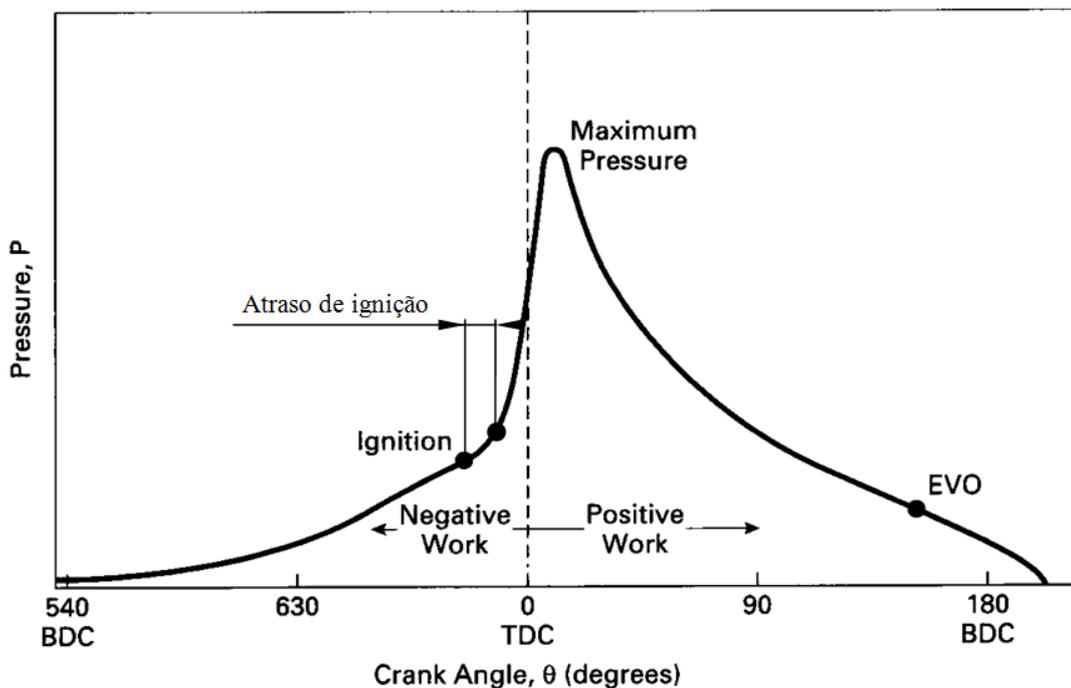
2.10 A COMBUSTÃO NO CICLO OTTO

Nos motores Otto, como apresentado no tópico 2.6, a centelha que determina o início da combustão é dada ao final do tempo da compressão, quando o pistão se aproxima do PMS. Entre os eletrodos da vela ocorre a faísca, criando um núcleo de combustão, a partir de onde a combustão vai se propagar devido às reações em cadeia.

A combustão no cilindro apresenta uma primeira fase, na qual não se é notado um aumento significativo na pressão. Esta fase é chamada de "atraso de ignição", mostrado na figura 9, que são os instantes iniciais até a formação da frente de chama. Geralmente caracterizado pela queima de 1 a 10% da massa. Após o atraso de ignição, a frente de chama se propaga pelo cilindro. Esta fase é denominada "combustão normal". Após esta etapa, há uma outra fase chamada de combustão esparsa, que é a queima da pequena parcela da mistura ainda não queimada (BRUNETTI, 2012a).

É possível notar que há 3 etapas da combustão: A inicial com a combustão mais lenta, a combustão normal e a etapa final com uma combustão também mais lenta.

Figura 9 - Pressão no cilindro de um motor de ignição por centelha



Fonte: Adaptado de (PULKRABEK, 2004)

Como é possível ver na Figura 9, o aumento da pressão é perceptível apenas alguns instantes após a centelha. O aumento da pressão durante a combustão normal é rápido. Para o melhor aproveitamento da energia da combustão, é necessário que a centelha se dê antes do PMS, gerando um pouco de trabalho negativo para maximizar o trabalho positivo. Geralmente a pressão máxima ocorre de 5 a 10° após o ponto morto superior (PULKRABEK, 2004). Caso a ignição seja muito atrasada, o trabalho positivo não será maximizado. Caso a ignição seja muito adiantada, haverá muito trabalho negativo aumentos da máxima pressão e da temperatura, elevando a probabilidade de ocorrer a autoignição.

2.11 O MODELO DE COMBUSTÃO DE UM MOTOR COM IGNIÇÃO POR CENTELHA COM A FUNÇÃO DE WIEBE

De acordo com Yeliana et al.(2008), em um motor de ignição por centelha, a fração mássica queimada e a taxa de liberação de calor podem ser modeladas através da função de Wiebe. Esta função é bem adequada para análises de ciclo de zero e uma dimensões.

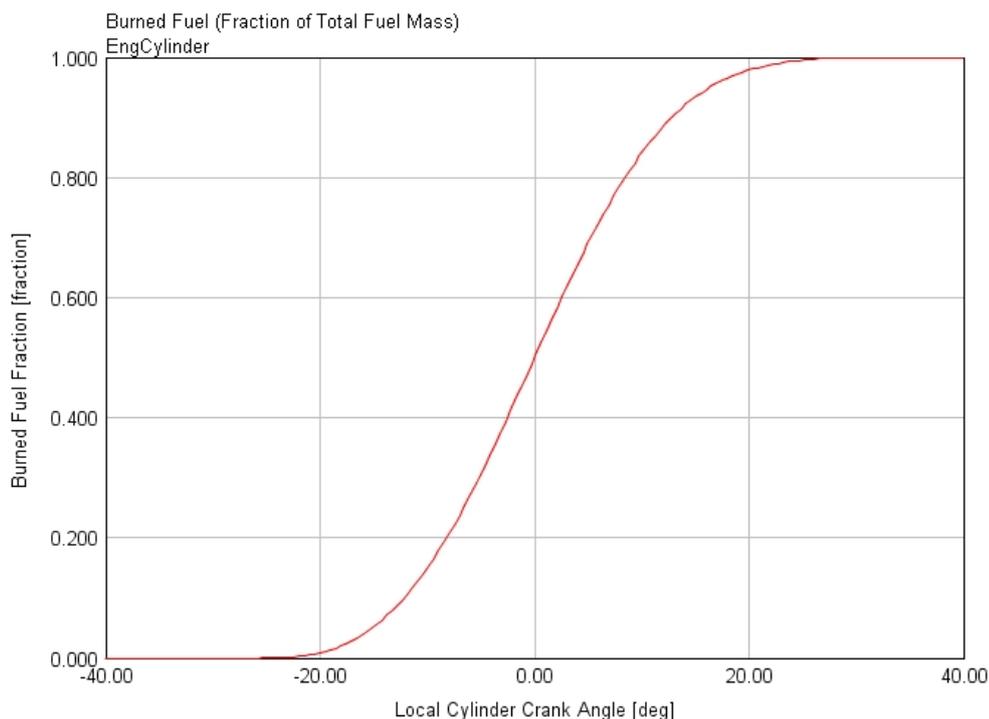
A função de Wiebe é expressa pela equação (2-15):

$$x_b = \left\{ 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_o}{\Delta\theta} \right) \right] \right\} \quad (2-15)$$

Na qual o parâmetro a é o parâmetro de eficiência, m é o parâmetro de forma, θ é a posição angular do virabrequim, θ_o é o ângulo de início da combustão e $\Delta\theta$ é a duração da combustão em ângulo e x_b é a fração de combustível queimada (HEYWOOD, 1988).

Esta função determina uma curva em S cujos parâmetros podem ser determinados empiricamente com dados experimentais. O trabalho de Yeliana et al.(2008) descreve 5 métodos de como determinar tais parâmetros.

Figura 10 - Fração de massa queimada x ângulo



Fonte: Do autor

2.12 DETONAÇÃO EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

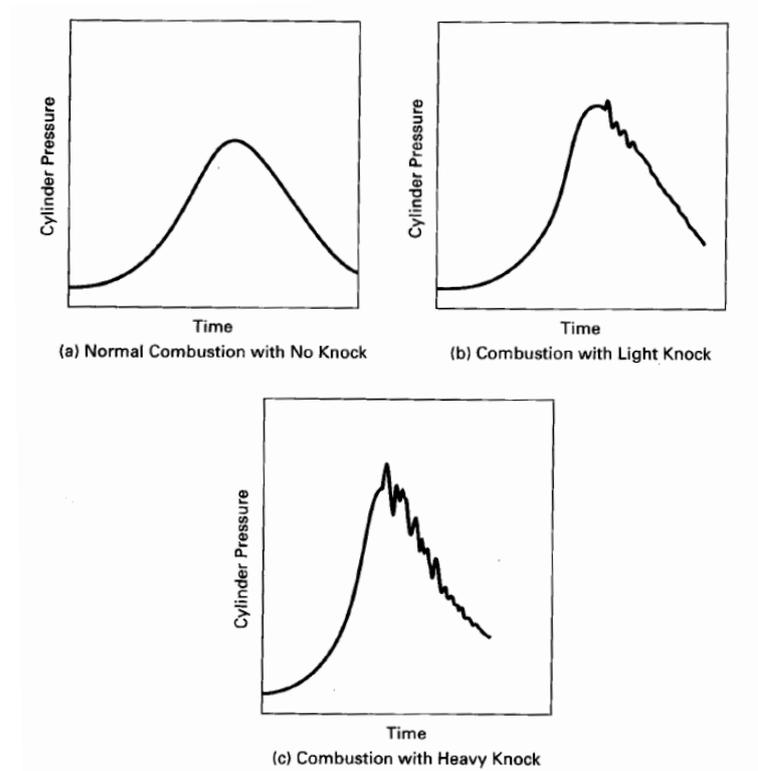
O fenômeno da autoignição pode ser a detonação ou a pré-ignição. Que é a ignição espontânea, brusca e indesejada de parte da mistura ar-combustível. Com o avanço da frente de chama, e por ela se propagar em velocidades subsônicas (PULKRABEK, 2004), a mistura ainda não queimada à frente da frente de chama sofre efeitos de compressão e de aquecimento (BRUNETTI, 2012a).

Com estes efeitos de compressão e aquecimento, esta mistura atinge pontos críticos que causam a autoignição da mistura à frente da frente de chama. Esta autoignição cria uma segunda frente de chama, criando um aumento brusco de pressão no interior do cilindro.

A detonação tem um ruído característico de uma choque mecânico, de uma batida. Devido a isto, o nome em inglês é *knock*. Este ruído é oriundo da excitação mecânica das ondas de choque sônica no interior do cilindro (BRUNETTI, 2012a).

Estas ondas de choque criam picos de pressão que combinados com a temperatura elevada causam danos nos componentes do motor, este é um dos grandes agravantes da detonação.

Figura 11- Curvas de pressão do cilindro: Efeito da detonação



Fonte: (PULKRABEK, 2004)

De acordo com Douaud e Eyzat (1979), a ocorrência da detonação é um fator importante e limitador para o aumento da eficiência dos motores de combustão interna.

Uma pesquisa feita pela indústria automotiva e petrolífera dos EUA na década de 1930 criou um padrão de limite de detonação de combustíveis que ainda é utilizado até hoje.

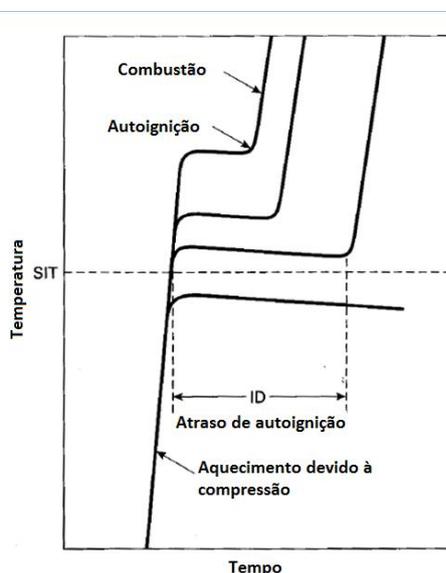
Este estudo utiliza uma mistura de dois combustíveis puros, isooctano e heptano, que são misturados com boa precisão para representar os combustíveis comerciais. Foram feitos 2 métodos de comparação: O "*Research method*" e o "*Motor method*".

A propriedade do combustível que os relaciona com os dois combustíveis base (isooctano e o heptano) é denominada de Octanagem. O *octane number (ON)* de um combustível significa que este combustível tem o mesmo comportamento de uma mistura com determinada proporção de isooctano: A octanagem do isooctano é 100 e a octanagem do n-

heptano é 0, um combustível com octanagem 80 se comporta como uma mistura de 80% de isooctano e 20% de n-heptano. Quanto maior a octanagem do combustível, menos suscetível a detonação ele é (PULKRABEK, 2004).

Os resultados de ambos métodos entregam resultados diferentes devido à complexidade do fenômeno da detonação. A partir disto, engenheiros utilizam relações empíricas com base em análises estatísticas para prever a ocorrência de detonação. Diversos estudos foram feitos no Instituto Francês de Petróleo para melhor entender o fenômeno e até um modelo baseado no conceito de "atraso de autoignição" (DOUAUD; EYZAT, 1979).

Figura 12 - Atraso de autoignição: Temperatura x Tempo



Fonte: (PULKRABEK, 2004)

Como é possível ver na Figura 12, quando um combustível tiver temperatura acima da temperatura de autoignição, *Self-ignition temperature (SIT)*, ele entrará em combustão após um certo intervalo de tempo, denominado atraso de autoignição, (*ignition delay (ID)*, na figura). É possível notar que quanto maior a temperatura, menor é o intervalo de tempo até a autoignição.

Por estes motivos, para a ocorrência da autoignição, são necessárias combinações de temperatura e pressão atuando sobre a amostra e também é necessário um intervalo de tempo. Caso não haja tempo suficiente, não haverá a autoignição e a combustão ocorrerá normalmente.

Segundo Sasaki, Bybee e Gundlapally (2012), a correlação empírica para o intervalo de autoignição (τ) é dado pela equação:

$$\tau = Ap^{-n} \exp\left(\frac{B}{T}\right) \quad (2-16)$$

Na qual p é a pressão, T é a temperatura, A é uma constante, n é o fator de pressão e B é o coeficiente de temperatura.

O critério para a autoignição ocorrer durante um ciclo do motor é dado quando a integral deste intervalo de ignição durante o ciclo chegar a 1:

$$\int_{t=0}^{t_a} \frac{dt}{\tau(t)} = \int_{t=0}^{t_a} \frac{dt}{Ap^{-n}(t) \exp\left(\frac{B}{T(t)}\right)} = 1 \quad (2-17)$$

O critério de autoignição considera a integral da pressão e temperatura instantânea durante o ciclo, os parâmetros A , n e B são empíricos e variam de caso a caso. O trabalho de Douaud e Eyezat (1979) determina uma relação entre estes coeficientes empíricos e a octanagem do combustível para uma faixa de octanagem de 80 a 100. Esta relação destes coeficientes determinado pelos estudos de Douaud e Eyezat (1979) será utilizada na modelagem.

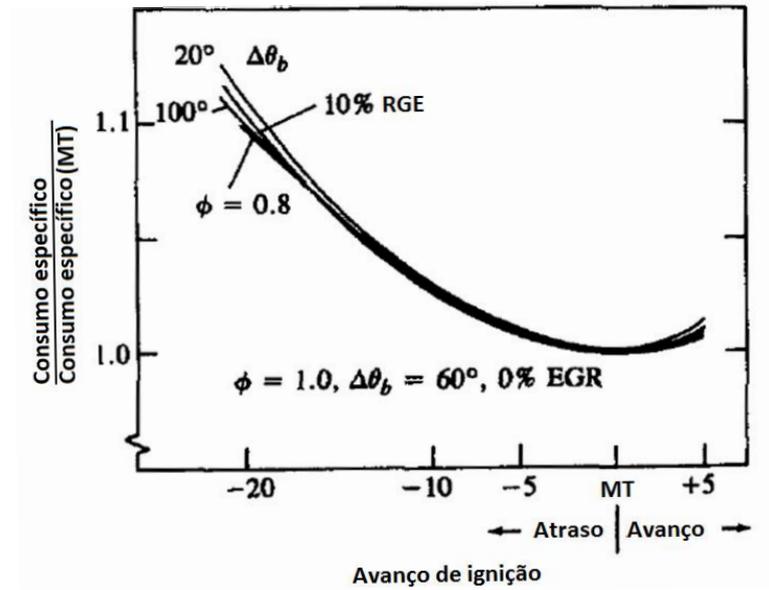
O trabalho feito por Sasaki, Bybee e Gundlapally (2012) tem como objetivo comparar a acurácia do modelo de Douaud e Eyezat (1979) com os dados empíricos de 2 motores de motocicletas. Em sua conclusão, dizem que o modelo é capaz de prever a ocorrência de detonação para ciclos individuais desde que haja uma baixa concentração de *EGR* (*Exhaust gas recirculation*), uma baixa concentração de gases de escape no interior do cilindro.

2.13 O EFEITO DO ÂNGULO DE IGNIÇÃO NOS MOTORES

De acordo com Heywood (1988), o ângulo da centelha afeta a performance de motores de combustão interna: Existe um ponto ótimo para o ponto de ignição, se a combustão se iniciar antes deste ponto, haverá uma trabalho negativo maior, se a combustão se iniciar após este ponto, o trabalho positivo do fluido ativo é reduzido em conjunto com a pressão de pico.

No ponto ótimo da centelha, de máximo torque (MT), o torque é maximizado e o consumo específico atinge o mínimo valor, figura 13:

Figura 13 - O efeito do ângulo de ignição na performance de motores



Fonte: (HEYWOOD , 1988)

Com o adiantamento da centelha, a combustão se inicia antes, causando uma maior pressão de pico durante a combustão. Este fator também é relevante para a ocorrência da detonação.

2.14 O MODELO DE ATRITO NOS MOTORES ALTERNATIVOS

De acordo com Pipitone (2009), a modelagem de motores de combustão interna desenvolveu formas confiáveis o suficiente para estimar a potência indicada. Para conseguirem uma forma confiável de se modelar a potência efetiva, um modelo de potência de atrito é necessário.

$$MEP = IMEP - FMEP \quad (2-18)$$

Existem modelos de atrito simples que buscam estimar a potência de atrito global usando apenas algumas variáveis. "Nesta categoria um dos resultados mais encontrados na literatura e utilizados em softwares comerciais é o modelo de Chen e Flynn" (PIPITONE, 2009, apud CHEN, S. K.; FLYNN, P. F., 1965). Este modelo depende da pressão máxima do cilindro e da velocidade do motor. A equação que define este modelo é:

$$FMEP = A + B \cdot P_{max} + C \cdot n + D \cdot n^2 \quad (2-19)$$

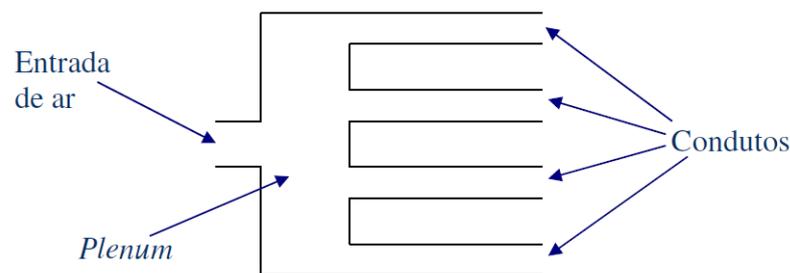
Em que A, B, C e D são constantes, n é a velocidade do motor, P_{max} é a pressão máxima do cilindro na condição testada.

2.15 SISTEMA DE ADMISSÃO

O sistema de admissão dos motores naturalmente aspirados contém um coletor de admissão, uma válvula borboleta para o controle do fluxo de ar, as válvulas de admissão e algum sistema para regular a mistura de ar e combustível (carburador ou válvulas injetoras) (PULKRABEK, 2004).

O coletor de admissão é um corpo tem como função conduzir o ar de admissão até a válvula de admissão, que estão conectadas ao cilindro, a Figura 14 mostra um desenho esquemático de um coletor de admissão:

Figura 14 - Esquema de um coletor de admissão

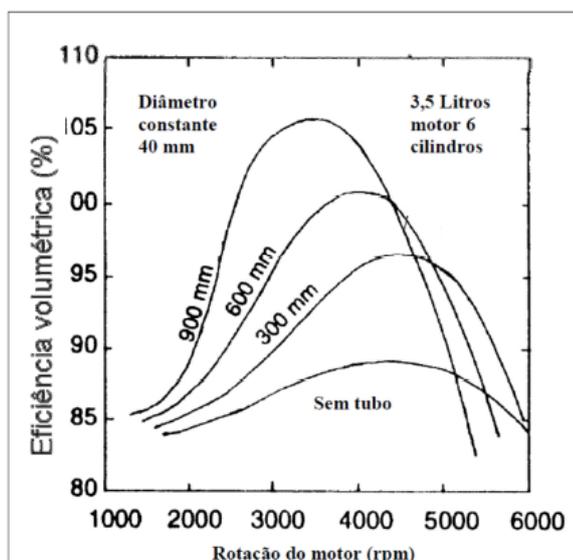


Fonte: (CALVAGLIERI, 2014)

Segundo Calvaglieri (2014, apud BLAIR, 1999), os fluxos de gases no sistema de admissão ou de escape de um motor são transientes, ou seja, suas pressões, temperaturas e velocidades de fluxo em um determinado ponto no duto depende do tempo. Devido a este fenômeno, coletores de admissão funcionam como ressonadores, entregando maior eficiência volumétrica a uma determinada velocidade de rotação, ou frequência, do motor.

No trabalho de Afonso (2015), foi feito o dimensionamento de um coletor de admissão utilizando também a modelagem unidimensional para a otimização da eficiência volumétrica de um motor em uma dada rotação.

Figura 15 - Influência do comprimento do duto primário na eficiência volumétrica de um motor



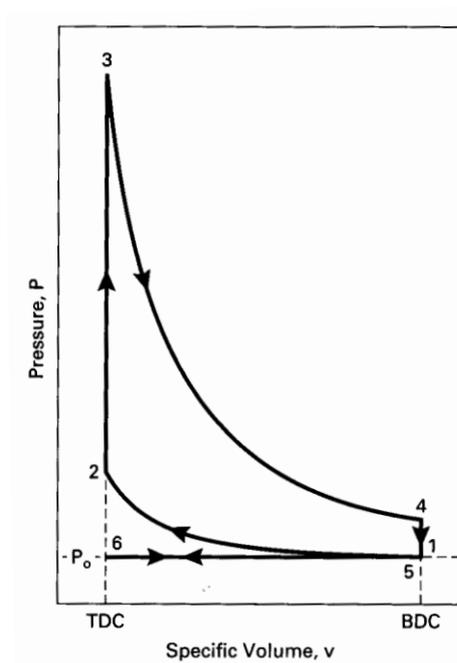
Fonte: (CALVAGLIERI, 2014, apud HEISLER, 1995)

A Figura 15 mostra que a eficiência volumétrica depende da geometria, do comprimento do duto, do coletor de admissão e da rotação do motor. É notável que o aumento do comprimento no duto primário reduz a rotação na qual ocorre a maior eficiência volumétrica.

2.16 O CICLO MILLER: O MOTOR SOBRE-EXPANDIDO

De acordo com Martins et al. (2004), em um motor do ciclo Otto convencional, no final do tempo da expansão há uma grande pressão no fluido ativo que é liberada para a atmosfera através do sistema de escapamento. Esta energia poderia estar sendo transformada em trabalho caso o tempo de expansão tivesse um curso maior: Na Figura 16 é possível notar que no estado número 4 ainda há uma pressão positiva sobre o pistão.

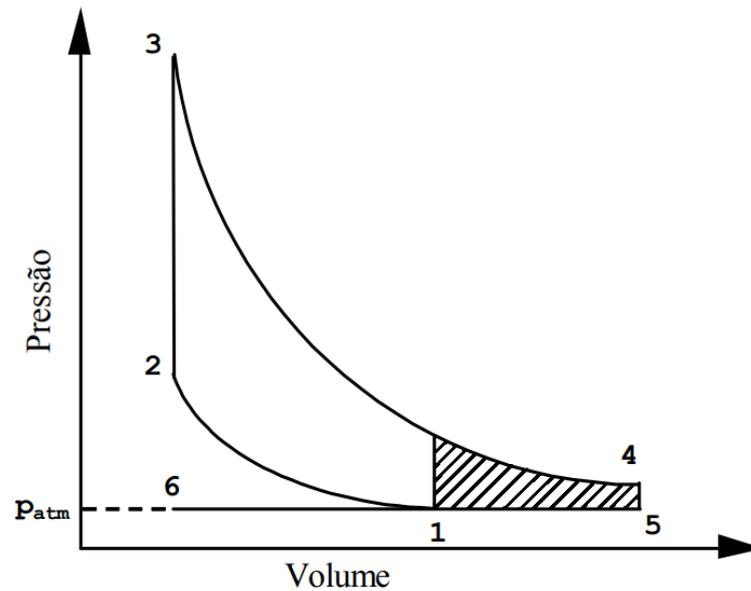
Figura 16 - O ciclo Otto ideal



Fonte: (PULKRABEK, 2004)

"O ciclo Miller é baseado em um ciclo Otto, tendo um curso de expansão que é maior que o curso de compressão." (MARTINS et al., 2004, apud FERGUSON; KIRKPATRICK, 2001). Pela complexidade de se desenvolver um motor com um curso de expansão diferente do curso de admissão, a válvula de admissão pode ser mantida aberta durante a compressão da mistura, devolvendo parte do fluido ativo de volta ao coletor de admissão. Esta solução faz com que exista uma razão de compressão efetiva do fluido ativo diferente da razão de expansão: A massa de ar contida no interior do cilindro é reduzida, permitindo uma razão de expansão maior, utilizando melhor a energia da combustão, aumentando a eficiência do motor.

Figura 17 - A sobre-expansão do ciclo Miller



Fonte: Adaptado de Martins e Ribeiro (2007)

A Figura 17 representa o conceito de sobre-expansão. A área em destaque representa o trabalho potencial que ainda poderia ser utilizado por um motor Otto caso fosse sobre-expandido.

Uma das desvantagens do ciclo Miller é a redução da massa de mistura ar-combustível por ciclo do motor. E como consequência disto, haverá uma redução tanto na potência indicada quanto na potência efetiva do motor.

De acordo com Martins et al. (2004), quando considerando uma razão de compressão efetiva da massa de ar fixa, o ciclo Miller, em teoria, conseguiria atingir eficiências indicadas muito superiores ao ciclo Otto, isto deve-se ao melhor uso da entalpia dos gases de escape do motor Otto.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção serão descritas todas as ferramentas, dados utilizados e o método a ser utilizado durante o desenvolvimento deste trabalho. Serão descritos também todos os elementos utilizados para a criação do modelo unidimensional

3.1 O MOTOR LIFAN LF-139F

O motor utilizado neste trabalho é o LIFAN LF-139F, motor utilizado pela Equipe EESCuderia Mileage na prova Shell Eco Marathon Brasil. Este motor é comumente utilizado em roçadeiras, não é um motor automotivo, seu projeto é simples e mostra que seu objetivo é um baixo custo e não uma eficiência elevada.

Este motor é monocilíndrico, 4 tempos, movido à gasolina com uma válvula de admissão e uma válvula de escape localizadas no cabeçote. Seus parâmetros como: Razão de compressão, diâmetro do pistão e curso foram tiradas do manual do fabricante:

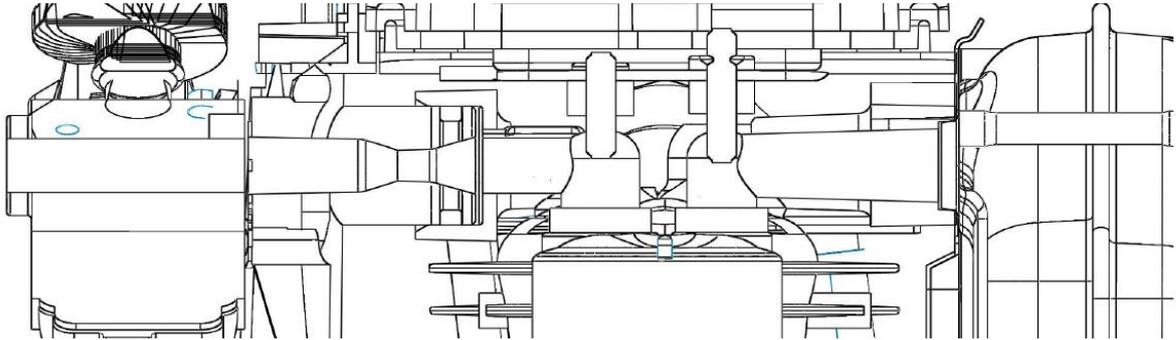
Tabela 4- Parâmetros do motor

Item	Descrição
Combustível	Gasolina
Diâmetro do cilindro	39 mm
Curso do pistão	26 mm
Volume deslocado	31 cm ³
Razão de compressão	8.2 : 1
Potência máxima	0.5 kW a 6500 RPM
Torque máximo	0.8 Nm a 5000 RPM
Consumo específico	450 g/kWh

Fonte: Adaptado de: (LIFAN POWER USA, 2017)

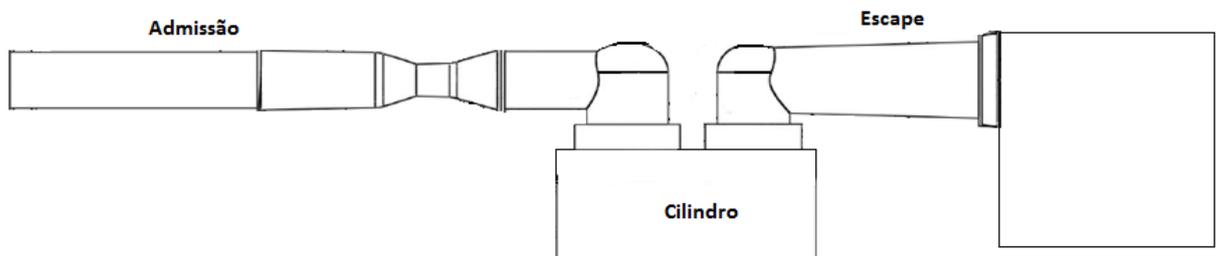
Os dados do sistema de admissão foram retirados de um modelo em CAD do motor em questão fornecido pela referida Equipe:

Figura 18 - Seção transversal do sistema de admissão e de escape do motor



Fonte: Do autor

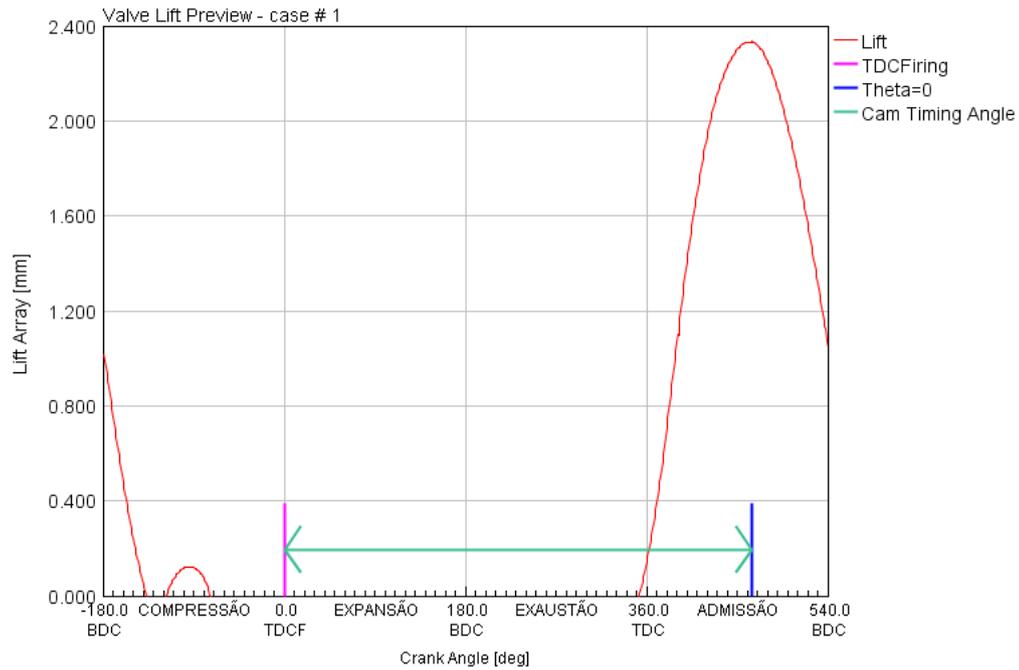
Figura 19 - Seção transversal simplificada



Fonte: Do autor

Para os perfis de abertura de válvulas de admissão e de ponto de centelha foram utilizadas as medições feitas no laboratório e utilizadas por Afonso (2015) feitos na Escola de Engenharia de São Carlos - USP:

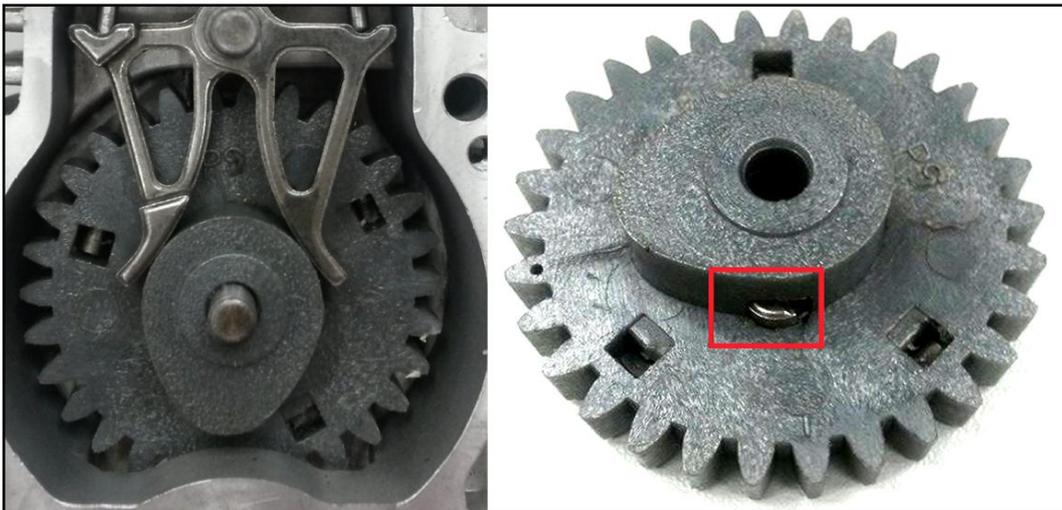
Figura 20 - Perfil medido da abertura de válvula de admissão do motor



Fonte: Do autor, extraído do software GT-SUITE

É possível notar que existe uma região de abertura de válvula após seu fechamento, fato que se deve a uma limitação construtiva da peça, como mostrada na figura abaixo:

Figura 21 - Detalhe do comando de válvulas

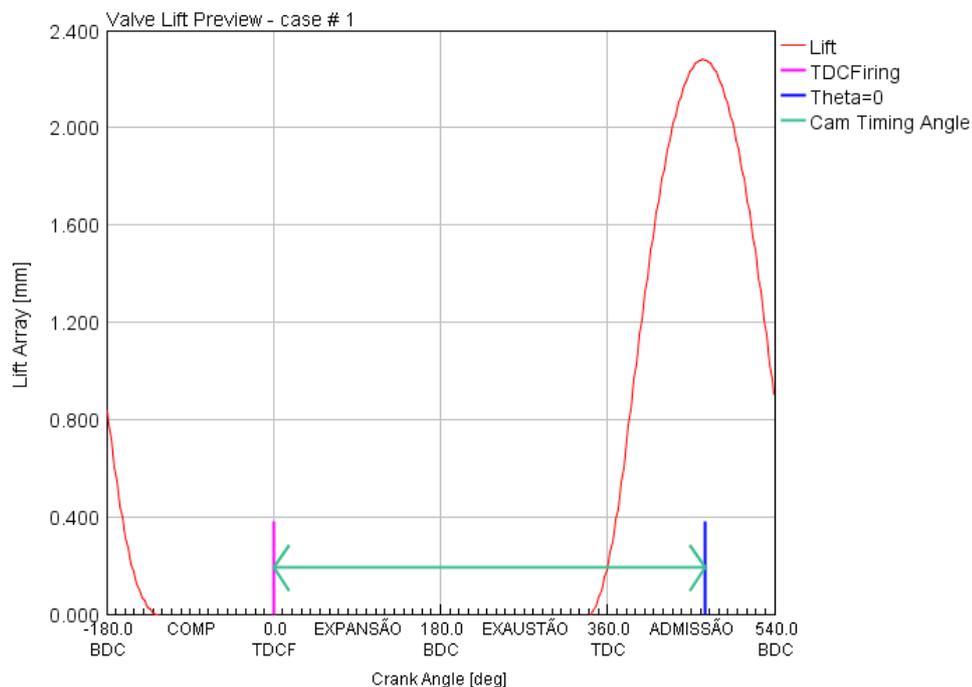


Fonte: Adaptado de Afonso (2015)

É possível notar na foto da esquerda da Figura 21 acima que o mesmo comando de válvulas é responsável pelo acionamento de ambas as válvulas de admissão e de escape.

Como a intenção é de otimizar o tempo de fechamento da válvula de admissão, e que para haver a aplicação do modelo deste estudo em um motor real deverá haver um reprojeto mecânico de componentes do motor, esta protuberância foi removida do modelo. Esta protuberância foi considerada um fator externo que poderia interferir na análise do tempo de fechamento da válvula de admissão.

Figura 22 - Remoção da protuberância no comando de válvulas



Fonte: Do autor, extraído do software GT-SUITE

3.2 O SOFTWARE PARA A SIMULAÇÃO UNIDIMENSIONAL DO MOTOR

O software utilizado para a modelagem e simulação matemática do motor é o GT-SUITE da Gamma Technologies. Ele contém diversas bibliotecas embutidas, com equações de fluxo, térmicas, mecânicas, muitas delas serão utilizadas neste trabalho e descritas em conjunto com os componentes do modelo.

Neste trabalho, ele será utilizado em toda a modelagem. Os seus resultados serão avaliados de acordo com as bibliografias buscando a redução do consumo específico do motor em questão.

3.3 O MÉTODO A SER UTILIZADO

Será desenvolvido um modelo no software GT-SUITE com as ferramentas citadas neste tópico para a representação do motor existente. A partir deste modelo, serão feitas análises para traçar sua curva de desempenho e será encontrada a faixa de rotação com menor consumo específico.

Nesta faixa de rotação de menor consumo específico serão feitas análises variando o ângulo da centelha buscando estudar seus efeitos no motor, observando torque, potência, consumo específico, pressões no cilindro e a ocorrência de detonação.

Após isto será desenvolvido um modelo para simular uma geometria do comando de válvulas, variando o ângulo de fechamento da válvula de admissão. De acordo com Martins et al. (2004), ao atrasar o tempo de fechamento da válvula de admissão a eficiência volumétrica será reduzida. Serão avaliados tempos de fechamento de válvulas de admissão deste o PMI ao PMS durante o tempo de compressão. Espera-se que a vazão mássica e eficiência volumétrica se aproximem de zero conforme for aumentando este atraso de fechamento da válvula de admissão.

A partir deste modelo de geometrias de comando de válvula, será feito uma análise buscando visualizar os efeitos do tempo de fechamento da válvula de admissão na massa de ar aspirada em um ciclo, na eficiência volumétrica, no torque, na potência e no consumo específico. Com isto será traçada uma curva da vazão mássica de ar com o ângulo de fechamento da válvula de admissão.

Será feita uma análise variando o ângulo de ignição e razão de compressão para o ponto com maior eficiência volumétrica buscando uma relação entre razão de compressão, ângulo de ignição e consumo específico. Com isto será encontrada a maior potência efetiva deste modelo. Durante esta análise, os pontos nos quais forem detectadas a detonação, serão destacados e removidos.

Após isto, a curva de vazão mássica de ar será discretizada em vários pontos e o mesmo procedimento será feito para diferentes valores de tempo de fechamento da válvula de admissão. O ponto de ignição, razão de compressão e tempo de fechamento da válvula de admissão serão variados em alguns casos buscando uma relação para o ângulo de fechamento de válvula de admissão ótimo. Será avaliada a ocorrência da detonação e os pontos serão

destacados e removidos da análise. Nesta análise será possível identificar o ponto com ângulo de admissão, tempo de fechamento de válvula de admissão e razão de compressão ótimos.

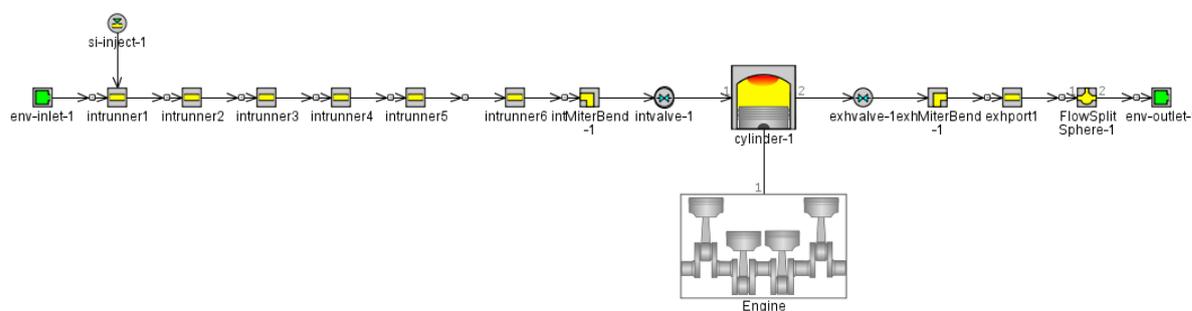
Outra curva de desempenho será feita com estas variáveis otimizadas e comparadas com os valores da curva de desempenho originais.

Ao final da análise, serão resumidas as observações feitas no modelo, o impacto destas modificações nos componentes mecânicos do motor já existente e o que deve ser feito para se aplicar este modelo no projeto do motor real.

3.4 OS COMPONENTES DO MODELO

O software possui bibliotecas com componentes que podem ser utilizados na modelagem unidimensional do motor, a modelagem é feita em blocos com os componentes modelados em blocos como mostra a Figura 23.

Figura 23- Blocos do modelo



Fonte: Do autor, extraído do software GT-SUITE

Estes objetos são divididos em famílias de objetos que podem ter mais de um objeto dentro de seu conjunto. As famílias são:

3.4.1 *EndEnvironment*

Esta família de objetos descreve as condições ambientais de pressão, temperatura e composição do fluido. Há 2 objetos utilizados no modelo: *env-inlet-1* e *env-outlet-1* representando as condições atmosféricas na admissão e no escape, respectivamente. As condições utilizadas foram: 1 atm, 25°C e o fluido Ar, descrito logo abaixo.

3.4.2 *FluidMixture*

Esta família de objeto é utilizada para fazer misturas de outros líquidos e gases, no caso, há apenas uma mistura definida: *air*, que é o objeto que contém as características do ar, é definido com os parâmetros da biblioteca do software para uma mistura de 23,3% de O₂ e 76,7% de N₂.

3.4.3 *PipeRound*

Esta família é utilizada para modelar tubulações com seção transversal circular. É possível variar o diâmetro de entrada de saída do objeto, tanto como incluir uma curvatura. Os objetos desta família utilizam equações para descrever o fluxo, transferência de calor e queda de pressão. É a família com o maior número de objetos: *intrunner1*, *intrunner2*, *intrunner3*, *intrunner4*, *intrunner5*, *intrunner6* na modelagem do sistema de admissão e o *exhport1* na modelagem do sistema de escapamento. Os parâmetros que foram definidos nestes objetos são: Diâmetro de entrada, diâmetro de saída, comprimento, comprimento de discretização e temperatura imposta na superfície.

O comprimento de discretização o comprimento no qual o objeto vai ser subdividido nos cálculos, isto tem impacto nas ondas de pressão do coletor de admissão. O software recomenda utilizar aproximadamente 40% do diâmetro do cilindro no sistema de admissão e 55% do cilindro no sistema de escape para análises gerais, estes valores foram adotados.

Tabela 5 - Tabela de parâmetros PipeRound

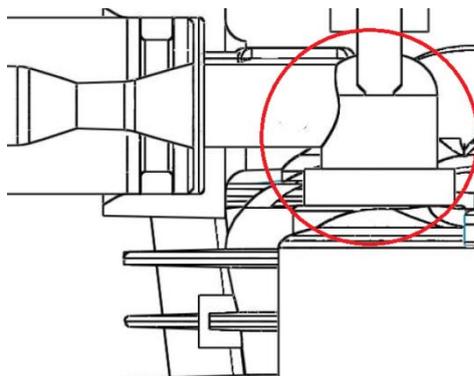
Objeto	Diâmetro de entrada	Diâmetro de saída	Comprimento	Temperatura da superfície
<i>intrunner1</i>	9,12 mm	9,12 mm	33,5 mm	300 K
<i>Intrunner2</i>	9,12 mm	9 mm	17 mm	
<i>Intrunner3</i>	9 mm	6.6 mm	5.5 mm	
<i>Intrunner4</i>	6.6 mm	6.6 mm	5.5 mm	
<i>Intrunner5</i>	6.6 mm	9.3 mm	6.5 mm	
<i>Intrunner6</i>	9.3 mm	9.3 mm	10.5 mm	
<i>exhport1</i>	9,92 mm	11.5 mm	25 mm	550 K

Fonte: Do autor

3.4.4 *MiterBend*

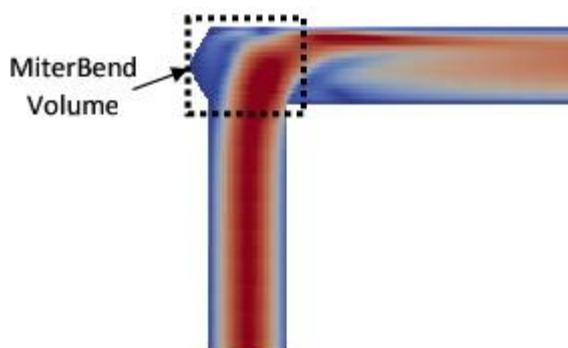
Esta família de objeto é utilizada para modelar mudanças bruscas na direção do fluxo. Ela foi utilizada para modelar as curvas próximas às válvulas:

Figura 24- Detalhe da mudança de direção do fluxo de gases



Fonte: Do autor

Figura 25 - Representação do MiterBend



Fonte: Extraído do software GT-SUITE

Foram utilizados 2 objetos desta família no modelo: *intMiterBend-1* e *exhMiterBend-1*. Ambos tiveram suas dimensões extraídas do modelo CAD: Diâmetro de 9.3 mm na admissão, diâmetro de 9.92 mm no escape e ângulo de 90° em ambos os casos.

3.4.5 *FlowSplitSphere*

Esta família de objetos é utilizada para modelar um volume esférico que pode ter diversas entradas e saídas. Ele foi utilizado no objeto *FlowSplitSphere-1*, com uma única entrada e uma única saída, simulando o volume do escapamento do motor.

3.4.6 *InjAFSeqConn*

É uma família com apenas um objeto, *si-inject-1*. Este objeto é responsável por regular a quantidade de combustível injetada, formando uma mistura ar-combustível na proporção desejada. Para este modelo, foi utilizada uma razão ar-combustível estequiométrica.

3.4.7 *FluidLiqIncompress*

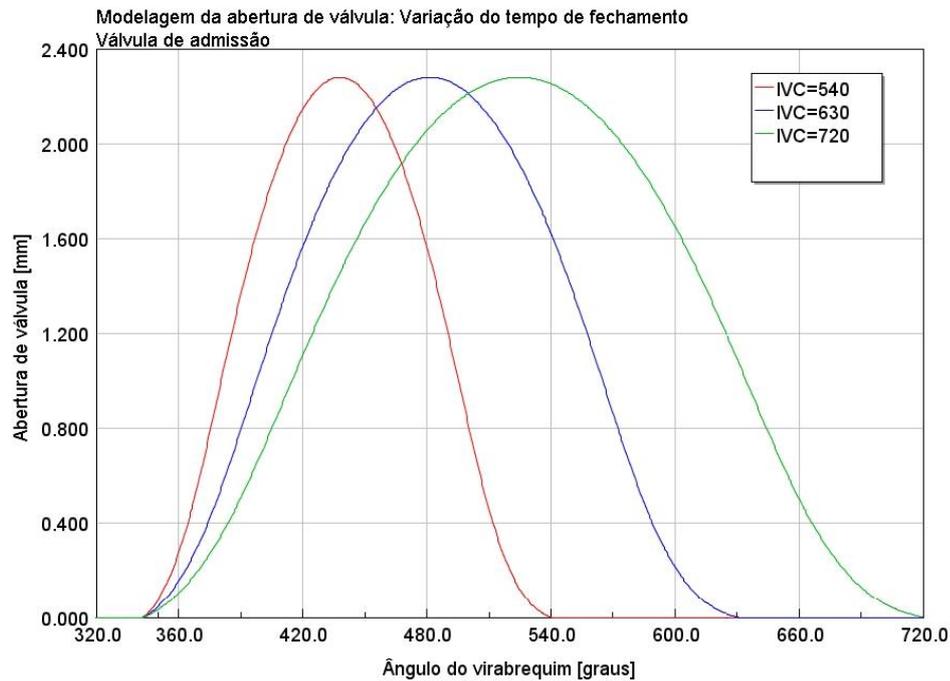
Esta família é utilizada para descrever líquidos incompressíveis que serão injetados e vaporizados no sistema. O objeto utilizado é chamado de *indolene-combust*, elemento da biblioteca do software com as propriedades da indolina, substância simples com propriedades semelhantes a da gasolina, que por sua vez é composta de diversos constituintes, dificultando sua modelagem. Esta substância foi recomendada pelo software para a representação da gasolina.

3.4.8 *ValveCamConn*

Esta família de objeto é utilizada para representar as válvulas de um motor alternativo. Foram utilizados 2 objetos desta família, *intvalve-1* e *exhvalve-1* para a modelagem das duas válvulas do cilindro. Seus diâmetros foram retirados do modelo CAD de 13,45 mm para a válvula de admissão e de 12 mm para a válvula de escape. Os perfis de levantamento, do comando, de válvulas utilizados foram os medidos por Afonso (2015) na Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo.

Para a variação do tempo de fechamento da válvula de admissão, *Intake valve close (IVC)*, será feito um modelo para alterar seu perfil mantendo o ângulo de abertura da válvula constante. Neste modelo do perfil de válvulas, seu eixo das abscissas será multiplicado por um fator de ângulo para atingir tempos de fechamento de válvulas diferentes. A abertura máxima da válvula não será alterada. E o tempo de abertura da válvula será mantido constante.

Figura 26 - Modelagem do perfil do comando de válvulas para variar o tempo de fechamento



Fonte: Do autor

Nota-se que há não apenas uma variação do tempo de fechamento da válvula de admissão ao utilizar este modelo, há também uma variação na velocidade de abertura e fechamento da válvula: A velocidade é reduzida com o atraso do fechamento da válvula.

3.4.9 EngCylinder

Há apenas um objeto desta família, já que o motor é monocilíndrico. Este objeto é utilizado para especificar as características do cilindro do motor. Nele é possível inserir o objeto da temperatura das superfícies e do modelo de combustão utilizados. Para as temperaturas das paredes internas do cilindro foram utilizados os valores de referência sugeridos pelo software: Temperatura do cabeçote de 550 K, temperatura do pistão de 590 K e temperatura do cilindro de 450 K. O modelo de troca térmica do cilindro utilizado é o da correlação de Woschni, já integrado no programa. Para as razões de área com relação à área do cilindro para o cabeçote e para o pistão: Como o pistão tem o topo plano, a razão de área é 1:1; Para o cabeçote foi adotado o valor sugerido pelo software de 1.15:1.

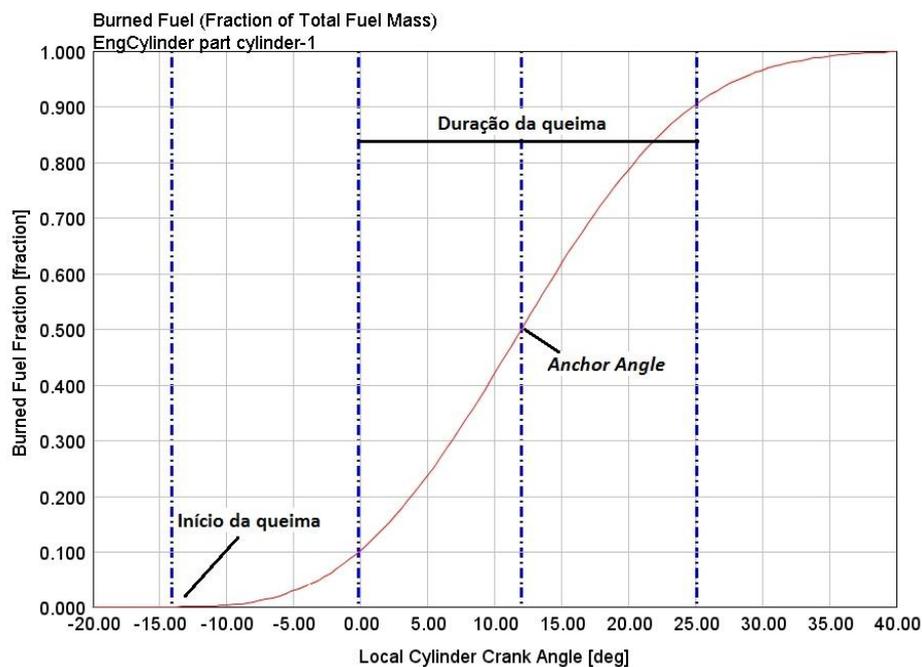
3.4.10 EngCylCombSIWiebe

Este objeto, determina a fração mássica da mistura que foi queimada de acordo com a função de Wiebe, descrita anteriormente. Para a caracterização da função, são definidos 3 parâmetros: *Anchor Angle*, *Duration* e o fator de forma. O *Anchor Angle* é o ângulo no qual

50% da mistura foi queimada; A duração da queima é a duração em ângulos que a combustão leva para queimar de 10% a 90% da mistura; O fator de forma é o expoente da função de Wiebe, como mostrado anteriormente e seu valor padrão sugerido pelo software para motores de combustão é 2.

Para a duração da queima foi utilizado o valor de 25° como sugerido pelo software. Para definir o *Anchor Angle*, foi utilizado o ponto que maximizava o trabalho positivo do ciclo, como mostrado na Figura 9 - Pressão no cilindro de um motor de ignição por centelha.

Figura 27 - A função de Wiebe no objeto da combustão



Fonte: Do autor

3.4.11 *EngCylKnock*

Este objeto é implementado para prever a ocorrência de detonação. Como citado no tópico 2.12 - Detonação em motores de ignição por centelha, ele é responsável por integrar durante os ciclos o atraso de autoignição como mostrado na fórmula 2-17:

$$\int_{t=0}^{t_a} \frac{dt}{\tau(t)} = \int_{t=0}^{t_a} \frac{dt}{Ap^{-n}(t) \exp\left(\frac{B}{T(t)}\right)} = 1 \quad (2-17)$$

O modelo matemático de previsão de detonação utilizado foi o de Douaud e Eyzat (1979) para um combustível com número de octanagem 91, divulgado pela Petrobras (2015) para a sua gasolina Premium. Todos os coeficientes utilizados neste modelo foram retirados

dos estudos feitos por Douaud e Eyzat (1979) e a gasolina se encaixa neste modelo que abrange a faixa de 80 a 100 de octanagem.

3.4.12 *EngineCrankTrain*

Este objeto, *Engine*, é utilizado para representar os motores alternativos, onde são feitos todos os cálculos mecânicos. Neste objeto se define o tipo do motor: 4 tempos; A velocidade de operação, que vai variar de caso a caso na análise; O objeto da geometria do cilindro *geom* e o Objeto de atrito, *friction*.

3.4.13 *EngineCylGeom*

Este objeto, *geom*, é utilizado para especificar a característica de cada um dos cilindros de um motor: Diâmetro do cilindro, curso do pistão, comprimento da biela, razão de compressão. O diâmetro do cilindro (39 mm), curso do pistão (26 mm) e razão de compressão do motor original (8,2:1) foram retirados do manual do proprietário, o comprimento da biela (46,65 mm) foi medido no laboratório.

3.4.14 *EngFrictionCF*

Este objeto utiliza o modelo de Chen e Flynn (PIPITONE, 2009, apud CHEN, S. K.; FLYNN, P. F., 1965) para a modelagem do atrito no motor, como descrito anteriormente.

Neste modelo são necessárias 4 variáveis e para elas foram utilizados os valores sugeridos pelo software: Uma parte constante da potência de atrito (0,4 bar), um fator da pressão de pico do cilindro (0,005), um fator de velocidade média do pistão (0,09 bar/(m/s)) e um fato do quadrado da velocidade média do pistão (0,0009 bar/(m²/s²)).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados das análises feitas em cima do modelo no software GT-SUITE descrito no Capítulo 3 acima. A sequência da análise foi a descrita durante os métodos e nesta mesma sequência os resultados serão apresentados.

A partir deste ponto, é necessário definir uma convenção para os tempos do motor em ângulos do virabrequim. O zero deste sistema adotado foi no ponto morto superior após a compressão. Um ciclo do motor 4 tempos corresponde a 720° , duas voltas, do virabrequim, logo os ciclos estarão referenciados da seguinte forma, em ângulos do virabrequim:

-Expansão: 0° a 180°

-Exaustão: 180° a 360°

-Admissão: 360° a 540°

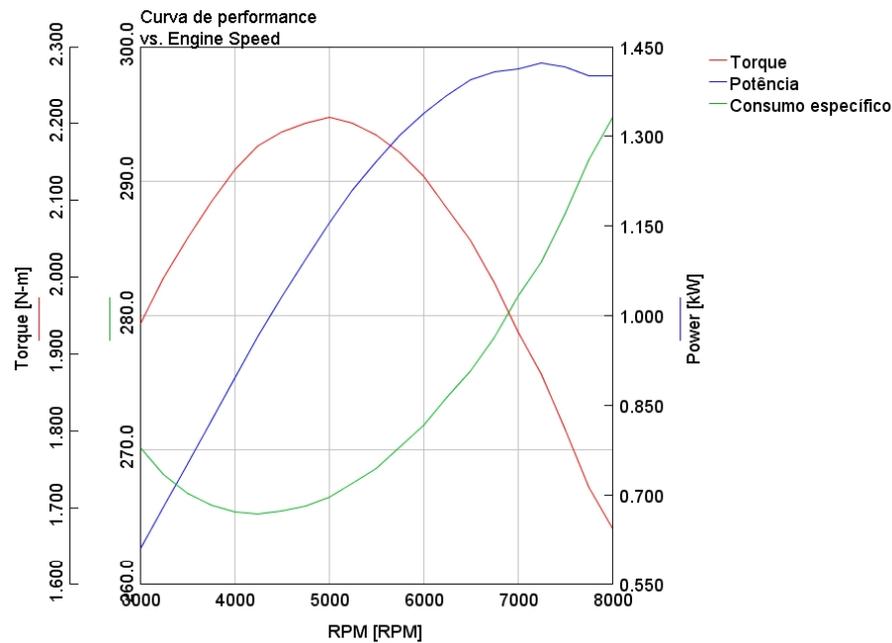
-Compressão: 540° a 720°

4.1 ANÁLISE DO MOTOR ORIGINAL DE FÁBRICA

A análise do motor foi feita com os perfis de comando de válvula medidos no motor real e considerando a protuberância existente na peça física com a finalidade de checar o comportamento do motor base.

Para esta análise, foi traçada a curva de 3000 a 8000 RPM com passos de 250 RPM, registrando potência, torque e consumo específico do motor.

Figura 28 - Curva de performance do motor com comando com protuberância



Fonte: Do autor

O torque máximo atingido foi de 2,21 Nm a 5000 RPM e a potência máxima foi de 1,42 kW de 6750 a 7250 RPM. O menor consumo específico foi de 265,26 g/kWh.

É notável nesta figura que a faixa de rotação de torque e de potência estão próximos dos valores divulgados no manual, 5000 RPM para torque máximo e 6500 RPM para potência máxima. Os valores absolutos de torque e potência estão diferindo dos valores do manual, isto pode ser devido a ineficiências do motor durante a formação da mistura homogênea e a ineficiências mecânicas elevadas.

Segundo o fabricante, o motor base tem um consumo específico de 450g/kWh para gasolina. Considerando um poder calorífico inferior da gasolina de 9400 kcal/kg:

$$9400 \text{ kcal/kg} = 10,92 \text{ kWh/kg}$$

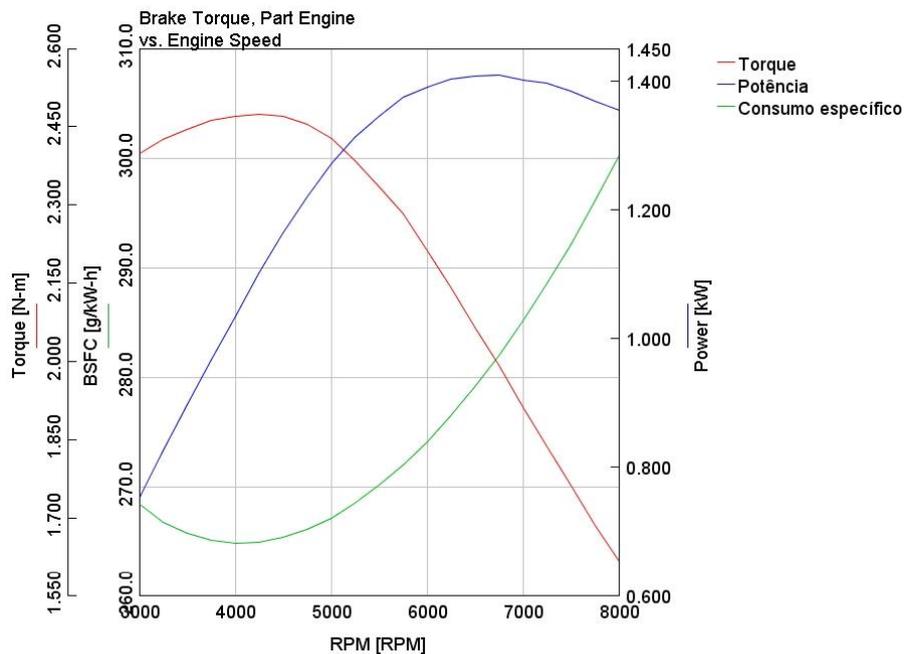
Ou seja, o calor total fornecido de 1kg de gasolina é 10,92 kWh. Com um consumo específico de 450g/kWh, o motor produz apenas 2,222 kWh de trabalho útil com 1kg de gasolina, o que nos leva a entender que a eficiência global do motor divulgado é de apenas 20,34%, indicando que pode haver, de fato, alguma ineficiência muito grande neste motor.

4.2 A ANÁLISE DO MOTOR COM A PROTUBERÂNCIA NO COMANDO REMOVIDA

Para que não haja fatores externos influenciando no modelo desta etapa em diante, a protuberância no comando de válvulas foi removida, com isto, foi simulada uma nova curva de desempenho para verificar o comportamento do modelo após esta correção.

A mesma curva de desempenho comparativa foi traçada para este modelo, de 3000 a 8000 RPM com passos de 250 RPM:

Figura 29 - Curva de desempenho após correção no perfil de comando de válvula

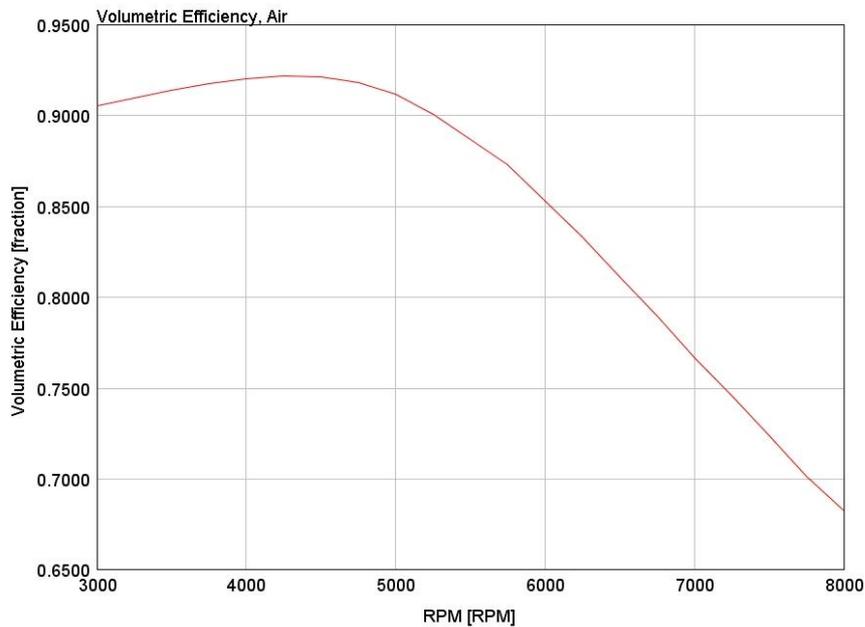


Fonte: Do autor

Com isto, verificou-se que o torque máximo foi de 2,47 Nm a 4250 RPM e a potência máxima foi de 1,41 kW a 6750 RPM. O consumo específico foi de 264,85 g/kWh. É possível notar que houve um pequeno deslocamento de todas as curvas para a esquerda, favorecendo mais a região de rotação mais baixa.

A partir desta figura, nota-se que a região de 4000 RPM apresenta o menor consumo específico da curva, a partir desta velocidade que serão feitas as análises seguintes. Este ponto também é interessante para as próximas análises por estar na região de máxima eficiência volumétrica do motor:

Figura 30 - Eficiência volumétrica do motor original de fábrica sem a protuberância



Fonte: Do autor

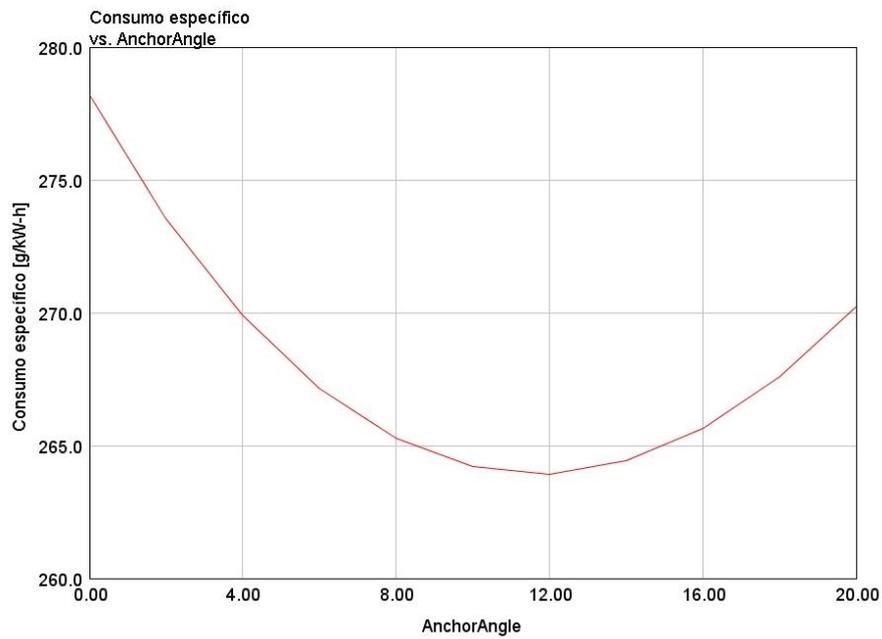
É interessante tratar da região de maior eficiência volumétrica pois maiores serão as pressões de pico atingidas, favorecendo a detonação, fator que será limitante para o aumento da razão de compressão nas análises seguintes.

Outro fator interessante é que a detonação é mais provável nas rotações baixas do motor, uma vez que ela depende do intervalo de autoignição para ocorrer: Em rotações baixas há um maior intervalo de tempo no qual a mistura fica submetida a uma pressão maior. Trabalhar com o modelo nas rotações baixas já previne a ocorrência de detonação em rotações mais altas, que também serão checadas nas curvas de desempenho, avaliando a ocorrência de detonação em toda a faixa de velocidade.

4.3 EFEITO DO ÂNGULO DE IGNIÇÃO

Conforme citado em Heywood (1988), o ângulo de ignição é um fator que influencia no desempenho de motores de combustão interna. Nesta análise, foram avaliados os efeitos do ângulo de ignição no consumo específico do motor, para isto, foi traçado um gráfico variando o *Anchor Angle* de 0 a 20° com um passo de 2°.

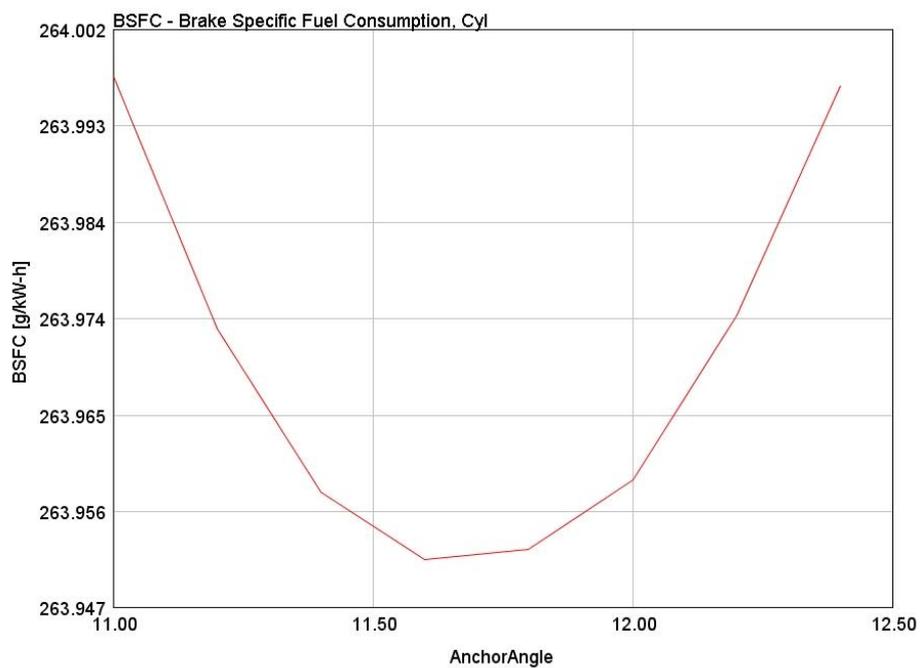
Figura 31 - Consumo específico x Anchor Angle para o motor original de fábrica sem a protuberância



Fonte: Do autor

Para melhor encontrar o ângulo de menor consumo específico, foi realizada outra simulação com a resolução de 0.2° de 11 a $12,4^\circ$:

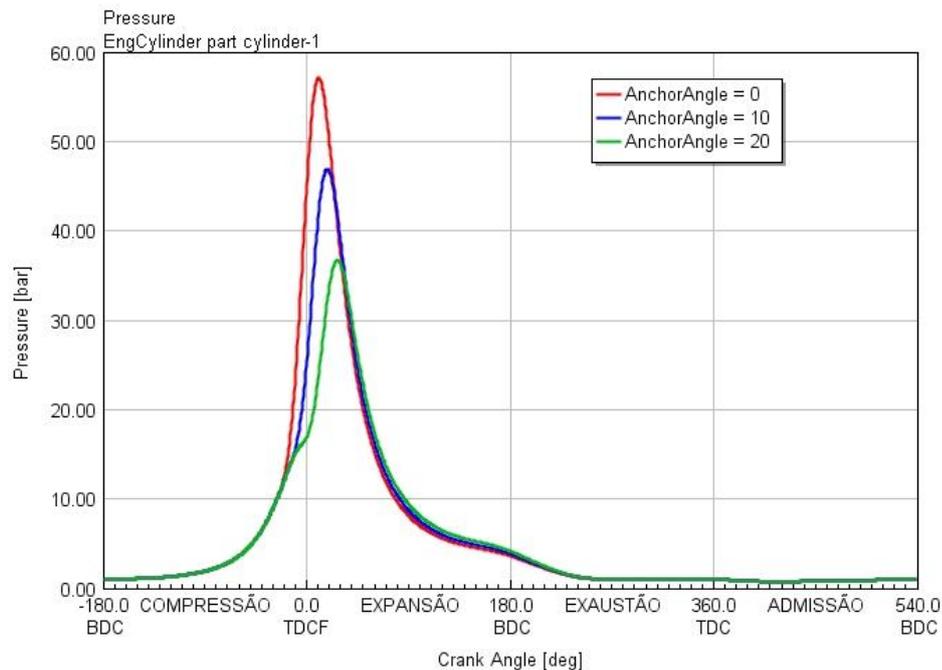
Figura 32 - Detalhamento ao redor do ponto ótimo para o Anchor Angle para o motor original de fábrica sem a protuberância



Fonte: Do autor

É possível notar que o comportamento geral do modelo foi de acordo com o esperado a partir da análise bibliográfica. Contudo, na figura 32, é possível notar na escala do eixo das ordenadas que uma variação muito pequena no ponto da centelha não cria uma diferença expressiva no consumo específico do motor. Mas há de fato um ponto de ignição ótimo que minimiza o consumo específico do motor.

Figura 33 - O efeito do ângulo da centelha na curva de pressão



Fonte: Do autor

Conforme visto em Brunetti (2012a), com o adiantamento da centelha, haveria aumento na pressão do cilindro e aumento no trabalho negativo produzido. Com o atraso da centelha, haveria redução na pressão do cilindro e redução no trabalho positivo do ciclo. Esta Figura 32 desta análise representa graficamente os trabalhos positivos e negativos e as pressões do cilindro. A curva verde apresenta um trabalho positivo pequeno, devido ao atraso da centelha e a curva vermelha apresenta um trabalho negativo muito elevado, devido ao adiantamento da centelha. A curva azul representa um ponto próximo ao ponto de ignição ótimo.

A partir desta análise é possível concluir que o ângulo da centelha influi na pressão do cilindro, que por sua vez influi na detonação. Isto servirá como base para as análises a seguir, que avaliarão razão de compressão e ângulo de ignição em conjunto. Já que ambos influenciam na pressão e na ocorrência de detonação, ou seja, são variáveis concorrentes.

4.4 O EFEITO DA VARIAÇÃO DO PONTO DE IGNIÇÃO E DA RAZÃO DE COMPRESSÃO

Com base em Brunetti (2012a) , espera-se que a eficiência dos motores de combustão interna aumente de acordo com a razão de compressão, sendo limitada pela detonação.

De acordo com a análise anterior, ao atrasar o ponto de ignição, há uma perda de desempenho devido a uma redução de pressão no interior do cilindro e conseqüentemente do trabalho positivo.

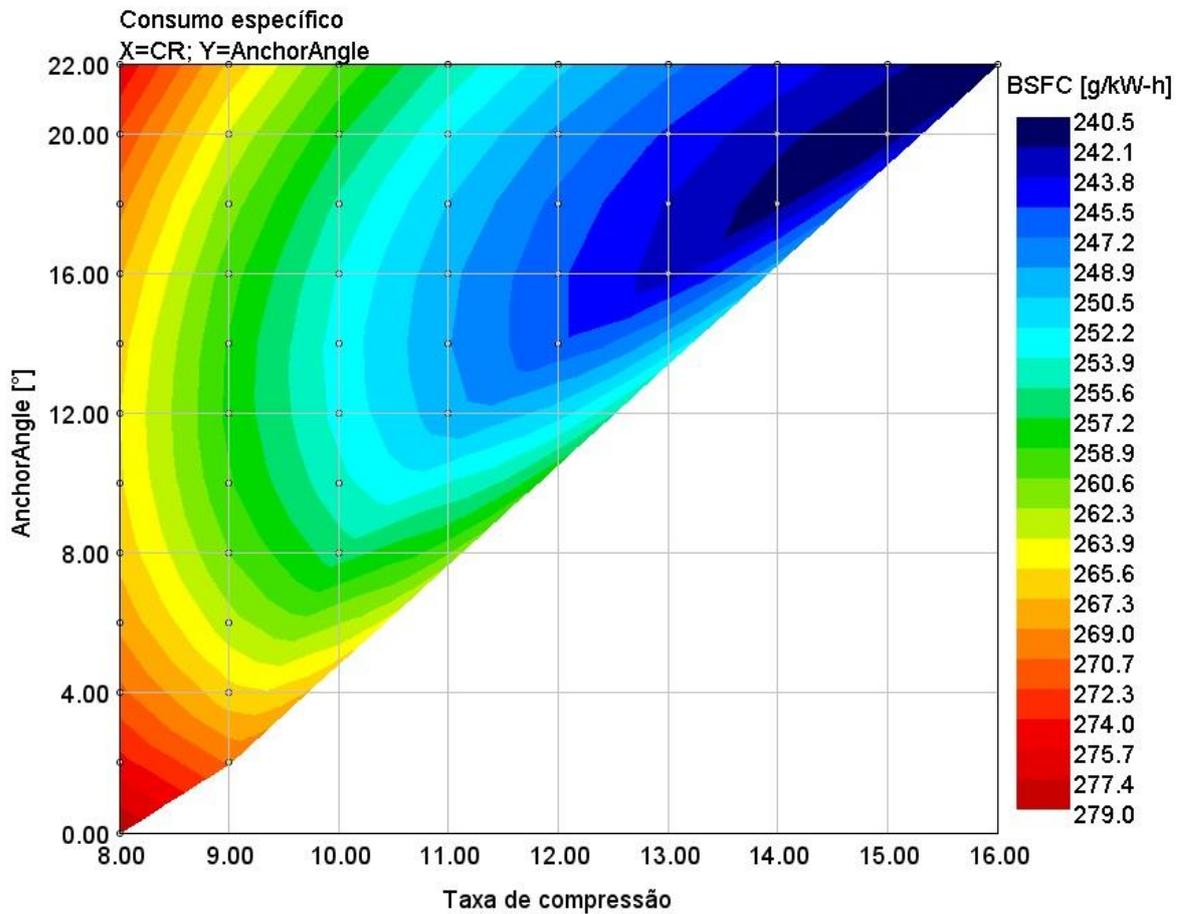
Como o limitante para maximizar o desempenho do motor é a ocorrência da pré-ignição, esta análise visa associar ambas características: O aumento da razão de compressão com a redução da pressão via um atraso no ponto de ignição.

Para esta análise será avaliada a ocorrência de detonação, fator que será visível, uma vez que haverá grande aumento na razão de compressão e variação no ponto de ignição. Quando ambas as variáveis causarem aumento na pressão do cilindro, espera-se que a detonação seja prevista no modelo.

Para isto, foi feito um mapeamento variando a razão de compressão simultaneamente com o *Anchor Angle*. As faixas de variação do *Anchor Angle* foi de 0 a 22°, com passos de 2° e para a razão de compressão a faixa foi de 8 a 16 com 1 unidade de passo. A análise foi realizada a 4000 RPM, na região de máxima eficiência volumétrica e menor consumo específico.

Como ambas as variáveis são dependentes, pois influenciam na pressão do cilindro, este estudo foi representado por um mapa de contorno com um gradiente de cores representando o consumo específico, mostrado na Figura 33:

Figura 34- Variação de razão de compressão e de Anchor Angle no motor original de fábrica a 4000 RPM



Fonte: Do Autor

A Figura 34 mostra o resultado do mapeamento realizado na análise. Cada ponto deste mostrado no gráfico é um ponto avaliado e os consumos específicos foram interpolados entre eles gerando o gradiente de cores.

A região em branco é definida pelos pontos onde foi prevista detonação e estes pontos foram removidos.

É possível notar que há um aumento da eficiência com o aumento da razão de compressão, comportamento previsto pela bibliografia. Para cada razão de compressão, é notável que existe um ponto ótimo para o ângulo de ignição.

O comportamento associado de ambas as variáveis mostra que as variáveis são concorrentes, ambas influenciam a ocorrência de detonação e o consumo específico do motor simultaneamente. A abordagem do problema requer uma análise simultânea de seus parâmetros. A dependência das variáveis é devido ao fato de ambas estarem associadas à

pressão do cilindro: Com o aumento da razão de compressão, um atraso no ponto de ignição é requerido, caso contrário, o sistema entrará na região de ocorrência da detonação devido ao aumento da pressão.

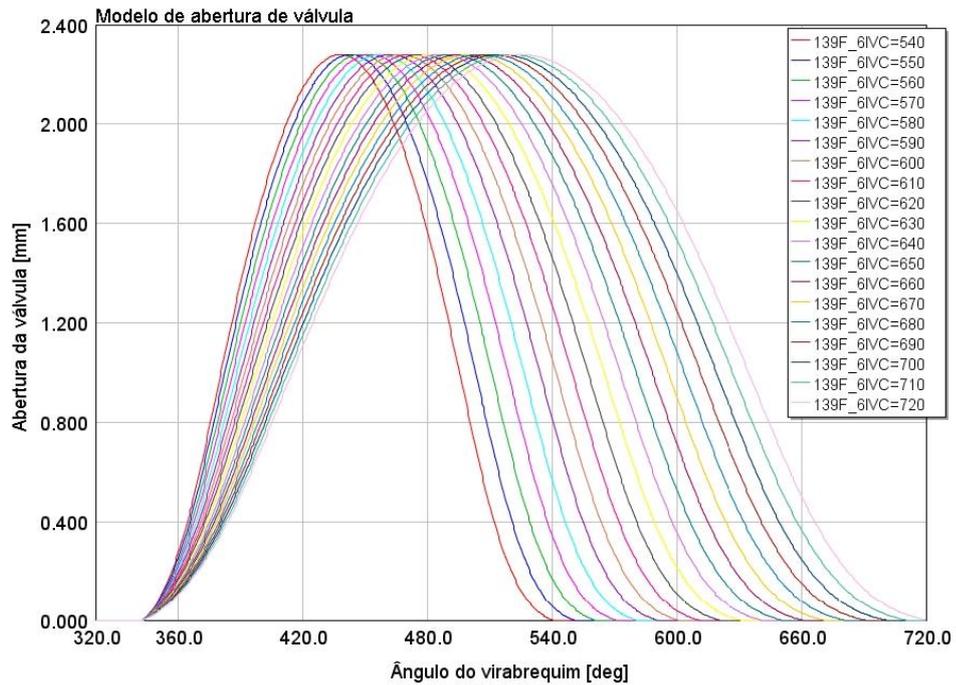
Observa-se na Figura 34 que para um dado ângulo de centelha, há uma razão de compressão limite, limitando o aumento da eficiência. A linha que delimita a ocorrência de detonação mostra que a razão de compressão máxima para um determinado ângulo de centelha e o ângulo da centelha são relacionados.

4.5 ANÁLISE DO FLUXO DE AR COM A VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE FECHAMENTO DA VÁLVULA DE ADMISSÃO

O objetivo desta análise é avaliar a influência do tempo de fechamento e de permanência da válvula de admissão no fluxo de ar, na eficiência volumétrica. Para se atingir o aumento da eficiência baseado no funcionamento segundo o ciclo Miller, a taxa de expansão deve ser maior do que a razão de compressão. Para conseguir esta relação sobre-expandida foi alterado o comando de válvulas, atrasando o fechamento da válvula de admissão, reduzindo a razão de compressão efetiva utilizando um retorno da mistura ao coletor de admissão como meio para reduzi-la.

Para gerar esta análise, foi feita a variação do ponto de fechamento da válvula de admissão, *Intake valve close (IVC)* de 540 a 720° do ciclo, do ponto morto inferior ao ponto morto superior durante o ciclo da compressão. Para isto, foi feita uma transformação do perfil do comando, como mostrado na Figura 26 - Modelagem do perfil do comando de válvulas para variar o tempo de fechamento: Suas posições no eixo das abscissas foram multiplicadas por um fator buscando atingir o tempo de fechamento da válvula desejado e sua posição foi realocada para que o ângulo de abertura permanecesse constante:

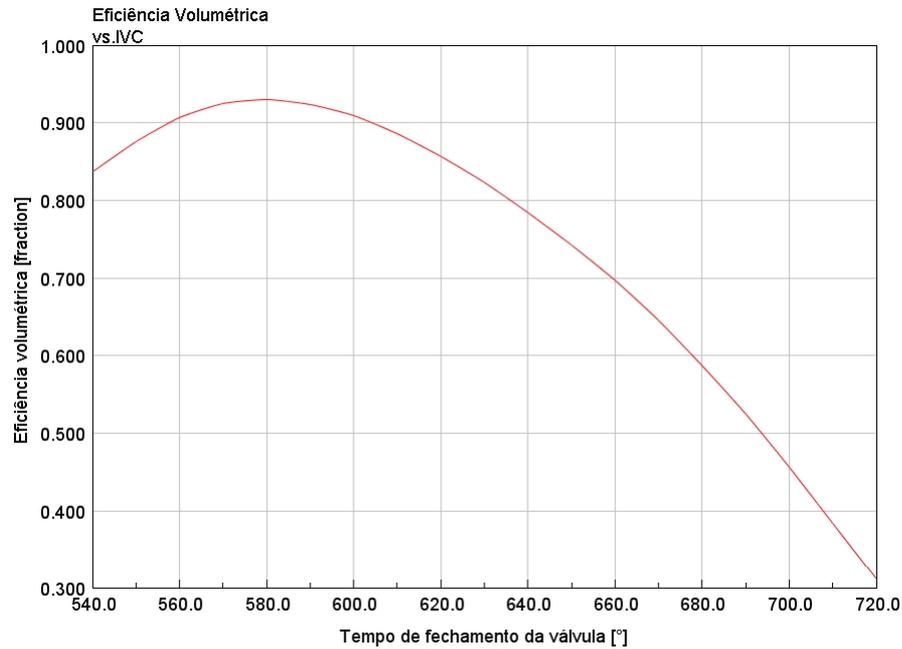
Figura 35- Perfis de comandos de válvula modelados para a análise



Fonte: Do autor

Como pode ser visto na Figura 35, para este modelo foram feitos perfis abrangendo tempos de fechamento de válvula deste o ponto morto inferior, 540°, ao ponto morto superior, 720°, com uma resolução de 10°. Conforme citado anteriormente, a análise foi feita a 4000 RPM.

Figura 36 - Eficiência volumétrica x IVC



Fonte: Do autor

Conforme esperado, a eficiência volumétrica depende do ponto de fechamento da válvula de admissão. É interessante notar que o ponto que maximiza a eficiência volumétrica não é o ponto morto inferior, ou seja, existe ar sendo admitido mesmo durante o ciclo de compressão.

O ponto que maximiza a eficiência volumétrica é em 580°, ou seja, a 40° a partir do início da compressão. Neste ponto a máxima eficiência volumétrica atingida foi de 93%. Ressaltando que esta análise foi feita a 4000 RPM, a eficiência volumétrica depende da rotação do motor, como mostrado em Afonso (2015).

Esta análise nos mostra o comportamento do fluxo de gases de acordo com a variação do tempo de fechamento da válvula. Conhecer tal comportamento é crucial para definir as regiões a serem analisadas para se reduzir o a massa de ar admitida.

Para utilizar as ideias do modelo de Miller, as análises seguintes tratarão a análise deste ponto de máximo em diante, ou seja, de 580° a 720°. Nesta faixa de ângulos de fechamento da válvula de admissão é onde há o fluxo reverso de gases durante o ciclo de compressão.

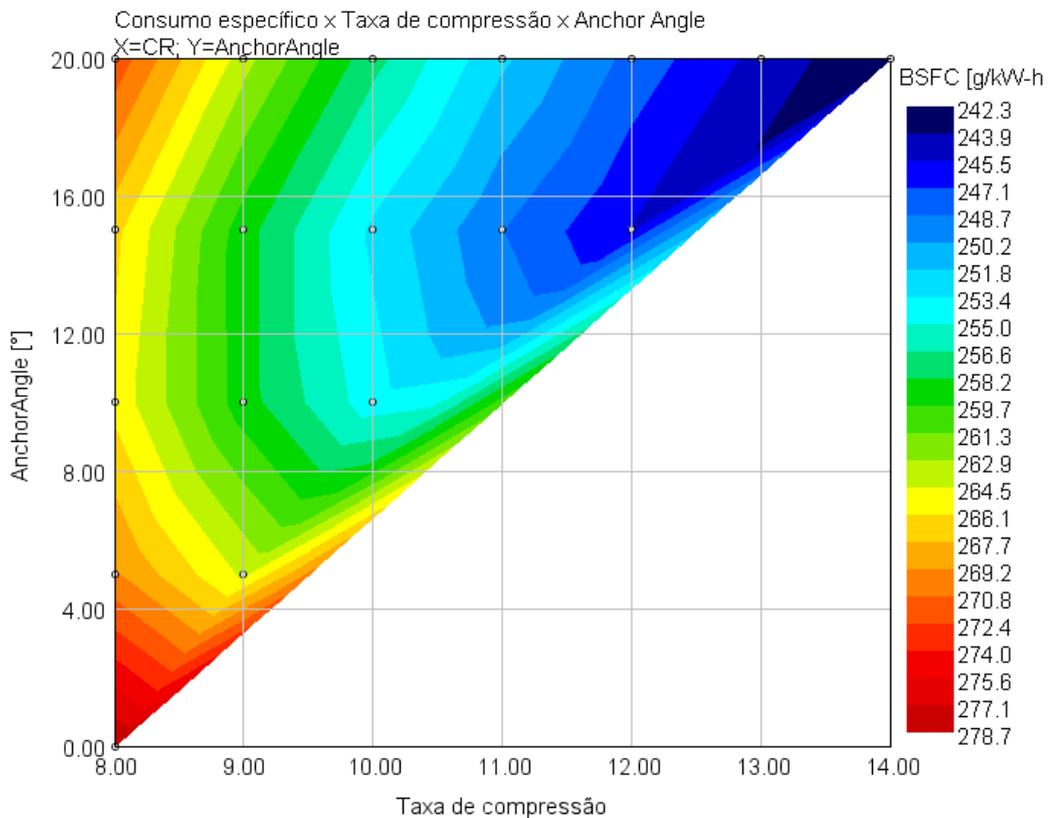
4.6 A OTIMIZAÇÃO DO CONSUMO ESPECÍFICO PARA O MODELO COM MAIOR EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

A região de maior eficiência volumétrica, por definição, é a região com maior massa de mistura admitida pelo motor. Esta região, com maior massa de mistura admitida, tem o maior potencial para a produção de trabalho em um ciclo, logo, tem potencial para a produção da maior potência indicada na dada rotação. Pela Figura 35, o ângulo de fechamento da válvula de admissão na qual ocorre a maior eficiência volumétrica é de 580° .

Para verificar o comportamento do modelo neste ponto de maior eficiência volumétrica, foi feito um mapeamento de razão de compressão e ângulo de ignição da mesma forma que foi feita no modelo inicial na rotação de 4000 RPM;

O primeiro mapeamento foi de uma razão de compressão de 8 a 14 e com um *Anchor Angle* de 0° a 20° :

Figura 37: Mapeamento do consumo específico para $IVC=580^\circ$

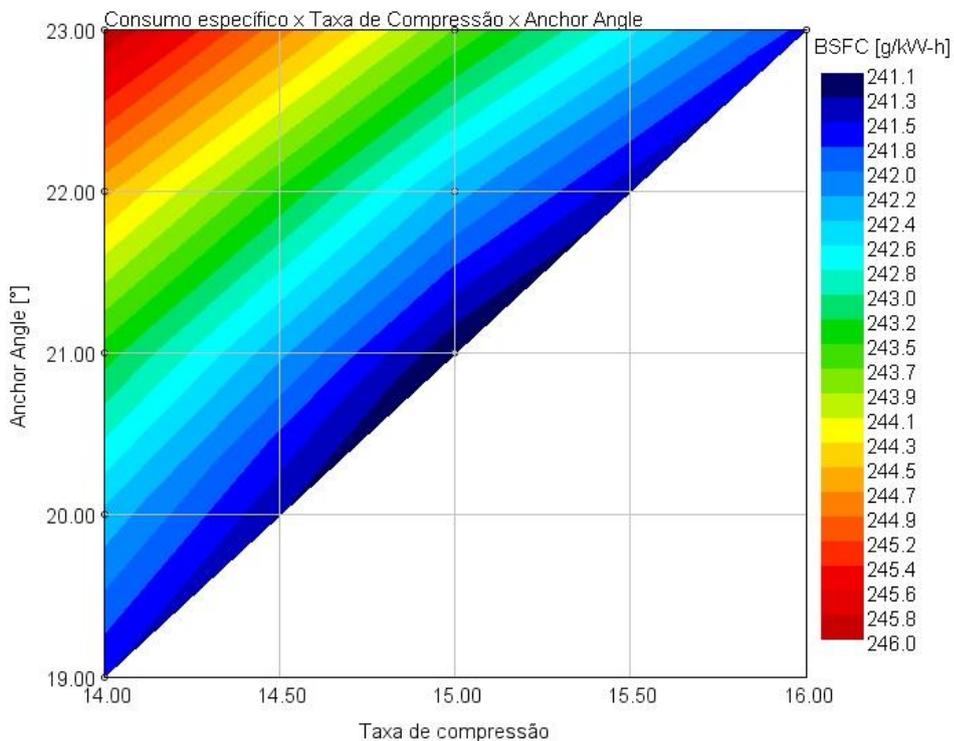


Fonte: Do autor

Verifica-se neste gráfico que a região com menor consumo específico não pôde ser atingida. A região mostrada em branco é a região na qual foi detectada a ocorrência de detonação. Espera-se que este seja o caso mais crítico para a ocorrência de detonação, uma vez que a massa de mistura admitida é a máxima, elevando a pressão no cilindro.

Como a região de mínimo consumo específico não ficou muito clara, foi feito um novo mapeamento, mapeando as taxas de compressão de 14 a 16 com *Anchor Angle* de 19 a 23, mostrado na Figura 38:

Figura 38 - Segundo mapeamento do consumo específico para IVC = 580°



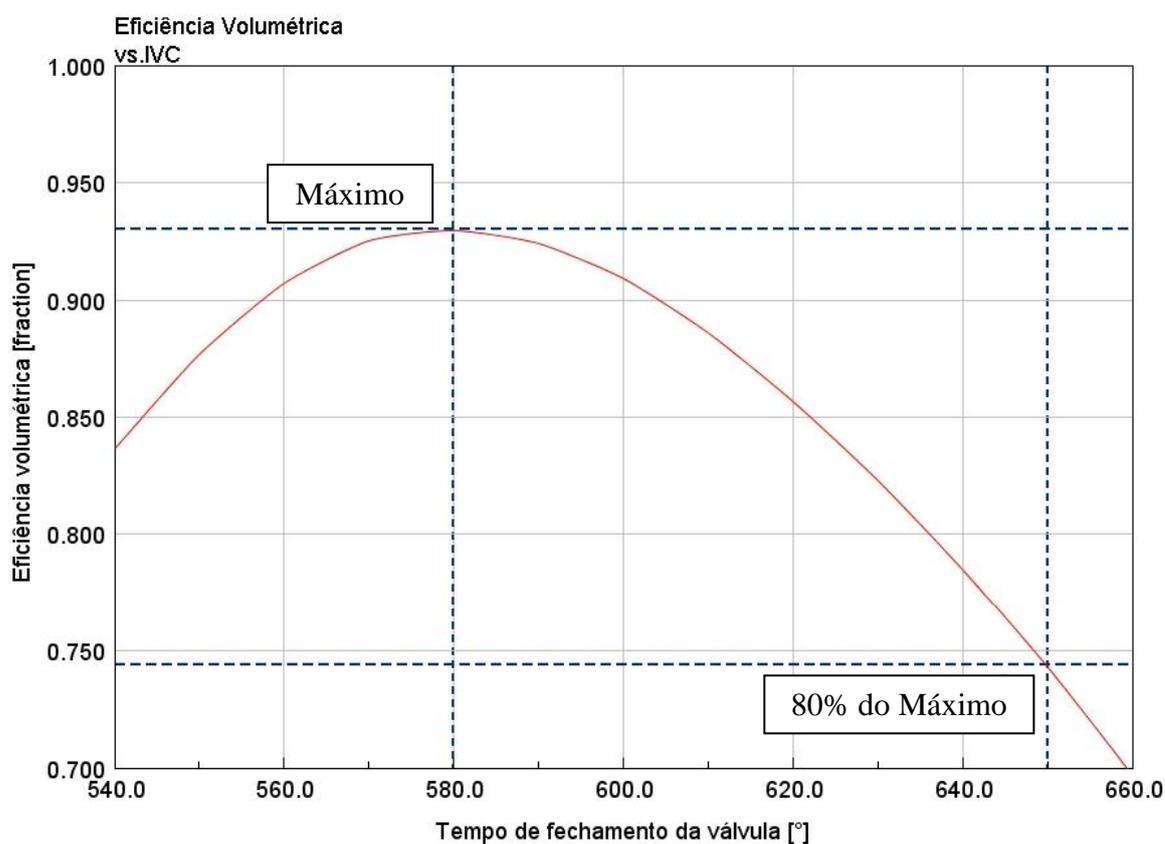
Fonte: Do autor

Neste mapeamento ficou claro o ponto onde ocorre o menor consumo específico. O menor consumo específico atingido foi em uma condição limite de detonação: 241 g/kWh com razão de compressão de 15:1 e *Anchor Angle* de 21°. Por se tratar de um mapeamento de um detalhe, a variação de consumo específico na região azul, embora visível, é ínfima.

4.7 MODELO PARA VERIFICAÇÃO DA TENDÊNCIA DE REDUÇÃO DO CONSUMO ESPECÍFICO COM O ATRASO DO FECHAMENTO DA VÁLVULA

O próximo passo da análise foi de apenas avaliar as tendências do modelo conforme o atraso do fechamento da válvula de admissão. Para isto, foi utilizado o ângulo de fechamento da válvula de admissão de 650° , ponto no qual a massa da mistura admitida é aproximadamente 80% do máximo admitido, em 580° , mostrado na Figura 39:

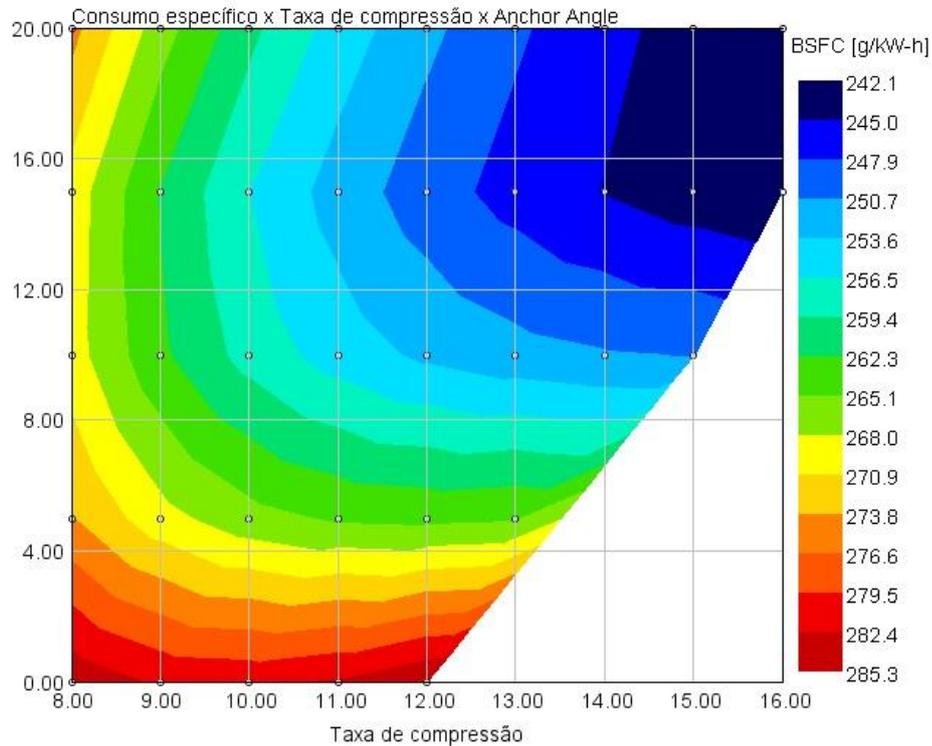
Figura 39 - Localização do ponto de 80% da vazão mássica de ar máxima



Fonte: Do autor

Para este ponto de fechamento da válvula de admissão, 650° , foi feito um mapeamento do consumo específico a 4000 RPM variando a razão de compressão e o *Anchor Angle*, mostrado na Figura 40:

Figura 40 - Mapeamento do consumo específico para IVC = 650°

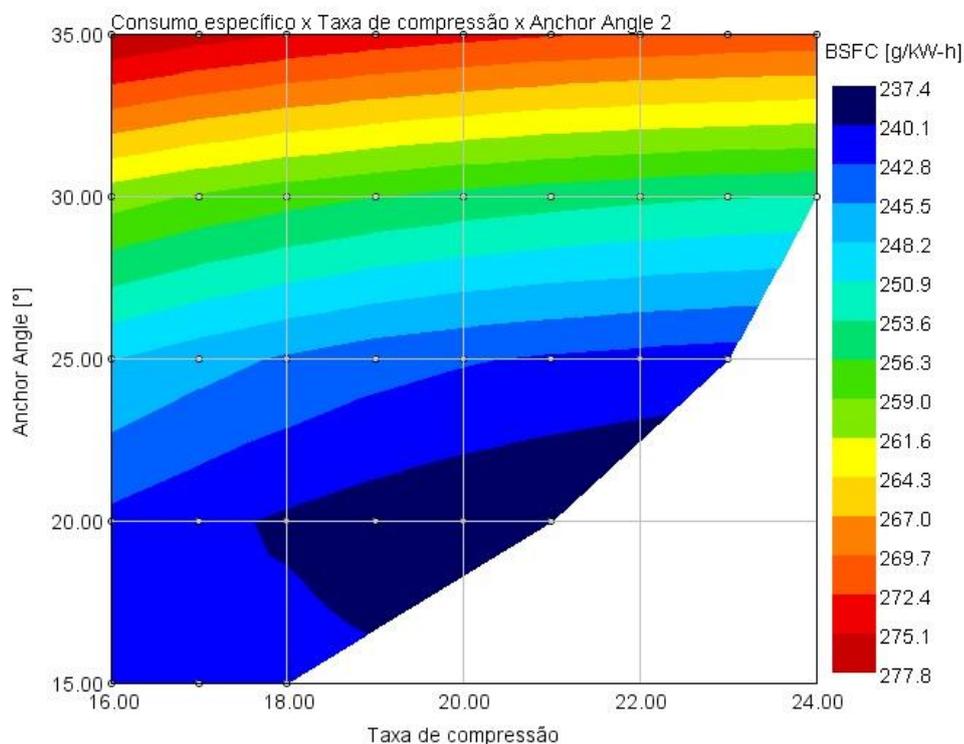


Fonte: Do autor

Conforme previsto por Martins et al. (2004), é possível ver nesta análise que a região com ocorrência de detonação está deslocada mais para a direita e apresentou um comportamento mais tolerante ao aumento da razão de compressão do que o modelo anterior. Com uma menor massa de mistura no cilindro, há uma redução na pressão dentro do cilindro, permitindo maiores taxas de compressão do motor.

Foi feita um outro mapeamento com enfoque na região de menor consumo específico, mostrado na Figura 41:

Figura 41 - Detalhe no mapeamento do consumo específico para IVC = 650°



Fonte: Do autor

O menor consumo específico para este ângulo de fechamento da válvula foi de 237,4 kW/h com razão de compressão de 21:1 e *Anchor Angle* de 20°. Isto mostra um consumo específico menor do que o caso estudado com a máxima eficiência volumétrica e com uma razão de compressão mais elevada.

Porém, deve-se notar que a razão de compressão do motor determina apenas a taxa de expansão da mistura, a razão de compressão efetiva dos gases, neste caso foi de 8,75:1. A razão de compressão efetiva da mistura é a dada pela razão do volume da câmara de combustão pelo volume contido no cilindro no instante de fechamento da válvula de admissão.

4.8 A OTIMIZAÇÃO DO TEMPO DE FECHAMENTO DA VÁLVULA, DA RAZÃO DE COMPRESSÃO E DO ÂNGULO DE IGNIÇÃO.

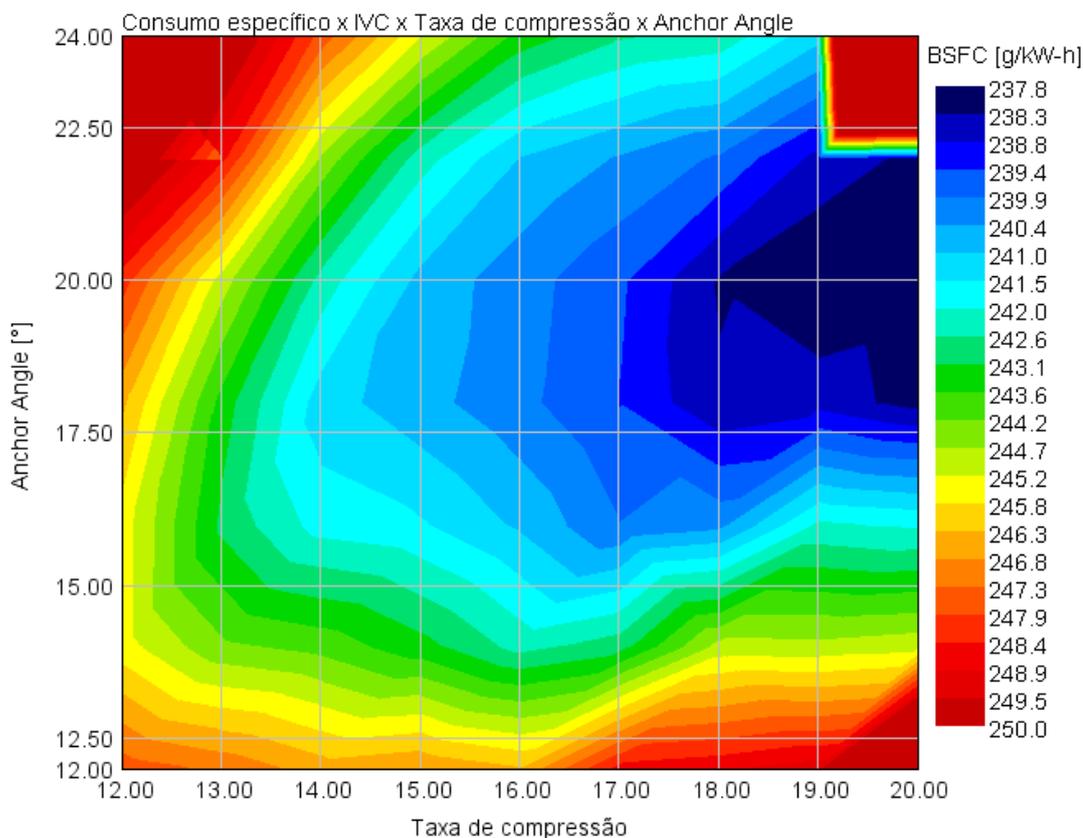
Como mostrado nas análises anteriores, há uma tendência de redução no consumo específico ao retardar o fechamento da válvula de admissão e otimizar a razão de compressão e o ângulo de ignição.

Para se otimizar as 3 variáveis dependentes, um estudo mapeando a variação dos 3 parâmetros é necessário. Para isto deve-se fixar os parâmetros dois a dois enquanto o outro é alterado, gerando um mapeamento da variável otimizada com relação aos 3 parâmetros avaliados.

Para esta análise, foi considerada a variação da razão de compressão de 12 a 20, o *Anchor Angle* de 12 a 24 e o tempo de fechamento da válvula de 580 a 720°. Isto gerou 1386 pontos de análise, requerendo 231 minutos para a análise, aproximadamente 4 horas. A rotação do motor utilizada foi de 4000 RPM.

Como foi mapeada a influência de 3 variáveis no consumo específico, isto torna os resultados complicados para serem mostrados em um único gráfico por se tratar de uma função envolvendo 3 entradas e uma saída. Devido a isto, neste primeiro mapeamento, foram plotados apenas os menores consumos específicos para o dado ponto:, ou seja, é a projeção dos menores consumos específicos no plano da Razão de compressão e do *Anchor Angle*, conforme a Figura 42:

Figura 42 - Mapeamento do menor consumo específico variando os 3 parâmetros



Fonte: Do autor

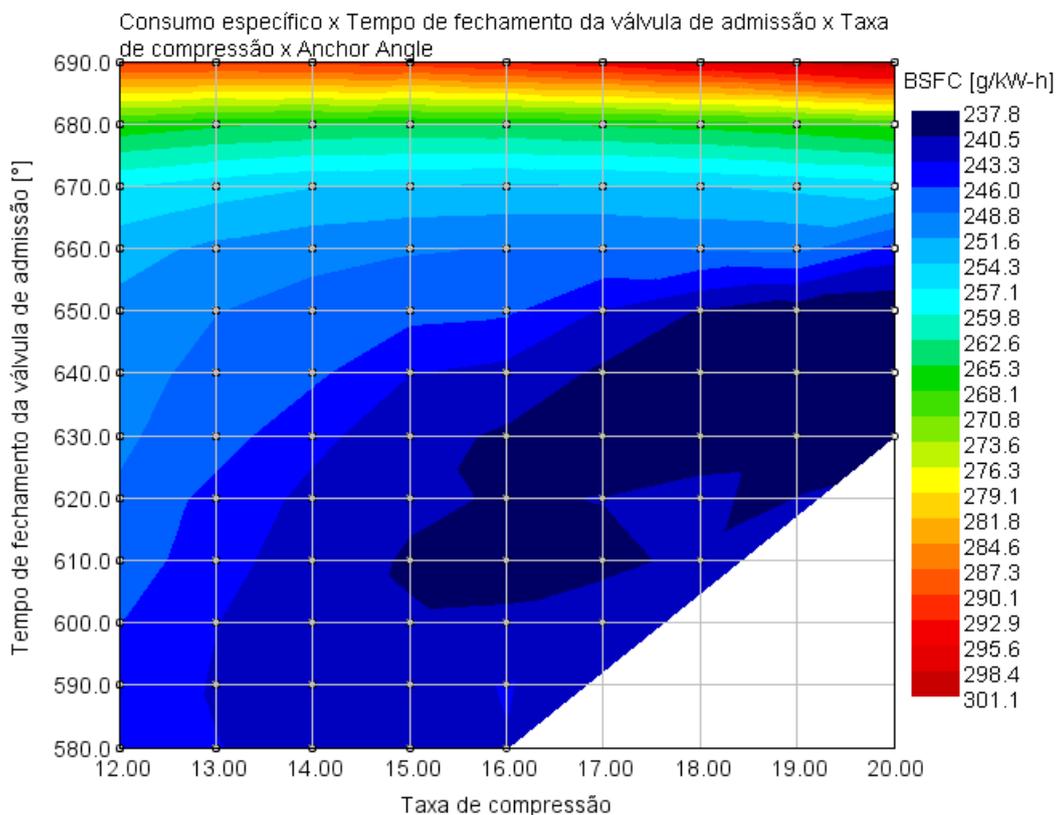
Neste gráfico foram plotados os pontos com menores consumos específicos para uma dada razão de compressão e um *Anchor Angle*. Ou seja, para cada ponto analisado, foram avaliados diversos tempos de fechamento da válvula. Destes pontos, apenas o que representou o menor consumo específico está no gráfico.

Para esta análise foram descartados os pontos com ocorrência de detonação.

Como para esta análise foram considerados tempos de fechamento da válvula de admissão até com o pistão em PMS, 720° , a ocorrência de detonação não é visível neste gráfico, uma vez que sempre houve um tempo de fechamento de válvula de admissão na faixa de 580 a 720° no qual não ocorreu detonação.

Após este mapeamento, foi gerado um outro gráfico, mostrando o consumo específico no plano do tempo de fechamento da válvula de admissão contra a razão de compressão, conforme a Figura 43:

Figura 43 - Mapeamento do consumo específico no plano do tempo de fechamento da válvula de admissão e da razão de compressão

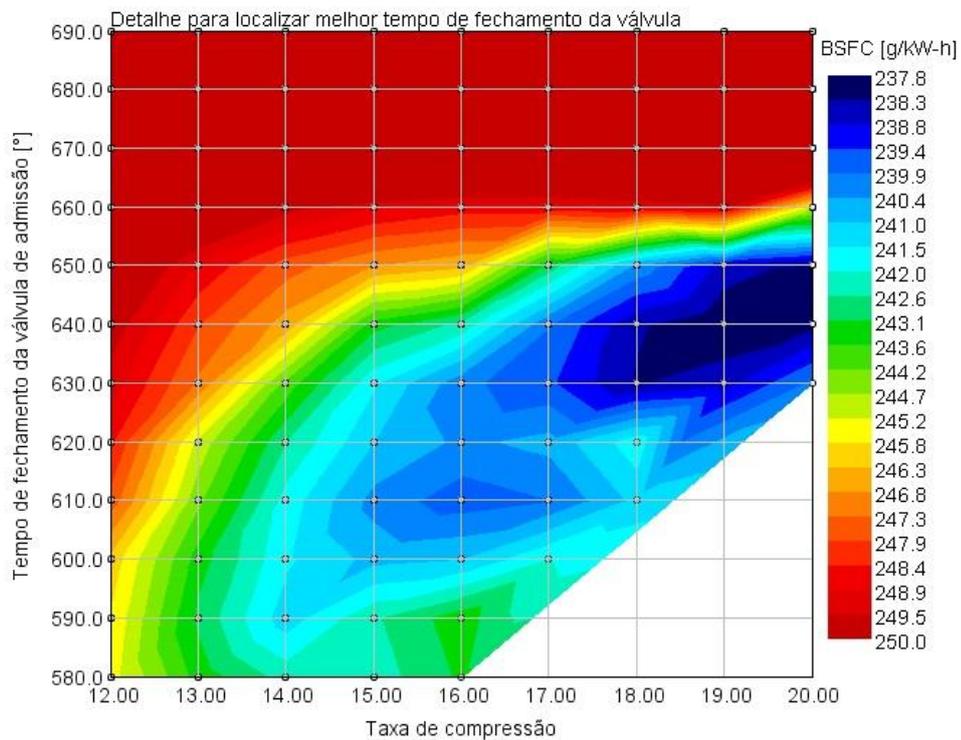


Fonte: Do autor

Neste plano já foi possível ver a ocorrência da detonação, representada pela região branca. Estes pontos foram descartados da análise.

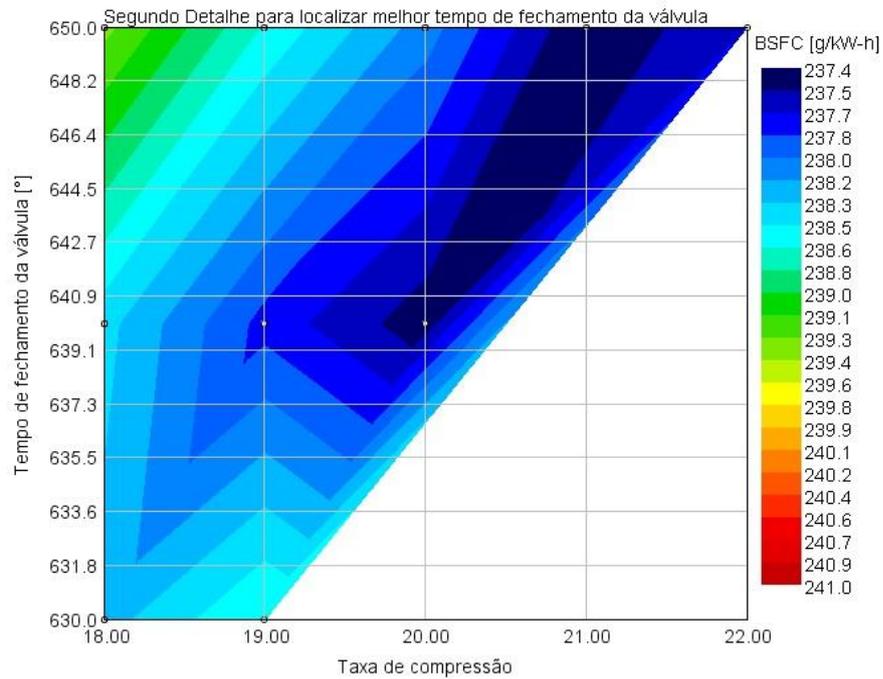
Notou-se que há uma região de ângulo de fechamento da válvula de admissão ótimo entre aproximadamente 600° e 650° . Foram traçados 2 outros gráficos detalhados para a localização do ponto de menor consumo específico (Figuras 44 e 45). Para isto foi alterada a escala da legenda:

Figura 44 - Detalhe para localização do melhor ângulo de fechamento da válvula



Fonte: Do autor

Figura 45 - Segundo detalhe para encontrar o melhor ângulo de fechamento da válvula de admissão



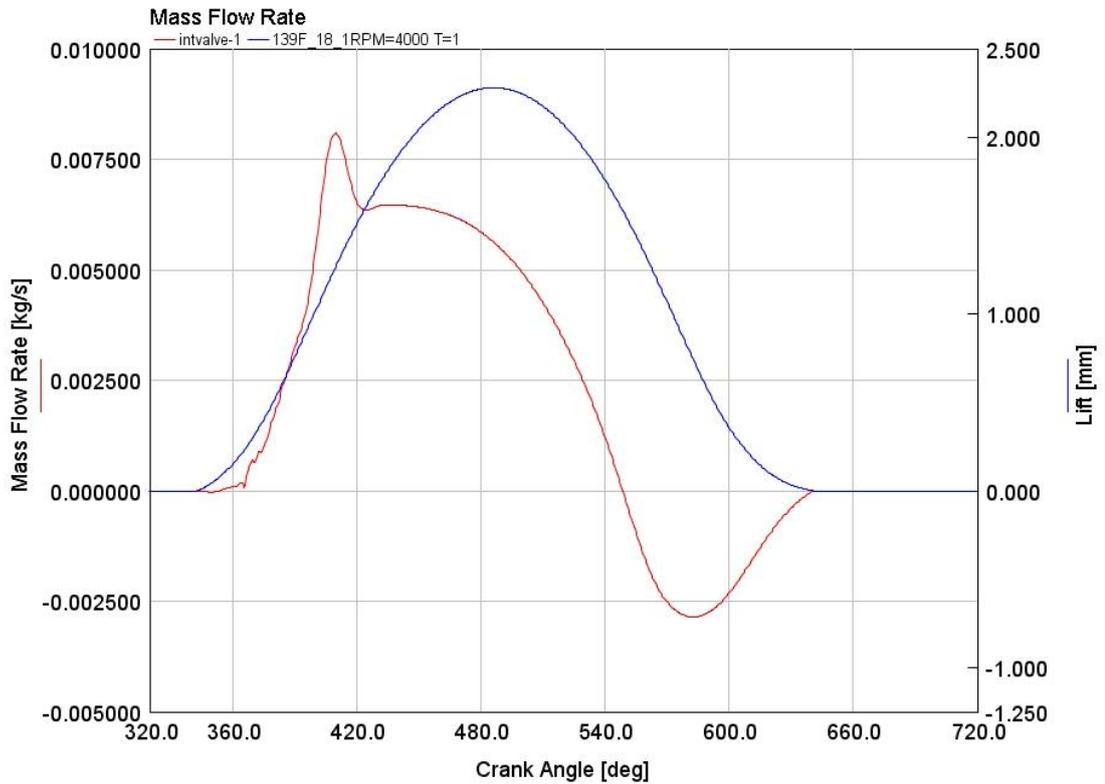
Fonte: Do autor

O ponto com menor consumo específico detectado foi com ângulo de fechamento da válvula de admissão de 640° , com um menor consumo específico de $237,4 \text{ g/kWh}$ com razão de compressão de 20:1, *Anchor Angle* de 21° . A razão de compressão efetiva do motor nesta condição é de 10:1.

Coincidentemente o menor consumo específico encontrado é muito semelhante ao encontrado na análise para verificar o comportamento com 650° de tempo de fechamento da válvula.

Na figura 46, foi traçado um gráfico da vazão mássica na válvula de admissão durante o ciclo do motor para a visualização do efeito do atraso do fechamento da válvula:

Figura 46 - Fluxo mássico e abertura da válvula com tempo de fechamento otimizado



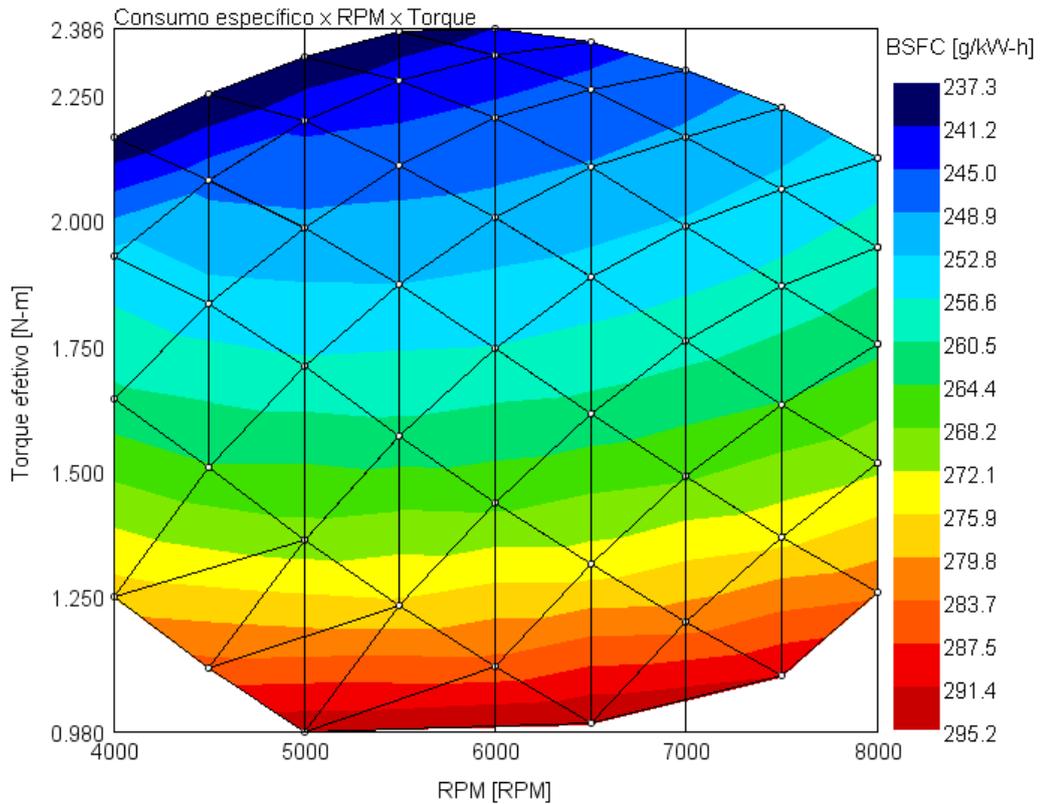
Fonte: Do autor

É possível ver que neste ponto de fechamento de válvula, para obter o menor consumo específico, há fluxo reverso da mistura no cilindro, é a proposta do ciclo Miller citado por Martins et al. (2004).

4.9 ANÁLISE DO MOTOR COM OS PARÂMETROS OTIMIZADOS

Com os parâmetros otimizados obtidos anteriormente foi realizada uma análise mapeando toda a faixa de rotação e de torque do motor. Para atingir a variação de torque do motor, o diâmetro de passagem da tubulação na região da borboleta do motor teve sua área de passagem reduzida, variando a sua área de 10% a 100% da área original com passos de 10%. A rotação foi mapeada com resolução de 500 RPM de 4000 a 8000 RPM.

Figura 47- Mapeamento do consumo específico no motor otimizado (Rotação x Torque)



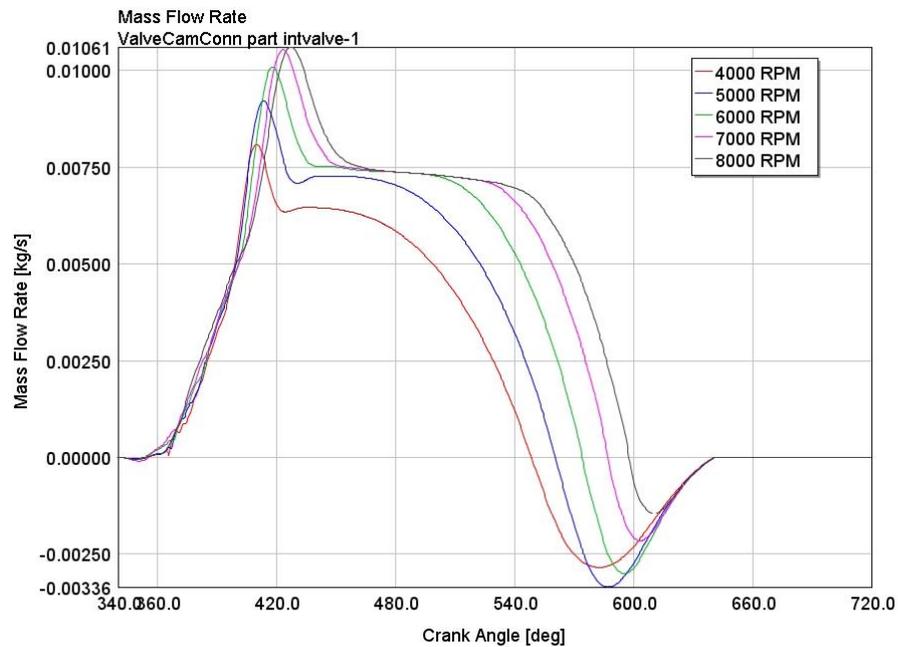
Fonte: Do autor

Foi observado na Figura 47 que houve um deslocamento da curva de torque para uma região de rotações mais altas, o maior torque observado foi de 2,39 Nm e o menor consumo específico foi de 237,3 Nm.

Nota-se também que o motor possui uma região de consumo específico baixa na faixa de rotação de 4000 a 6000 RPM, permitindo um uso em veículo operando sempre em uma faixa de consumo específico baixo.

Um gráfico mostrando a vazão mássica na válvula de admissão foi traçado para se observar a dinâmica do sistema de acordo com a velocidade do motor:

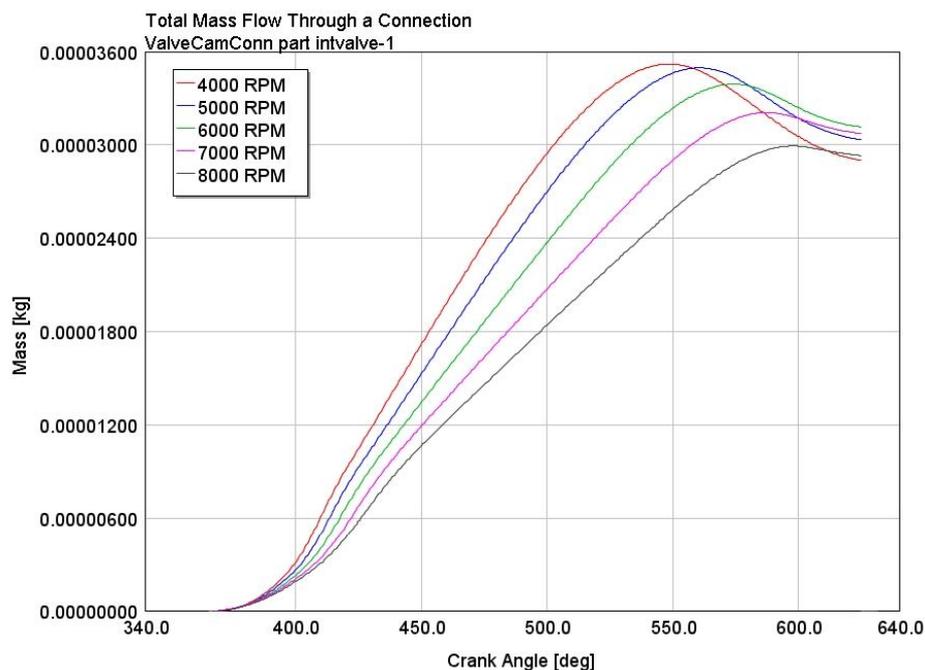
Figura 48 - A influência da rotação no fluxo mássico da mistura



Fonte: Do autor

Na Figura 48, a rotação teve influência positiva na vazão mássica da mistura. Conforme o aumento da rotação, menor a massa de ar retornada para o coletor de admissão durante a compressão. Isto se deve aos efeitos das inércias dos gases no coletor de admissão, como citado por Afonso (2015). Um novo gráfico mostrando o valor absoluto da massa de ar admitida no ciclo foi gerado:

Figura 49 - Massa total admitida durante o ciclo para diferentes rotações



Fonte: Do autor

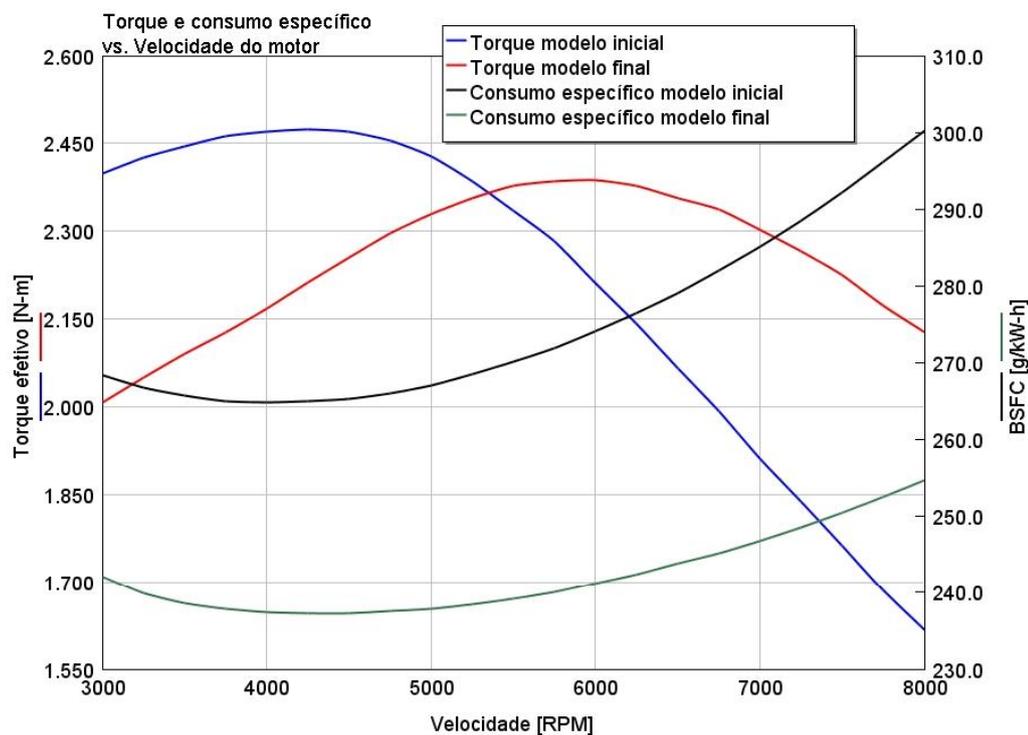
Este gráfico, Figura 49, mostra que para rotações menores há um maior fluxo reverso de gases durante o tempo de compressão, com o aumento da rotação, mais próximo do ciclo Otto o modelo se aproxima.

4.10 COMPARAÇÃO DO MODELO FINAL COM O CONSUMO ESPECÍFICO INICIAL

Para mostrar graficamente a redução do consumo específico, foi gerado um gráfico do comportamento do torque efetivo e do consumo específico do motor com os parâmetros da condição original de fábrica sem a protuberância e do motor com os parâmetros otimizados. Neste gráfico estão representadas no eixo das abscissas a rotação do motor de 3000 a 8000 RPM.

O modelo inicial considerado é o modelo com a protuberância no comando de válvulas removida. A ideia desta comparação é avaliar o aumento da eficiência ao se utilizar as ideias do ciclo Miller, alterando a posição de fechamento da válvula de admissão, a razão de compressão e o ângulo de ignição.

Figura 50- Comparação do consumo específico após a otimização com o inicial



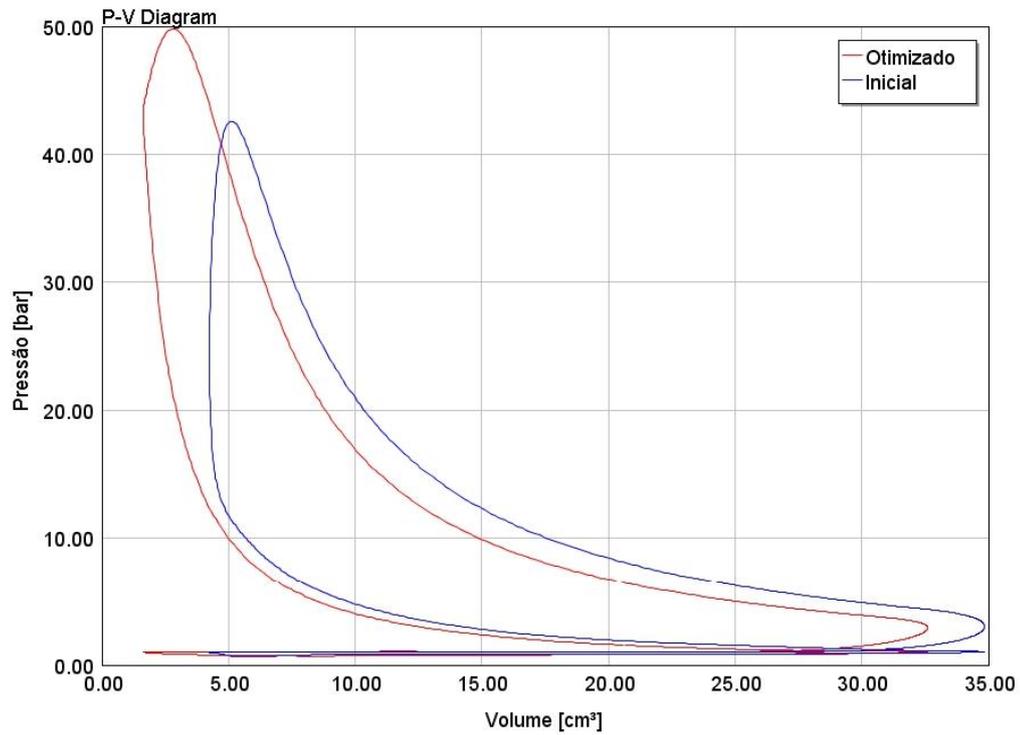
Fonte: Do autor

As mudanças no modelo tiveram como resultado uma redução no consumo específico. Em contrapartida, o fluxo reverso pela válvula de admissão causa uma redução na energia disponível em cada ciclo, causando uma redução no torque e da potência efetiva do motor. A redução de torque a 4000 RPM foi de 2,47 Nm para 2,17 Nm (12,1%), isto se deve à redução na vazão de ar, reduzida em 18%. Nota-se que o consumo de mistura reduziu proporcionalmente mais do que o torque efetivo, demonstrando um aumento de eficiência.

Houve uma redução do consumo específico de 264,8g/kWh para 237,3 g/kWh causado pela aplicação das ideias do ciclo Miller, aumentando a eficiência do motor de 31,0% para 34,7% no modelo.

A Figura 50 também mostra que o torque do modelo final é maior em rotações maiores, portanto, este modelo oferece um motor mais eficiente em rotações baixas, próximas a 4000 RPM e oferece um maior torque em rotações elevadas, próximas de 7000 RPM.

Figura 51 - Comparação do diagrama P-V do modelo inicial com o final



Fonte: Do autor

A Figura 51 compara o diagrama Pressão-Volume do motor otimizado com o motor original. É nítida a diferença do aumento da razão de compressão, reduzindo o volume na câmara de combustão. O diagrama mostra que a energia dos gases de escape foram melhor utilizadas, restando uma pressão menor no diagrama ao final do ciclo de expansão, isto justifica o aumento da eficiência do motor.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste tópico serão apresentados o resumo da análise, as conclusões da análise, suas limitações e sugestões para trabalhos futuros.

5.1 CONCLUSÃO

A análise feita pelo presente trabalho mostrou que as ideias do ciclo Miller são capazes de aumentar a eficiência dos motores de combustão interna. Com o uso de um motor sobre-expandido, é possível reduzir o seu consumo específico. Isso é atingido em detrimento do torque e potência do motor devido à redução da massa da mistura ar-combustível utilizada no ciclo.

O modelo computacional desenvolvido foi bem descrito e pode facilmente ser utilizado no desenvolvimento de novas aplicações em outros estudos. Neste caso, apenas foi estudado a influência de 3 variáveis no consumo específico do motor.

A modelagem teve diversas limitações por estar utilizando alguns valores padrões definidos pelo software. Seria interessante utilizar dados de testes em bancada como entrada no modelo. Estas sugestões para a melhoria do modelo serão discutidas no tópico 5.2.

Embora com algumas limitações da modelagem, foi analisado o comportamento de um motor alternativo com as variações de alguns parâmetros: tempo de fechamento da válvula de admissão, razão de compressão e ângulo de ignição. Este trabalho mostrou um método que é capaz de informar as regiões de menor consumo específico, sendo possível otimizar os parâmetros com base nisto. Esta análise de otimização de 3 variáveis em conjunto demonstra a importância dos recursos computacionais em projetos de motores, o elevado número de dados e pontos analisados iria requerer uma quantidade elevada de recursos e testes, que foi reduzida com o modelo computacional

O consumo específico do motor no modelo foi reduzido de 264,8 para 237,3 g/kWh, mostrando que uma redução no consumo específico é possível de ser implementada neste motor com um atraso no tempo de fechamento da válvula de admissão e um aumento na razão de compressão em conjunto com um ajuste no ângulo de ignição.

O trabalho atingiu seu objetivo de modelar o comportamento do motor e de encontrar os valores dos parâmetros que reduziriam o consumo específico. Este trabalho também fornece diretrizes para próximas análises a serem feitas e deixa uma ferramenta para o projeto de motores para a Equipe EESCuderia Mileage. Mostrou também formas gráficas para se analisar as variáveis em questão, mostrou que não apenas a razão de compressão é relevante para a ocorrência da detonação, como também o ponto de ignição e massa de ar admitida em um ciclo.

Também foi observado neste trabalho que existe uma grande ineficiência no motor em questão. O seu consumo específico divulgado no manual do proprietário é de 450g/kWh, valor muito acima do esperado. Isto pode ser ocasionado por ineficiências na formação da mistura ar-combustível e perdas no sistema de lubrificação, cujos dados não foram medidos empiricamente. Estas discrepâncias e ineficiências merecem serem estudadas em um trabalho futuro.

5.2 CONSIDERAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Esta modelagem precisou de muitos parâmetros de entrada, como mostrado no tópico 3, Materiais e Métodos. Estes parâmetros foram estimados com base nos valores sugeridos pelo software. Portanto, a modelagem mostra que uma redução no consumo específico é possível dada as condições do modelo. Seria interessante realizar diversos testes em bancada com este motor de forma a incrementar o modelo, o trazendo cada vez mais próximo da motor real:

- Curvas de performance, medindo consumo, torque e potência em todas as faixas de rotação do motor

- Curvas medindo a potência de atrito do motor. Esta análise mostrou que o motor possui uma grande ineficiência que merece ser estudada. Para melhor entender esta ineficiência seria interessante entender o comportamento do atrito com a rotação do motor e a sua participação no seu consumo específico elevado.

-Curvas de pressão durante os ciclos do motor. Estas curvas da pressão no interior do cilindro são interessantes para se conhecer melhor o fenômeno da combustão, aprimorando o objeto utilizado no modelo.

-Comportamento na detonação: Seria interessante uma validação do modelo de detonação utilizado no presente trabalho. É visível que as regiões de menor consumo específico estão tangenciando a ocorrência da detonação, região que precisa ser estudada empiricamente.

Todos estas sugestões acima contemplam testes a serem feitos para o aprimoramento do modelo, tornando-o mais assertivo. Após a aquisição de dados empíricos, uma validação do modelo garantiria uma ferramenta poderosa para o projeto de motores de combustão interna.

Para a implementação do modelo do presente trabalho em um projeto de motor, algumas outras sugestões são levantadas:

-Comando de válvulas: O comando de válvulas do motor em questão é composto de apenas um came para o acionamento de ambas as válvulas. Um reprojeto é necessário pois um comportamento diferente será requerido na válvula de admissão, exigindo um came específico para esta válvula, permitindo um atraso em seu fechamento.

-Razão de compressão: Para a alteração da razão de compressão é necessário um reprojeto do volume da câmara de combustão, considerando um curso de pistão fixo. Para a redução do volume da câmara de combustão, ou é necessário um reprojeto da biela ou do conjunto bloco-cabeçote.

6 REFERÊNCIAS

AFONSO, G. A. **Dimensionamento do coletor de admissão de um motor monocilíndrico usando modelagem unidimensional**. 2015. 83f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecatrônica). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

AUTOMOBILE ASSOCIATION. **Limits to improve air quality and health**. 2017. Disponível em: <<https://www.theaa.com/driving-advice/fuels-environment/euro-emissions-standards>>. Acesso em: 13 de Março de 2018.

BARROS, J. **Estudo de motores de combustão interna aplicando análise orientada a objetos**. 2003. 132f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte. 2003.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna: volume 1**. São Paulo: Blücher, 2012a.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna: volume 2**. São Paulo: Blücher, 2012b.

CALVAGLIERI, M. R. **Estudo experimental do fenômeno de onda em coletores de admissão para motores de combustão interna**. 2014. 118f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2014.

CASTRO, W. **Provérbios de Confúcio**. Editora 101 Seleções, 2014.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7a edição. Porto Alegre: McGraw-Hill, 2013.

CHEN, S. K.; FLYNN, P. F. **Development of single cylinder compression ignition research engine**. 1965. 14f. Society of Automotive Engineers, Inc. 1965.

DOUAUD, A. M.; EYZAT, P. **Four-octane-number method for predicting the anti-knock behaviour of fuel and engines**. 1979. 15f. Institut Français du Pétrole (France). Society of Automotive Engineers, Inc. 1979.

GAMMA TECHNOLOGIES. 2018. Disponível em:<<https://www.gtisoft.com>>. Acessado em: 23 de Abril de 2018.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: Mcgraw-hill, 1988.

LIFAN POWER USA. 2017. Disponível em: <<http://www.lifanpowerusa.com/wp-content/uploads/2017/08/LF-139F.pdf>>. Acessado em: 7 de Março de 2018.

MARTINS, J. RIBEIRO, B. **Desenvolvimento do conceito do motor sobre-expandido – análise teórica, numérica e experimental**. 2007. Universidade do Minho, Guimarães, Portugal. 2007.

MARTINS, J.; UZUNEANU, K.; RIBEIRO, B.; JASANSKY, O. **Thermodynamic analysis of an over-expanded engine**. 2004. 15f. Society of Automotive Engineers, Inc. 2004.

MCGOVERN, J. 2004. Disponível em: <https://theory.physics.manchester.ac.uk/~judith/stat_therm/node16.html>. Acessado em: Julho de 2018.

PETROBRAS. 2015. Disponível em: <<https://gasolina.hotsitespetrobras.com.br/petrobras-podium/diferenciais>>. Acessado em 13 de Março de 2018.

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. 2ª Edição. Upper Saddle River, New Jersey: Prentice-Hall. 2004.

PIPITONE, E. **A new simple friction model for S.I. engine**. 2009. 7f. Society of Automotive Engineers, Inc. 2009.

ROSEN, E. M. **Automotive troubleshooting & repair manual**. Petersen publishing company. 1975.

SASAKI, T.; BYBEE, M.; GUNDLAPALLY, S. **Knock analysis and prediction: Application to motorcycle engines**. GT-Suite Conference 2012. 2012.

SHELL BRASIL. **SHELL ECO-MARATHON BRASIL**. 2018. Disponível em: <<https://www.shell.com.br/energia-e-inovacao/ecomarathon/shell-eco-marathon-brasil.html>>. Acessado em: 13 de Março de 2018.

SHUTTERSTOCK. 2018. Disponível em: <<https://www.shutterstock.com/image-vector/four-stroke-engine-vector-illustration-593821253?src=qaLcQO4NDCbD-pVMwjckIw-1-1>>. Acessado em Julho de 2018.

STONE, R. **Introduction to internal combustion engines**. 1992. 2nd edition. London: The Macmillan Press LTD. 1992.

TAVARES, M. **Optimização de um sistema de injeção/ignição electrónica programável aplicado a um motor para participar nas edições 2010 da Shell Eco-marathon**. 2010.67f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra, 2010.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna - Volume 1**. Tradução de Mauro Ormeu Cardoso Amorelli. Blücher. 1971a.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna - Volume 2**. Tradução de Mauro Ormeu Cardoso Amorelli. Blücher. 1971b.

WHITE, T. **Implementation of an Integrative MATLAB Engine Model as a Final Project in an Internal Combustion Engines Course**. 2016. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica). University of Idaho. 2016.

YELIANA; COONEY, C.; WORM, J.; MICHALEK, D.; NABER, J. **Wiebe function parameter determination for mass fraction burn calculation in a ethanol-gasoline fuelled SI engine**. 2008. Michigan Technological University, Houghton, Michigan, USA. 2008.