

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

MAYARA SANTOS TEIXEIRA

ESTUDO TERMODINÂMICO ZERODIMENSIONAL DE MOTORES DE IGNIÇÃO
POR CENTELHA UTILIZANDO DIFERENTES COMBUSTÍVEIS

ITAJUBÁ

2019

MAYARA SANTOS TEIXEIRA

ESTUDO TERMODINÂMICO ZERODIMENSIONAL DE MOTORES DE IGNIÇÃO
POR CENTELHA UTILIZANDO DIFERENTES COMBUSTÍVEIS

Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia de Energia, Universidade Federal de Itajubá, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Vladimir Rafael Melian Cobas

ITAJUBÁ

2019

TERMO DE APROVAÇÃO

MAYARA SANTOS TEIXEIRA

ESTUDO TERMODINÂMICO ZERODIMENSIONAL DE MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA UTILIZANDO DIFERENTES COMBUSTÍVEIS

Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia de Energia, Universidade Federal de Itajubá, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia de Energia.

Prof.Dr./Msc. Vladimir Rafael Melian Cobas
Orientador - UNIFEI

Prof. Dr./Msc.José Carlos Escobar Palacio
2º Examinador - UNIFEI

Prof. Dr./Msc. Rubenildo Vieira Andrade
3º Examinador - UNIFEI

Prof.Dr./Msc.José Antônio da Silva
4º Examinador (externo) - UFSJ

Itajubá, novembro de 2019.

Dedico este trabalho aos meus pais, que nunca mediram esforços para que eu chegasse até aqui.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Humberto Silva Teixeira e Irene dos Santos Teixeira, que apesar das adversidades da vida nunca se quer titubearam em se esforçar ao máximo para oferecer todo o suporte necessário para que eu e minha irmã estudássemos.

A minha irmã Juliana Santos Teixeira, por todo o apoio e carinho.

Ao professor Vladimir Rafael Melian Cobas, pela orientação neste trabalho.

A todos os professores que tive em toda a minha vida.

*As nossas conquistas perdem a beleza
quando administradas pela arrogância.*

(Pe Fábio de Melo)

RESUMO

A presente pesquisa trata-se de um estudo termodinâmico zerodimensional de motores de ignição por centelha com o objetivo de avaliar os parâmetros gerais de desempenho, como potência, torque e consumo específico de combustível, resultados do cálculo térmico realizado no software simulink do Matlab utilizando diferentes tipos de combustíveis. O cálculo térmico é baseado na Primeira Lei da Termodinâmica e o levantamento da curva característica exterior de velocidade colabora para a avaliação do comportamento e o desenvolvimento dos motores com alto desempenho, baixos níveis de emissão de poluentes e de consumo de combustível. A Lei de Wiebe é implementada para simular a fração de massa queimada e conseqüentemente a taxa de calor liberada pela combustão. Os resultados gerados são: representados em curvas características exteriores de velocidade. Primeiro se compara como os diferentes combustíveis influem no desempenho do motor, em seguida é comparado os resultados obtidos através da implementação da lei de Wiebe com os resultados antes de sua aplicação. Logo após se compara o desempenho de mesclas de etanol e gasolina variando o parâmetro taxa de compressão dentro das faixas usuais para cada tipo de combustível em busca de um motor mais eficiente com maior porcentagem de etanol. E por fim os cálculos são validados com a comparação dos resultados deste trabalho com os encontrados na literatura. A metodologia do cálculo térmico avaliada apresenta a mesma tendência encontrada na literatura, no entanto, em valores numéricos, a pressão máxima do ciclo, a potência e o torque são superestimados e o consumo específico subestimado. Isto porque, a hipótese de combustão instantânea a volume constante é a principal causa dos valores elevados de pressão máxima e pressão média efetiva. Outro fator que pode ser relevante para a imprecisão do cálculo térmico são os vários parâmetros adotados dentro de uma faixa de valores empírica. Isto pode ser resolvido em um futuro modelo com a criação de um banco de dados de ensaios experimentais para se entender o desempenho destes parâmetros.

Palavras-chave: Motor de ignição por centelha, cálculo térmico, simulink, diferentes combustíveis, lei de Wiebe.

ABSTRACT

This research is a zero-dimensional thermodynamic study of spark ignition engines with the objective of evaluating the performance of the engines through the general performance parameters, such as power, torque and specific consumption of fuel, results of the thermal calculation performed in Matlab's Simulink software using different types of fuels. The thermal calculation is based on the first law of thermodynamics and the lifting of the external speed characteristic curve collaborates for the evaluation of the behavior and the development of engines with high performance, low emission levels of pollutants and fuel consumption. Wiebe's law is implemented to simulate the fraction of burnt mass and consequently the heat rate released by combustion. The results generated are: represented in external characteristics of velocity curves; first compares how the different fuels influence engine performance. Then is compared the results obtained through the implementation of Wiebe's law with the results before its application. Soon after compares the performance of ethanol and gasoline blends varying the compression ratio parameter within the usual ranges for each of the type of fuel in search of a more efficient engine with higher percentage of ethanol. Finally, the calculations are validated by comparing the results of this study with those found in the literature. The methodology of the thermal calculation evaluated has the same tendency found in the literature, however, in numerical values, the maximum pressure of the cycle, the power and the torque are overestimated and the specific consumption underestimated. This is because the hypothesis of instantaneous combustion at constant volume is the main cause of the high values of maximum pressure and effective mean pressure. Another factor that may be relevant to the imprecision of thermal calculation are the various parameters adopted within a range of empirical values. This can be resolved in a future model by creating an experimental test database to understand the performance of these parameters.

Key-words: Spark ignition engine, thermal calculation, simulink, different fuels, Wiebe Law.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – COMPORTAMENTO TORQUE DO MOTOR	28
FIGURA 2 – MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA 2017	35
FIGURA 3 – CONSUMO DE ENERGIA: FONTES RENOVÁVEIS E NÃO RENOVÁVEIS.....	37
FIGURA 4 – EVOLUÇÃO DOS PREÇOS MÉDIOS AO CONSUMIDOR DO BIOETANOL HIDRATADO E DA GASOLINA COMUM E DA RELAÇÃO ENTRE ESSES PREÇOS NO BRASIL.....	39
FIGURA 5 – CLASSIFICAÇÃO DE MODELOS DE COMBUSTÃO	41
FIGURA 6 – PRESSÃO E TAXA DE LIBERAÇÃO DE CALOR (SIMULADA E EXPERIMENTAL) PARA VELOCIDADE DE 3000 RPM, TORQUE DE 280NM (100% DE CARGA) E DUAS INJEÇÕES	45
FIGURA 7 – MOTOR SUBARU EH17-2D.....	47
FIGURA 8 – CURVA DE DESEMPENHO.....	48
FIGURA 9 – DIAGRAMA DE FLUXO PARÂMETROS DO CICLO DE TRABALHO.	51
FIGURA 10 – DIAGRAMA DE FLUXO PROCESSOS DE ADMISSÃO E COMPRESSÃO	56
FIGURA 11 – DIAGRAMA DE FLUXO PROCESSO DE COMBUSTÃO.....	58
FIGURA 12 – DIAGRAMA DE FLUXO PROCESSO DE EXPANSÃO E ESCAPAMENTO E ÍNDICES EFETIVOS DO MOTOR	61
FIGURA 13 – DIAGRAMA DE FLUXO PROCESSO DE COMBUSTÃO COM IMPLEMENTAÇÃO DE WIEBE.....	66
FIGURA 14 – CURVA DE TORQUE, POTÊNCIA E CONSUMO ESPECÍFICO	75
FIGURA 15 – CURVAS DE POTÊNCIA.....	77
FIGURA 16 – CURVAS DE POTÊNCIA WIEBE	77
FIGURA 17– CURVAS DE CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL	78
FIGURA 18 – CURVAS DE CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL WIEBE.	78
FIGURA 19 – CURVAS DE TORQUE.....	79
FIGURA 20 – CURVAS DE TORQUE WIEBE	80

FIGURA 21 – CURVA DE POTÊNCIA DO ETANOL: COM WIEBE X SEM WIEBE..	83
FIGURA 22 – CURVA DE POTÊNCIA DA GASOLINA: COM WIEBE X SEM WIEBE..	83
FIGURA 23 – CURVA DE POTÊNCIA DA MISTURA: COM WIEBE X SEM WIEBE..	84
FIGURA 24 – CURVA DE TORQUE DO ETANOL: COM WIEBE X SEM WIEBE....	84
FIGURA 25 – CURVA DE TORQUE DA GASOLINA: COM WIEBE X SEM WIEBE...	85
FIGURA 26 – CURVA DE TORQUE DA MISTURA: COM WIEBE X SEM WIEBE.....	85
FIGURA 27 – CURVAS DE CONSUMO COMBUSTÍVEL ETANOL: COM WIEBE X SEM WIEBE.....	86
FIGURA 28 – CURVA DE CONSUMO COMBUSTÍVEL GASOLINA: COM WIEBE X SEM WIEBE.....	86
FIGURA 29 – CURVA DE CONSUMO COMBUSTÍVEL MISTURA: COM WIEBE X SEM WIEBE.....	86
FIGURA 30 – COMPARATIVO CURVAS DE POTÊNCIA GASOLINA.....	89
FIGURA 31 – COMPARATIVO CURVAS DE POTÊNCIA LITERATURA.....	89
FIGURA 32 – COMPARATIVO CURVAS DE TORQUE GASOLINA.....	90
FIGURA 33 – COMPARATIVO CURVAS DE TORQUE LITERATURA.....	90
FIGURA 34 – COMPARATIVO CURVAS DE CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL GASOLINA.....	91
FIGURA 35 – COMPARATIVO CURVAS DE CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL LITERATURA.....	91
FIGURA 36 – CURVAS DE POTÊNCIA TAXA COMPRESSÃO 10:1.....	92
FIGURA 37 – CURVAS DE TORQUE TAXA COMPRESSÃO 10:1.....	93
FIGURA 38 – CURVAS DE CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL TAXA COMPRESSÃO 10:1.....	93
FIGURA 39 – CURVAS DE POTÊNCIA TAXA COMPRESSÃO 11:1.....	94
FIGURA 40 – CURVAS DE TORQUE TAXA COMPRESSÃO 11:1.....	94
FIGURA 41 – CURVAS DE CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL TAXA COMPRESSÃO 11:1.....	95

FIGURA 42 – CURVAS DE POTÊNCIA TAXA COMPRESSÃO 12:1.....	95
FIGURA 43 – CURVAS DE TORQUE TAXA COMPRESSÃO 12:1.....	96
FIGURA 44 – CURVAS DE CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL TAXA COMPRESSÃO 12:1.....	96
FIGURA 45 – CURVAS DE POTÊNCIA TAXA COMPRESSÃO 13:1.....	97
FIGURA 46 – CURVAS DE TORQUE TAXA COMPRESSÃO 13:1.....	97
FIGURA 47 – CURVAS DE CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL TAXA COMPRESSÃO 13:1.....	98
FIGURA 48 – CURVAS DE POTÊNCIA TAXA COMPRESSÃO 14:1.....	98
FIGURA 49 – CURVAS DE TORQUE TAXA COMPRESSÃO 14:1.....	99
FIGURA 50 – CURVAS DE CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL TAXA COMPRESSÃO 14:1.....	99
FIGURA 51 – COMPORTAMENTO DA POTÊNCIA AO SE VARIAR A TAXA DE COMPRESSÃO.....	100
FIGURA 52 – COMPORTAMENTO DA PRESSÃO MÉDIA EFETIVA AO SE VARIAR A TAXA DE COMPRESSÃO.....	101
FIGURA 53 – COMPORTAMENTO DO CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL AO SE VARIAR A TAXA DE COMPRESSÃO.....	101
FIGURA 54 – ÍNDICES FUNDAMENTAIS AO SE VARIAR A TAXA DE COMPRESSÃO.....	102
FIGURA 55 – REDUÇÃO NA EMISSÃO DE GASES DE EFEITO ESTUFA.....	103
FIGURA 56 – CALOR ESPECÍFICO MOLAR MÉDIO DOS GASES A VOLUME CONSTANTE (KJ/(KMOL *°C)).....	116
FIGURA 57 – ENERGIA INTERNA DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO U (MJ/KMOL).....	117

LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

RNC	- Rede Nacional de Combustão
IPCC	- Intergovernmental Panel on Climate Change
CO ₂	- Dióxido de carbono
MCI	- Motor de combustão interna
ICE	- Ignição de compressão espontânea
HP	- Horse Power
ANP	- Agência Nacional do Petróleo, Biocombustíveis e Gás Natural
BEN	- Balanço Energético Nacional
EPE	- Empresa de Pesquisa Energética
RoHR	- Taxa de calor liberada na combustão
CRFD	- Computational Reactive Fluid Dynamics
CARE	- Cycle Analysis for Reciprocating Engines
CFR	- Cooperative Fuel Research Engine
RON	- ResearchOctaneNumber
MON	- Motor OctaneNumber
ASTM	- American Society for Testing and Materials
RPM	- Rotação por minuto
CM ₃	- Centímetros cúbicos
CV	- Cavalo Vapor
PME	- Pressão média efetiva
PCI, Hu	-Poder calorífico inferior
NO	-Número de octano
C	- Carbono
H	- Hidrogênio
O	- Oxigênio
W	- Água
E0	- Gasolina
E25	- 25% etanol
E50	- 50% etanol
E80	- 80% etanol
E100	- 100%

LISTA DE SÍMBOLOS

0D	- Zerodimensional
3D	- Tridimensional
\dot{m}_f	- massa por unidade de tempo
m_t	- massa molecular
$Q_{\text{comb},T}$	- calor total
m_{comb}	- massa de combustível
θ	- ângulo do virabrequim
θ_0	- ângulo de início da combustão
$\Delta\theta$	- duração da combustão
a, n, e, f	- parâmetros ajustáveis.
α	- Coeficiente de excesso de ar
N_e	- Potência efetiva
n	- Rotação
L_o	- Quantidade de ar teórica necessária para a combustão completa de 1 kg de combustível em kmol
l_o	- Quantidade de ar teórica necessária para a combustão completa de 1 kg de combustível em kg
M_1	- Quantidade da mistura ar/combustível
K	- Razão entre a quantidade de hidrogênio e monóxido de carbono
M_{H_2}	- Quantidade de hidrogênio
M_{CO}	- Quantidade de monóxido de carbono
M_{H_2O}	- Quantidade de água
M_{O_2}	- Quantidade de oxigênio
M_{H_2}	- Quantidade de hidrogênio
M_2	- Quantidade total dos produtos da combustão
μ_0	- Coeficiente teórico de transformação do fluido operante
P_0	- Pressão ambiente
T_0	- Temperatura ambiente
P_r	- Pressão dos gases residuais
T_r	- Temperatura dos gases residuais
ρ_0	- Densidade da mistura ar/combustível que entra nos cilindros

P_a	- Pressão ao final da admissão
ΔP_a	- Perda de pressão no sistema de admissão
β	- Coeficiente de amortização da velocidade do fluido operante
ξ_{pr}	- Coeficiente de resistência do sistema de admissão
V_{pr}	- Velocidade média da mistura ar/combustível em todo o processo de admissão
γ_r	- Coeficiente de gases residuais
ε	- Taxa de compressão
φ_p	- Coeficiente de lavagem
φ_s	- Coeficiente de sobrealimentação
η_v	- Eficiência volumétrica
n_1	- Coeficiente politrópico de compressão
P_c	- Pressão ao final da compressão
T_c	- Temperatura ao final da compressão
ξ_z	- Coeficiente de aproveitamento de calor
$(\Delta H_u)_{quim}$	- Perda de calor por combustão incompleta
u_c''	- Energia interna dos produtos da combustão ao final da compressão
u_c	- Energia interna da mistura ar/combustível ao final do processo de compressão
T_z	- Temperatura ao final da combustão
λ	- Grau de elevação da pressão durante a combustão
P_z	- Pressão ao final da combustão
n_2	- Coeficiente politrópico de expansão
P_B	- Pressão ao final da expansão
T_B	- Temperatura ao final da expansão
P_i	- Pressão média indicada
η_i	- Rendimento indicado
g_i	- Consumo específico indicado de combustível
P_e	- Pressão média efetiva
P_m	- Pressão média das perdas mecânicas
V_{mp}^*	- Velocidade média do pistão do motor
S^*	- Percurso do pistão do motor
n^*	- Velocidade correspondente à potência nominal do motor

η_m	- Rendimento mecânico
g_e	- Consumo específico efetivo de combustível
G_T	- Consumo horário de combustível
N_e	- Potência efetiva
V_n	- Cilindrada do motor
n	- Rotação do motor
τ	- Tempo do motor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	JUSTIFICATIVA.....	21
1.2	OBJETIVOS	22
1.2.1	Objetivo Geral.....	22
1.2.1	Objetivos Específicos	22
2	REVISÃO DE LITERATURA.....	23
2.1	MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	23
2.2	PARÂMETROS DE AVALIAÇÃO DO MCI	27
2.2.1	Torque	27
2.2.2	Potência.....	28
2.2.3	Rendimento	29
2.2.4	Pressão média efetiva	30
2.2.5	Consumo	30
2.2.6	Eficiência volumétrica	31
2.3	TAXA DE CALOR LIBERADA NA COMBUSTÃO	31
2.4	COMBUSTÍVEIS.....	34
2.4.1	Combustíveis fósseis.....	36
2.4.2	Combustíveis renováveis.....	36
2.4.2.1	Gasolina	37
2.4.2.2	Etanol	38
2.5	ESTUDOS NUMÉRICOS DA COMBUSTÃO EM MOTORES	41
2.6	PROGRAMAÇÃO SOFTWARE MATLAB	45
3	MATERIAL E MÉTODOS.....	47
3.1	DADOS DOS MOTORES A SEREM ESTUDADOS.....	47
3.2	CÁLCULO TÉRMICO	49
3.2.1	Cálculo térmico para gasolina, etanol e mistura gasolina e etanol	50
3.2.1.1	Parâmetros do ciclo de trabalho	51
3.2.1.2	Processo de admissão	54
3.2.1.3	Processo de compressão	57
3.2.1.4	Processo de combustão	58
3.2.1.5	Processo de expansão e escapamento.....	60
3.2.1.6	Parâmetros indicados no ciclo de trabalho	62

3.2.1.7	Índices efetivos do motor.....	62
3.2.2	Cálculo térmico para gasolina, etanol e mistura gasolina e etanol implementando a lei de Wiebe	64
3.2.2.1	Processo de admissão	64
3.2.2.2	Processo de compressão	65
3.2.2.3	Processo de combustão	66
3.2.2.4	Processo de expansão e escapamento.....	68
3.2.2.5	Parâmetros indicados no ciclo de trabalho	69
3.2.2.6	Índices efetivos do motor.....	70
3.2.3	Cálculo térmico para mesclas de etanol e gasolina (E0, E25, E50, E80, E100) usando diferentes taxas de compressão (10:1 a 14:1).....	74
3.3	CURVAS CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE VELOCIDADE	73
4	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	76
4.1	ANÁLISE DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE DIFERENTES COMBUSTÍVEIS	76
4.2	ANÁLISE DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE DIFERENTES COMBUSTÍVEIS COM OU SEM A IMPLEMENTAÇÃO DA LEI DE WIEBE..	81
4.3	VALIDAÇÃO DO MODELO COM RESULTADOS ENCONTRADOS NA LITERATURA.....	87
4.4	ANÁLISE DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE MESCLAS DE ETANOL E GASOLINA (E0, E25, E50, E80, E100) USANDO DIFERENTES TAXAS DE COMPRESSÃO (10:1 A 14:1)..	91
5	CONCLUSÃO.....	105
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	106
	REFERÊNCIAS.....	107
	APÊNDICE A – TELAS E DADOS DE ENTRADA DA METODOLOGIA DO CÁLCULO TÉRMICO DESENVOLVIDO NO SIMULINK DO SOFTWARE MATLAB...	116

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, existem vários estímulos (econômicos, sociais e ambientais) para aumentar o uso de biocombustíveis para atenuar as questões ambientais e garantir certo nível de auto-suficiência para o Brasil, em sua matriz energética, em relação ao mercado global de combustíveis fósseis. A partir da energia total utilizada no mundo, mais de 80% são utilizados em processos de combustão (RNC, 2016).

As aplicações de porte médio ou grande ainda usam o ciclo Diesel, quando de tamanho pequeno ou médio usam o ciclo de Otto. Em motores de quatro tempos (4-S), o consumo e consumo específico de misturas de combustível são os parâmetros geralmente avaliados em ambos os ciclos (SILVA, 2017).

Diante de sua vasta utilização seja em automóveis ou em outro tipo de máquina. Pequenas melhorias em sua eficiência representam um grande impacto, seja na economia ou no meio ambiente (REITZ, 2013). Com a redução do consumo de combustível e a diminuição da emissão de poluentes, por exemplo. Isto porque, existe um grande potencial de energia não aproveitada que é dissipada em forma de calor.

A questão é tão alarmante que segundo Norman (2017) mostra que o preço dos combustíveis chegará ao dobro do valor até 2020, devido ao aumento do número de automóveis e a não descoberta de novas fontes de petróleo.

Nesta realidade é importante citar outros avanços que acompanham a evolução dos motores à combustão, principalmente na evolução dos carros com motores movidos a energia elétrica. Sabe-se que estes já possuem um papel fundamental na realidade automotiva atual e que podem ganhar um mercado futuro relevante.

Normas internacionais a respeito da quantidade de poluentes que pode ser emitida pelos motores de combustão interna são editadas e renovadas periodicamente, se tornando cada vez mais restritas e severas, obrigando as empresas a desenvolverem novas tecnologias capazes de permitirem a produção de veículos cada vez menos poluentes (KLIER; LINN, 2016).

Com relação aos motores de combustão interna, os modelos menos complexos para simulação nestes programas que lidam com matemática avançada são os modelos termodinâmicos, também chamados de modelos zerodimensionais. Os modelos 0D utilizam equações diferenciais ordinárias, correlações empíricas e

princípios básicos da termodinâmica para representar os processos termodinâmicos ocorrendo com os gases no interior do cilindro, aplicando a conservação da massa e da energia a um volume de controle. Estes modelos permitem a obtenção de parâmetros como pressão e temperatura no cilindro e a avaliação de comportamentos específicos dos diversos subsistemas envolvidos no funcionamento do motor (RIMSA, 2018).

No cálculo térmico de motores de combustão interna um dos primeiros parâmetros a serem estabelecidos é a taxa de compressão. Seguido pelo coeficiente de excesso de ar. Isto porque, a quantidade de ar que participa do processo de combustão pode ser menor, igual ou maior que a quantidade de ar teórica necessária para a combustão completa do combustível.

Diante de importantes questões relacionadas ao meio ambiente e ao desenvolvimento sustentável. A busca por combustíveis renováveis que tenham a mesma performance do que os fósseis se faz presente. Com o cálculo térmico os parâmetros podem ser analisados e alternativas criadas para sanar os déficits de rendimento que cada combustível apresenta.

Segundo a perspectiva de Couto (2016) a necessidade de se inventar, produzir e colocar no mercado combustíveis alternativos, como o gás natural, o etanol e o biodiesel é tendência de mercado. O autor ainda refere sobre outra alternativa viável em busca da sustentabilidade nos veículos, que é a busca na economia de recursos e isto inclui os motores à combustão e outras partes dos veículos, pois pela própria lógica quanto mais leve o automóvel, mais agilidade, melhor desempenho e menor emissão de poluentes. Nesta dinâmica, a pesquisa na indústria de automóveis tem procurado testar novos metais e componentes mais leves e ao mesmo tempo mais eficientes.

Existem muitos caminhos que podem ser seguidos com intuito de melhorar a eficiência energética de um veículo. Uma linha de pesquisa bastante estudada são as câmaras com razão de compressão variável. Nesta linha de pesquisa existem várias subdivisões que buscam o mesmo objetivo, por exemplo, mudando a geometria da cabeça do pistão, ou variando a distância da biela em tempo real. Além disso, é possível modificar a composição química dos combustíveis, ou então tecnologias que melhoram a aerodinâmica do veículo que também influenciam na performance do mesmo (SHADLOO, 2015).

1.1 JUSTIFICATIVA

Atualmente, a indústria automobilística vem passando por um processo de transformação para acompanhar as mudanças e exigências econômicas de um mercado cada vez mais competitivo. Essas mudanças englobam a necessidade de novos investimentos para modernizar o parque industrial, novas exigências dos consumidores quanto à qualidade do produto, estratégias locais orientadas pelas classes mundiais, entre outros pontos que redirecionaram as perspectivas do mercado automobilístico brasileiro, delineando novos rumos para o mercado, impactando na competitividade setorial. Além disso, os consumidores atuais de veículos automotores importam-se cada vez mais com a questão do meio ambiente e também com o aumento do preço do combustível (RIBEIRO, 2014).

O Brasil ainda possui grandes barreiras que impedem o aumento da frota de veículos elétricos: baixa autonomia, alto custo para a aquisição do veículo e níveis de desenvolvimento econômico e tecnológico relativamente lentos (Baran e Legey, 2010). Esses fatores convergem para a continuação da utilização dos motores a combustão interna, seja como o único método de conversão em energia mecânica, seja como um método que trabalhará em conjunto com outro para realizar a transformação em energia mecânica (veículos híbridos).

Com o estudo do motor de combustão interna, através da avaliação de seus parâmetros apurados por meio da ciência termodinâmica, o processo de combustão é fundamentalmente otimizado. O levantamento da curva característica exterior de velocidade também colabora para a avaliação do comportamento e o desenvolvimento dos motores com alto desempenho, baixos níveis de emissão de poluentes e de consumo de combustível.

De acordo com González (2010), uma vez que a eficiência de um motor de combustão interna depende da qualidade do combustível fornecido, da geometria e de alguns outros parâmetros de operação do motor, é desejável a construção de um modelo matemático que permita aperfeiçoar a operação do motor.

Assim, será possível analisar quais parâmetros mais influenciam na emissão de poluentes e como melhorar a eficiência da combustão. É válido mencionar que um aumento desta é bom tanto para os fabricantes do motor e do combustível, devido ao aumento da vantagem competitiva de seus produtos, quanto para os

consumidores, pois mais potência será gerada a partir da mesma quantidade de combustível (PASQUALETTE, 2015).

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Avaliar o desempenho de motores de combustão interna com os resultados do cálculo térmico de um modelo termodinâmico realizado no software simulink do Matlab utilizando diferentes tipos de combustíveis.

1.2.2 Objetivos Específicos

1- Analisar por um modelo termodinâmico e comparar por curvas características exteriores de velocidade o desempenho de motores de combustão interna utilizando diferentes tipos de combustíveis;

2- Implementar a lei de Wiebe para melhor representação do processo de combustão;

3- Determinar a mistura etanol gasolina ideal para se obter um motor de alto desempenho com máxima potência e mínimo de consumo;

4- Comparar a metodologia do cálculo térmico teórico, com trabalhos publicados na literatura, para poder identificar o efeito das diferenças encontradas nas metodologias nos resultados gerados e assim, se possível propor melhorias na metodologia estudada;

5- Validar o cálculo do modelo termodinâmico, através de comparação com trabalhos publicados na literatura, determinando o melhor modelo para predição de potência, torque, consumo específico e pressão no interior da câmara de combustão;

6- Disponibilizar na literatura mais uma ferramenta de modelagem, entre as diversas já disponíveis, para o estudo do ciclo termodinâmico dos motores.

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores térmicos têm por objetivo transformar a energia térmica em energia mecânica útil. Segundo Moretti (2013), no caso dos motores de combustão interna o objetivo é transformar a entalpia de combustão (através da reação de oxidação de combustíveis) em energia mecânica diretamente utilizável, ou seja, transformam a energia química do combustível em trabalho útil ou força motriz de acionamento.

Os motores térmicos podem ser classificados em motores de combustão interna e motores de combustão externa. Motores de combustão externa são aqueles em que os produtos da combustão da mistura ar-combustível transmitem calor a outro fluido que será o fluido que produzirá o trabalho. No motor de combustão interna, os produtos da combustão serão os responsáveis pela produção do trabalho. (OBERT, 1971), (TAYLOR, 1988).

Os primeiros motores a combustão externa apareceram no século XVIII e o combustível utilizado era a lenha, naquela época abundante e de baixo custo. Estes motores a vapor eram geralmente utilizados em máquinas estacionárias. No século XIX apareceram os primeiros motores a combustão interna. Nestes, o combustível é queimado dentro do próprio motor e seu aparecimento provocou um rápido desenvolvimento. Estes motores levaram vantagem sobre as máquinas a vapor pela sua versatilidade, eficiência, menor peso por cavalo vapor, e possibilidade de adaptação a diversos tipos de máquinas (SAMPAIO et. al., 2014).

Desde o século dezenove os motores de combustão interna (MCI) tiveram seu desenvolvimento ligado a modelos termodinâmicos que descrevem o seu funcionamento. Estes modelos foram importantes na construção do primeiro motor de ignição de compressão espontânea (ICE). No entanto, até a década de 60 do século vinte, o empirismo dominou o desenvolvimento tecnológico destes motores. A partir desta década, a disponibilidade de meios computacionais mais baratos e poderosos vem tornando a simulação uma ferramenta importante na pesquisa de novos motores, permitindo uma significativa melhora de desempenho, redução de emissão de poluentes e viabilizando sistemas de controle mais eficientes. Hoje em dia não é possível conceber um novo desenvolvimento sem o uso de ferramentas de

modelagem. A capacidade de previsão dos atuais modelos é suficiente para eliminar configurações ineficientes reduzindo assim os custos da fase de experimentação em protótipos (BARROS, 2003).

Por fim, falando-se exclusivamente dos motores alternativos de combustão interna, estes são classificados como motores de ignição por compressão ou motores de ignição por centelha, motores Diesel ou motores Otto, respectivamente. Suas características básicas são as seguintes, conforme Navarro et. al. (2015):

a) Motores de ciclo Otto: utilizam combustível de alta volatilidade, como a gasolina e o álcool. Para ignição necessitam de centelha produzida pelo sistema elétrico e este pode ser 2 ou 4 tempos.

b) Motores de ciclo Diesel: utilizam como combustível o óleo diesel. A inflamação do combustível injetado sob pressão na câmara de combustão ocorre pela compressão de ar e conseqüente elevação da temperatura.

Nesse contexto de acordo com Carvalho (2011), as tecnologias aplicadas tornaram os motores capazes de trabalhar com mais de um tipo de combustível, propiciando aos usuários as possibilidades de utilizar um combustível de acordo com uma finalidade específica. Com relação às emissões provenientes dos gases de escapamento de motor, as tecnologias de controle do motor e de pós-tratamento de gases conseguiram minimizar severamente as emissões de gases. Porém todas essas medidas ainda não são suficientes. O gás carbônico, por exemplo, é apontado como um dos causadores do efeito estufa e aquecimento global, sendo lançado ao meio ambiente proporcionalmente ao consumo de combustíveis em MCI. Essa demanda pelo melhor aproveitamento do combustível tem levado à tendência de veículos com MCI cada vez menores, que consumam menos combustíveis e, logo, emitam menos poluentes.

A crescente demanda global por energia, que se consolida principalmente em torno de combustíveis fósseis, resultou em grande dependência de uma fonte de energia cujo uso é caro, potencialmente não confiável e prejudicial ao meio ambiente. Esta situação levou à busca e desenvolvimento de fontes alternativas de energia, com crescente ênfase na utilização de energias renováveis devido às recentes mudanças na sensibilização ambiental. (ADAMS E LINDEGAARD, 2016)

Conforme estudos de Tomanik e Uehara (2017) os motores à combustão tiveram um avanço de 15% a 20% em sua autonomia e se comparado com os motores V8 dos anos de 1980 em economia nos últimos 20 a 30 anos.

O desenvolvimento dos motores foi acompanhado pelo respectivo avanço dos sistemas auxiliares que o compõem. Segundo Lopes, Furlani e Silva (2003) podem-se destacar:

- Sistema de alimentação de combustível desenvolvido por Maybach em 1892, que foi o precursor dos carburadores.
- Sistema de ignição por alta tensão desenvolvido por Robert Bosch em 1902 que substituiu a ignição por chama. Nele o controle do início da chama era precário.
- Sistema de distribuição por válvulas, came e balancins desenvolvidos por Morey do exército americano em 1826.
- Sistema de arrefecimento a água, desenvolvido também por Morey.

Agora para a perspectiva específica, da evolução tecnológica, do desenvolvimento, das características e das tecnologias aplicadas atuais referentes aos motores automotivos à combustão.

Seguindo uma linha de diversificação, Couto (2016) relata que a Ford lançou o EcoBoost 2.0 no atual Ford Fusion, que reduz a emissão de CO₂ em até 15% e que sem perder a performance reduz cerca de 20% de combustível. De modo que a tendência dos motores da Ford é de unir três diferentes tecnologias: a injeção direta, o turbo compressor e o comando de válvulas variáveis, melhorando enormemente o desempenho e economia do motor.

Já a Renault, continuando os relatos de Couto (2016) há tempos usa a formula 1 para aperfeiçoar os seus motores. Um exemplo bom é o motor do tipo Downsizing e três cilindros (menores e mais potentes).

Ainda nesta linha de evolução tecnológica, conforme Norman (2017) a Volkswagen optou pelo motor downsizing através do Fox Bluemotion em 2013, saindo do modelo 1.6 para 1.0 de três cilindros, além do Volkswagen Up 1.0i flex de três cilindros com 75 cv. O mesmo dispõe de quatro válvulas por cilindro com variação contínua, gerando melhor desempenho de combustível e pouca emissão de poluentes.

Fechando sobre a evolução tecnológica nas maiores montadoras, Couto (2016) refere que a Fiat em 1994 saiu na frente com o modelo Uno Turbo 1.4 de

potência 2.0 e 118 cv mantendo economia de 1.4, evoluindo em 1995 com o Tempra Turbo 2.0, em 1996 o Tempra Style e no ano 2000 o Fiat Marea Turbo. Mais adiante em 2007 une-se ambas as tecnologias no modelo Punto TJet com motor 1.4 Turbo, 16 válvulas e 152 cv. Recentemente a montadora surge com o sistema Multair no Fiat 500.

Finalizando, Grande (2015) a preocupação com os motores à combustão outras medidas têm sido executadas em várias partes do mundo. Nos EUA, um dos maiores consumidores de petróleo e derivados do planeta, o governo exigiu que os produtores de veículos, até 2025 serão obrigados a produzir veículos com desempenho e autonomia média de 23 km por litro até o ano de 2025. Além disso, os famosos motores V8 estão sendo banidos do comércio, sendo substituídos pelos motores de quatro cilindros.

Grande (2015) reforça ainda que existe uma tendência de minimização dos motores e que a Audi, BMW, Mercedes-Benz, Ford e Volkswagen, lideram as pesquisas nos motores a gasolina e a Diesel, seguida da PSA Peugeot Citroen e também o Japão têm mostrado preocupação principalmente à redução de poluentes, turbo compressores, supercompressores, sistema de válvulas inteligentes, redução de peso dos automóveis e acompanhamento na tecnologia de seus concorrentes.

Em relação aos combustíveis, eles sempre tiveram maior impacto no desenvolvimento dos motores de combustão interna. Antes de 1905, embora as taxas de compressão fossem baixas (4:1 ou menores que essa relação), para evitar problemas de detonação, o combustível muito volátil proporcionava fácil partida e boa performance em climas frios.(TILLMANN, 2013).

De acordo com Lima (2017), a possibilidade de se utilizar mais de um combustível no mesmo veículo surgiu no início do século XX com o modelo Ford T. O motor Flex possui regulagem intermediária para funcionar tanto a etanol quanto a gasolina. Sendo o combustível armazenado em um mesmo tanque para os 2 combustíveis, possui uma bomba de combustível com componentes especiais para não sofrer corrosão pelo etanol, bicos injetores com maior vazam em relação aos usados somente para gasolina, por ser necessário maior quantidade de etanol para uma mistura estequiométrica. A taxa de compressão dos motores Flex é intermediária (11:1) entre os motores puramente a gasolina (10:1) e aos motores

puramente a etanol (13:1). Isso proporciona um rendimento médio para cada combustível.

Nesse sentido, muitas pesquisas estão voltadas para desenvolvimento de novas formas de energia, retomando e aperfeiçoando os estudos com novos combustíveis, principalmente os biocombustíveis provenientes da biomassa como o etanol, o biodiesel, entre outros. Assim como confirma Caraschi et. al (2019) que a utilização eficiente da biomassa como combustível requer conhecimento prévio da composição e propriedades do material, a fim de ser capaz de desenvolver tecnologias para a sua combustão eficiente, garantindo simultaneamente que as emissões de poluentes permaneçam dentro dos limites aceitáveis.

Os biocombustíveis podem ser caracterizados em termos de suas propriedades químicas e físicas, uma vez que os dados obtidos são usados para estabelecer as condições de combustão mais adequadas. No entanto, um maior número de fatores operacionais influencia a combustão de biocombustíveis sólidos, em comparação com gases ou líquidos. Portanto, é essencial analisar esses materiais em termos de seu valor calórico, química elementar e imediata, teor de umidade, tamanho de partículas e densidade aparente. O conhecimento dessas propriedades permite que os biocombustíveis sejam utilizados de forma mais eficiente para a produção de energia (TAO et al., 2012)

2.2 PARÂMETROS DE AVALIAÇÃO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

2.2.1 Torque

A pressão gerada pelo processo de combustão aplicada sobre a área da cabeça do pistão gera uma força resultante sobre o mesmo, essa força é transmitida para a biela e posteriormente ao virabrequim, dando origem a uma força tangencial, por conseguinte, a um momento torçor. No entanto a pressão gerada é função da massa da mistura ar + combustível e da rotação existente, deste modo, entende-se que o torque varia com a rotação e carga. (MENDES, 2017)

No caso de qualquer motor, o torque de partida deve ser maior do que o torque resistente acoplado ao eixo.No motor uma fonte externa faz circular corrente pelo induzido. No sentido em que se encontra a corrente e pela interação de cada

condutor com o campo em que está imerso, surgem forças que fazem o motor girar no sentido anti-horário. Essas forças produzem um conjugado resistente que se opõe ao conjugado mecânico que externamente é aplicado ao motor. Após certo tempo a partir do início da operação do motor, na velocidade nominal, há o encontro das curvas de torque do motor e do torque resistente. Se a carga mecânica diminui, o torque do motor também diminui e a velocidade aumenta, estabilizando num novo regime (HALLIDAY et al., 2006). Na FIGURA 1, é identificado este comportamento.

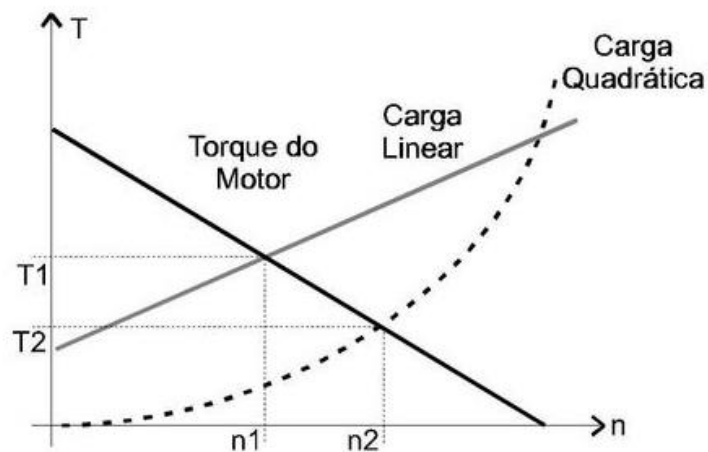


FIGURA 1 – Comportamento Torque Do Motor

FONTE: Uninter

2.2.2 Potência

Conforme Beires (1962), várias são as potências que devem ser consideradas ao estudar-se um motor. Chama-se a potência de um motor, o trabalho que o motor realiza por segundo. Trabalho é o efeito útil de uma força quando desloca o seu ponto de aplicação na direção em que atua. As unidades mais utilizadas para potência de motores são o HP (Horse Power) e o CV (Cavalo Vapor) que representam aproximadamente 746 W e 736 W, respectivamente (HALLIDAY et al., 2006). Conforme Perfectum (2018), em um motor deve-se considerar várias potências, tais como:

a) Potência teórica: corresponde à transformação integral de toda a energia calorífica fornecida ao motor em energia mecânica;

b) Potência indicada: corresponde à energia que o motor forneceria se transformasse toda a potência transmitida pelo êmbolo ou pistão em potência efetiva sobre o virabrequim;

c) Potência efetiva: é a potência utilizável e chamada por isso de potência no veio-motor (virabrequim).

A partir do valor de Torque obtém-se a potência que é gerada no motor, essa potência é chamada de “brakepower” pelo fato de que, neste caso, a carga para a qual o motor está entregando sua potência é o “freio” do dinamômetro, instrumento de medição da potência e trabalho executado na unidade de tempo, de um motor em suas diversas condições de funcionamento.. Ou seja, esta é a potência “final entregue” pelo motor, que representa a potência gerada diretamente nos cilindros pela combustão deduzida a potência perdida com as chamadas perdas passivas do motor. No Português, é chamada de “potência de eixo”(RIMSA 2018).

2.2.3 Rendimento

Rendimento de um motor é a relação existente entre a energia de qualquer espécie que lhe é fornecida e a energia mecânica que ele produz (PERFECTUM, 2018). São vários os rendimentos a considerar. Em um motor de combustão interna, a energia fornecida é a energia calorífica ou térmica e apresenta-se na forma de combustível. O rendimento de um motor é a razão entre o trabalho mecânico realizado quando o motor funciona e o trabalho mecânico teórico do combustível, medido em função do número de calorias produzido pela unidade de massa do referido combustível. Entre os tipos de rendimentos, são destacados (BEIRES, 1962):

a) Rendimento térmico teórico: conhecido também como rendimento teórico, é a relação entre a quantidade de trabalho utilizado e a quantidade de trabalho fornecido;

b) Rendimento indicado: é a relação entre o trabalho útil indicado e o trabalho teórico, fornecido pelo combustível durante um dado tempo;

c) Rendimento termodinâmico: é a relação existente entre o trabalho efetivo fornecido pelo motor e o trabalho mecânico teórico fornecido pelo combustível que o motor consome, durante um diferencial de tempo;

d) Rendimento mecânico: é a relação entre o trabalho efetivo e o trabalho indicado de um motor.

Para aumentar o rendimento de um motor, considera-se que o rendimento real do mesmo é sempre inferior ao seu rendimento máximo teórico devido a imperfeições da mistura, inflamação incompleta, perda de calor absorvido pelas paredes dos cilindros, perda de calor na fase da evacuação, atritos e resistências que absorvem trabalho (BEIRES, 1962).

2.2.4 Pressão média efetiva

O trabalho em um ciclo termodinâmico desenvolvido no fluido ativo é igual a área do ciclo desenhada pelo diagrama $p - V$, no entanto se esse trabalho for igual ao trabalho desenvolvido por uma pressão aplicada sobre a cabeça do cilindro durante o seu curso, dizemos que essa pressão é a pressão média efetiva (PME). A pressão média efetiva é muito importante quando se quer saber a eficácia com que o motor aproveita a sua cilindrada, pois ela representa o trabalho por unidade de cilindrada, entendendo-se então, que um motor de pequena cilindrada produz pouco trabalho e que um motor de grande cilindrada produz um grande trabalho por ciclo, é ainda de se esperar que motores de desempenho semelhantes tenham pressões médias semelhantes. As mesmas relações utilizadas para a potência também podem ser usadas para descrever a pressão média efetiva, desse modo, temos a possibilidade de comparar o desempenho de motores, mesmo que de tamanhos e potências diferentes. Pode-se ainda afirmar que o torque é proporcional a pressão média efetiva (MENDES, 2017).

2.2.5 Consumo

O consumo é um dado fundamental para o conhecimento do motor e, conforme Beires (1962) são considerados três espécies de consumo:

a) Consumo específico: é a razão entre a massa do combustível consumido por hora e a potência efetiva;

b) Consumo por unidade de distância: é a razão entre o consumo horário médio e a velocidade. Este consumo é mais comumente utilizado em motores de propulsão;

c) Consumo horário: é o consumo por hora à velocidade normal de utilização do motor (número de litros de combustível dividido pelo número de horas de trabalho). Este consumo é utilizado tanto em motores estacionários, como em motores de propulsão. É especialmente interessante em motores de avião, pois a distância percorrida não é necessariamente função do tempo de permanência no ar, visto que as correntes de ar influenciam demasiadamente no percurso.

Em um teste de motor, de acordo com Rimsa (2018), o consumo de combustível é medido como uma vazão mássica (massa por unidade de tempo), \dot{m}_f . O consumo específico do motor (do inglês, *sfc* – *specificfuelconsumption*) é definido como a vazão mássica de combustível por unidade de potência útil produzida pelo motor.

2.2.6 Eficiência volumétrica

O sistema de admissão do motor, com todos os seus elementos, restringe naturalmente a quantidade de ar que ele pode admitir. O parâmetro que mede a eficiência na qual um motor admite ar é a eficiência volumétrica, η_v . Este parâmetro é definido como a razão entre a vazão mássica de ar para o sistema de admissão e a taxa na qual os pistões percorrem todo seu curso, disponibilizando o volume deslocado (RIMSA, 2018).

2.3 TAXA DE CALOR LIBERADA NA COMBUSTÃO

A combustão nos motores de ignição por compressão é um processo complexo, heterogêneo e tridimensional. Uma solução para a modelagem 0D deste problema foi proposta originalmente por Lyn (1969, apud Moroteaux e Saad, 2013), que consiste em modelar a combustão como um processo de liberação de calor. A partir de então, nos modelos 0D a combustão passou a ser modelada através de certas expressões que modelavam a fração mássica queimada e conseqüentemente a taxa de calor liberada pela combustão.

Awad et al. (2013) citam como exemplos de leis que foram desenvolvidas para simular a fração mássica queimada: lei do cosseno, lei de Watson e lei de Wiebe, sendo esta última a que é mais utilizada até hoje, tanto nos motores de ignição por compressão quanto nos motores de ignição por centelha.

Em Ribeiro (2013) também é ressaltado esta questão do estudo da lei de Wiebe relacionando a taxa de liberação de calor com o processo de combustão. Isto porque ele afirma que a simulação da combustão depende de um importante parâmetro para representação do calor que é liberado pela combustão em cada passo de ângulo de manivela alfa. Esse parâmetro é a taxa de calor liberada na combustão e o seu cálculo é feito a partir de modificações das equações de Wiebe.

Com o avanço dos estudos dessa lei começaram a surgir as adversidades. Conforme pode ser visto em Pasqualetto (2015), ao afirmar que apesar das inúmeras opções de funções de Wiebe disponíveis na literatura, muitas inclusive sendo capazes de representar diversas fases do processo de combustão, todas possuem problemas. Um deles diz respeito à presença de diversas constantes de ajuste em sua expressão.

Cada trabalho na literatura possui suas próprias recomendações de valores para tais constantes (HEYWOOD, 1988). Ao utilizar os mesmos valores das constantes para condições operacionais, combustíveis ou tipos de motores diferentes daqueles para os quais os valores foram validados, resultados que divergem bastante dos dados experimentais podem ser obtidos. Este fato elimina a capacidade preditiva da função de Wiebe.

Mas também, cada vez mais surgem modelos precisos tanto para o processo de combustão quanto para a lei de Wiebe. Hu et al. (2017) analisaram a sensibilidade da fração queimada em função de cada parâmetro da lei de Wiebe, e propuseram novos métodos para determinar cada parâmetro da lei apropriadamente. Com isto, um modelo de combustão apurado foi encontrado para cada carga do motor.

De acordo com Pasqualetto (2015), sabe-se que a quantidade de energia que o combustível libera durante a combustão que ocorre dentro do cilindro após sua injeção pode ser determinada pelo Poder Calorífico Inferior (*PCI*), já que a água presente no produto da reação química está no estado vapor (HEYWOOD, 1988). Portanto, o calor total $Q_{\text{comb},T}$ a ser liberado pelo combustível pode ser representado

pela seguinte expressão, na qual supõe-se que a eficiência da combustão é de 100%:

$$Q_{\text{comb},T} = m_{\text{comb}}PCI \quad (1)$$

onde m_{comb} é a massa de combustível presente na câmara de combustão. Entretanto, pretende-se expressar a quantidade de calor liberado pelo combustível ao longo do tempo, isto é, em função do ângulo do virabrequim. É possível expressar aquele parâmetro em função da fração mássica de combustível queimado, $f(\theta)$:

$$Q_{\text{comb}(\theta)} = Q_{\text{comb},T}f(\theta) \quad (2)$$

onde θ é o ângulo do virabrequim e $Q_{\text{comb}(\theta)}$ é a quantidade de combustível liberada em função daquele. Combinando as Eqs. (1) e (2) e derivando-as em relação ao ângulo do virabrequim, obtém-se a seguinte expressão:

$$\delta Q_{\text{comb}}/d\theta = m_{\text{comb}}PCI df/d\theta \quad (3)$$

Na Eq. (3), o termo $\delta Q_{\text{comb}}/d\theta$ representa a taxa de liberação de calor pelo combustível em função do ângulo do virabrequim, que é a variável de interesse deste trabalho. Entretanto, para a utilização da Eq. (3), é necessário conhecer alguma função que represente a fração mássica de combustível queimado. O procedimento mais usual é usar correlações empíricas ou semi-empíricas. Existem diversas delas disponíveis na literatura (HEYWOOD, 1988), sendo a função de Wiebe, proposta originalmente no trabalho de WIEBE (1956), a mais utilizada. Esta função foi obtida pela simplificação das reações químicas que ocorrem na combustão (GHOJEL, 2010). Desde sua elaboração, foram propostas inúmeras variações para ela, cada uma tendo algum grau de sucesso em diferentes condições de operações e tipos de motores. A maior parte das diferentes versões da função de Wiebe podem ser encontradas no trabalho de GHOJEL (2010). Destas a mais aplicada é a originalmente proposta por WIEBE (1956) que é também a mais simples:

$$f(\theta) = 1 - \exp[-a((\theta - \theta_0)/\Delta\theta)^{n+1}] \quad (4)$$

onde θ_0 é o ângulo de ignição, isto é, o ângulo de início da combustão, $\Delta\theta$ é a duração da combustão e α e n são parâmetros ajustáveis.

Os parâmetros de entrada variam com o tipo de motor, condição operacional e tipo de combustível adotado. O parâmetro α está relacionado com o combustível e geometria do motor, enquanto n está relacionado com a ordem da reação de combustão e duração de queima, dependendo do combustível e rotação do motor (Heywood, 1988). Desta forma a modelagem é limitada no que diz respeito à predição (MAXWELL, 2012).

2.4 COMBUSTÍVEIS

Os motores de combustão interna estão sujeitos a inúmeros fenômenos físicos de alta complexidade, relacionados à mecânica dos fluidos, vaporização, formação de mistura e combustão, em uma enorme gama de temperaturas e pressões. Influídos pelas características e propriedades dos combustíveis o rendimento do motor é o resultado da interação entre estes diversos fenômenos. A relação dos principais componentes presentes nos combustíveis com as características de combustão e parâmetros de desempenho dos motores é um campo fértil para investigações e estudos.

Segundo Carvalho (2011), o efeito da qualidade do combustível no desempenho do motor é relativamente menor em relação à influência de outros parâmetros de projeto de motores. Porém, ao mesmo tempo em que houve progressos nos projetos tecnológicos de motores, houve também a necessidade de mudanças nos combustíveis, principalmente em relação ao índice de octanagem e às emissões.

Certas propriedades dos combustíveis como poder calorífico, número de octano, composição em massa, massa molecular, densidade, energia de ativação e entalpia de formação influenciam nas características do processo de combustão do motor.

A Agência Nacional, ANP, possui a função de estabelecer as especificações técnicas dos derivados de petróleo, gás natural e dos biocombustíveis e realizar o controle da qualidade desses produtos. Dessa forma, octanagem, densidade e poder calorífico são especificações que precisam estar atendendo os padrões legais.

Dentre todos os combustíveis, o petróleo e o carvão suprem, nos dias atuais, a maior parte das necessidades energéticas dos países industrializados. Tal fato serve como indicativo da quantidade de material fóssil manuseado e da magnitude dos problemas de poluição atmosférica relacionados à obtenção desses recursos, seu processo produtivo, transporte, refino, etc. (BOUBEL et al., 2004).

Tendo em vista os impactos ambientais provocados pelo uso de combustíveis fósseis. Isto porque, com a intensificação das emissões de CO₂ existe uma influenciando mais complexo dos problemas ambientais que é o aquecimento global cabe ressaltar a necessidade de formulação de uma política energética para o setor de transporte que promova sua maior eficiência e reduza a dependência do petróleo e das emissões de poluentes atmosféricos. É de extrema relevância para diversificar a matriz energética do Brasil, FIGURA 2, E do mundo.

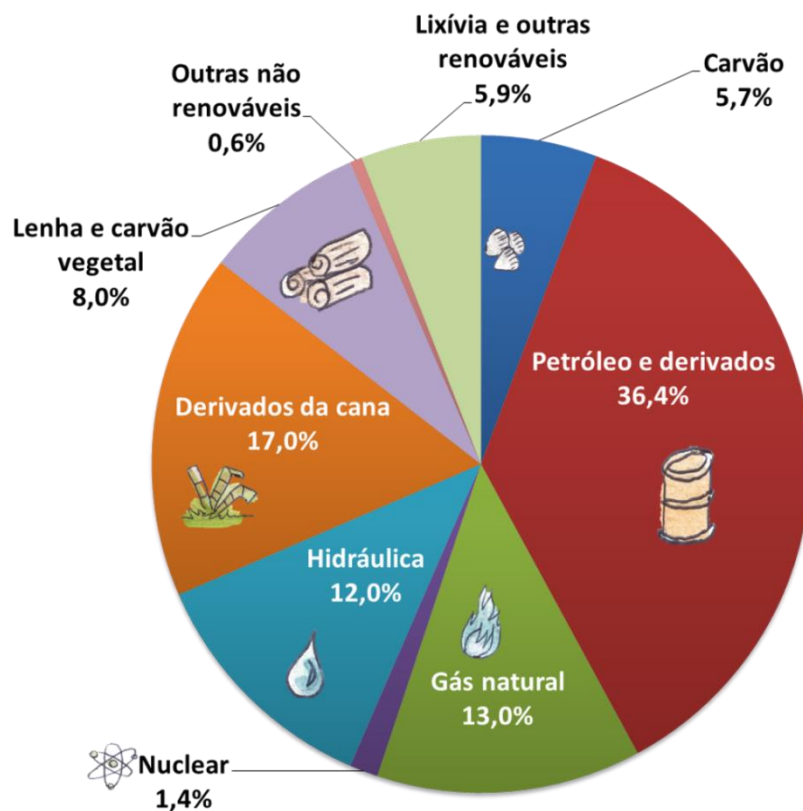


FIGURA 2 -Matriz Energética Brasileira 2017

Fonte: ANP, 2018

2.4.1 Combustíveis fósseis

De acordo com Agência Nacional do Petróleo, Biocombustíveis e Gás Natural - ANP (2018), a produção nacional de petróleo cresceu 4,2% em 2017, quarto ano consecutivo de aumento, e atingiu 2,6 milhões de barris/dia. A elevação foi liderada pela oferta de petróleo do pré-sal, que alcançou a média de 1,3 milhão de barris/dia no ano, cerca de 50% da produção do País. No mesmo sentido, a produção de gás natural teve acréscimo de 5,9%. No pré-sal, a produção de gás natural também segue aumentando sua participação no total nacional e correspondeu a 45,3% em 2017. Em 2017, as reservas provadas de petróleo no mundo atingiram a marca de 1,7 trilhões de barris, mantendo-se no mesmo patamar de 2016, com um pequeno decréscimo de 0,03%.

2.4.2 Combustíveis renováveis

Segundo a ANP, os biocombustíveis podem ser definidos como “...derivados de biomassa renovável que podem substituir, parcial ou totalmente, combustíveis derivados de petróleo e gás natural em motores à combustão ou em outro tipo de geração de energia” (ANP, 2010b). Nesse setor, a produção de etanol manteve-se praticamente estável. Já a produção de biodiesel foi 12,9% superior ao ano anterior em decorrência, principalmente, do aumento do teor de mistura no óleo diesel de 7% para 8%. (ANP, 2018)

O grande espaço territorial ocioso e a situação do clima no Brasil são propícios para o plantio de insumos indispensáveis para a produção dos biocombustíveis, o que tem propiciado investimentos em políticas públicas no campo social para o aproveitamento das potencialidades regionais, com geração de renda e empregos e um desenvolvimento sustentável. De modo que, os dois principais biocombustíveis líquidos usados no Brasil são o etanol e o biodiesel.

O interesse mundial pelo desenvolvimento dos biocombustíveis aumentou a partir de meados da presente década, em virtude de uma preocupação maior com o desenvolvimento de fontes energéticas renováveis e mais limpas, que permitam avançar na superação do atual paradigma, FIGURA 3, baseado nos combustíveis fósseis. Nesse cenário, destaca-se o Brasil, cujo programa de bioetanol de cana-de-açúcar apresenta resultados interessantes, desde a pesquisa de variedades de cana

de maior rendimento até a fabricação de motores que funcionam com qualquer mistura de gasolina e etanol. (BNDES, 2008)

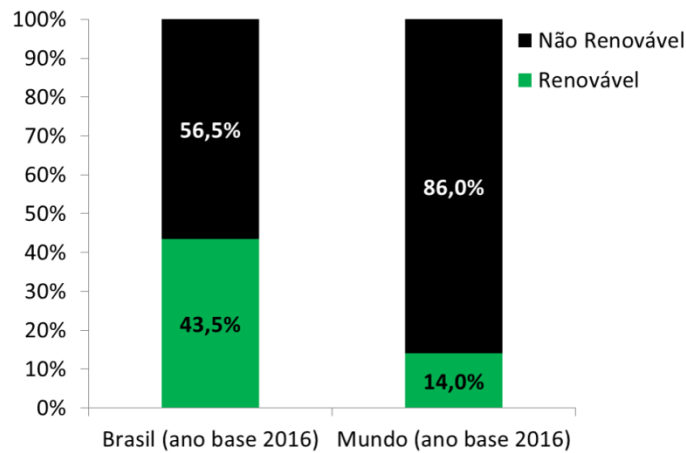


FIGURA 3 - Consumo de energia: fontes renováveis e não renováveis

Fonte: EPE (2016)

2.4.2.1 Gasolina

Tosselo (1980) considerou a gasolina como o mais importante combustível líquido empregado em motores de combustão interna e Meher e Bressler. (2007), a considerou como o combustível de maior presença em motores veiculares. Ela pode ser obtida por diferentes processos, tais como a destilação do petróleo cru, o craqueamento do óleo residual, a polimerização dos gases do craqueamento (gasolina com alto número de octana), a extração do gás natural, a destilação e absorção, a extração do gás natural por compressão e resfriamento e por hidrogenação do carvão (gasolina sintética) (BARSA (c), 2002).

A gasolina é uma mistura complexa, composta por centenas de componentes, em pequenas proporções, provenientes dos processos de refino do petróleo. Na busca de formulações simplificadas que representem o comportamento do combustível original, formulações específicas, conhecidas como formulações reduzidas, são estabelecidas utilizando um número pequeno de componentes, presentes em combustíveis comerciais. Formulações reduzidas são interessantes, pois limitam a complexidade físicoquímica, facilitam o entendimento dos processos fundamentais envolvidos e possibilitam a representação do combustível em programas computacionais de simulação de motores de combustão interna, com menor custo computacional (MAXWELL, 2012).

Ainda segundo Maxwell (2012), as pesquisas e os experimentos em motor com componentes puros de gasolina ou com formulações reduzidas, na sua grande maioria resumem-se a testes em motores CFR (CooperativeFuelResearchEngine), utilizados nos ensaios de determinação de octanagem, que possuem projetos antigos (Leppard, 1990; Bradley & Head, 2006; Andrae, 2008; Kalghatgi et al., 2014 e 2015). As características da combustão são avaliadas principalmente pelos testes de octanagem, sendo a correlação com motor comercial muitas vezes limitada a esta propriedade. A octanagem pode ser determinada pelos métodos RON (ResearchOctaneNumber), que simula a situação em que o motor está carregado e em baixa rotação e MON (Motor OctaneNumber) que avalia a situação em que o motor está em plena carga e em alta rotação. Estes ensaios são regidos, respectivamente, pelas normas ASTM D2699 e ASTM D2700 (ASTM, 2009a, 2009b).

2.4.2.2 Etanol

Etanol (álcool etílico combustível), produto renovável e limpo, corresponde a um tipo de álcool constituído por dois átomos de carbono, cinco átomos de hidrogênio e um grupo hidroxila. O etanol é uma substância pura, composta por um único tipo de molécula: C_2H_5OH . Originado da biomassa, ele pode ser obtido a partir de diferentes matérias primas, tais como milho, beterraba, trigo e cana-de-açúcar. (AQUINO ET AL, 2014)

Sabe-se que o etanol está cada vez mais sendo utilizado como combustível, devido a sua capacidade de competitividade com os derivados do petróleo, como a baixa toxidez e a elevada biodegradabilidade, e o alto teor de oxigênio, que constitui cerca de 35% em massa do etanol. Generalizando, as características do etanol possibilitam uma combustão mais limpa e melhor desempenho dos motores, o que contribui para redução das emissões poluentes. (AQUINO ET AL, 2014)

Segundo a Comunicação Brasileira para a Convenção-Quadro das Nações Unidas para Mudança do Clima (1994, apud BNDES; CGEE; FAO; CEPAL, 2008, p. 9) a utilização da energia da cana reduziu em 13% as emissões de carbono de todo o setor energético. Nas condições atuais, para cada 100 milhões de toneladas de cana-de-açúcar destinadas a fins energéticos, poderia ser evitada a emissão de 12,6 milhões de toneladas de CO_2 .

Outra vantagem do etanol está representada na FIGURA 4 que é a sua competitividade em relação aos combustíveis fósseis no que tange os preços finais para o consumidor. Como podem ser observados, os valores de mercado para o bioetanol são significativamente inferiores comparados com os valores dos combustíveis fósseis. Pesquisadores ainda afirmam que se derem continuidade ao processo de incremento da produtividade agrícola e industrial, é razoável esperar que os custos de produção do etanol de cana-de-açúcar permaneçam estáveis, ou sejam reduzidos, enquanto, do lado dos combustíveis fósseis, os cenários esperados são de manutenção de preços elevados. Portanto, do ponto de vista econômico, a produção de etanol a partir da cana-de-açúcar mostra-se sustentável, com preços e custos efetivamente viáveis, sem necessidade de subsídios para competir com os combustíveis convencionais. (AQUINO ET AL, 2014)

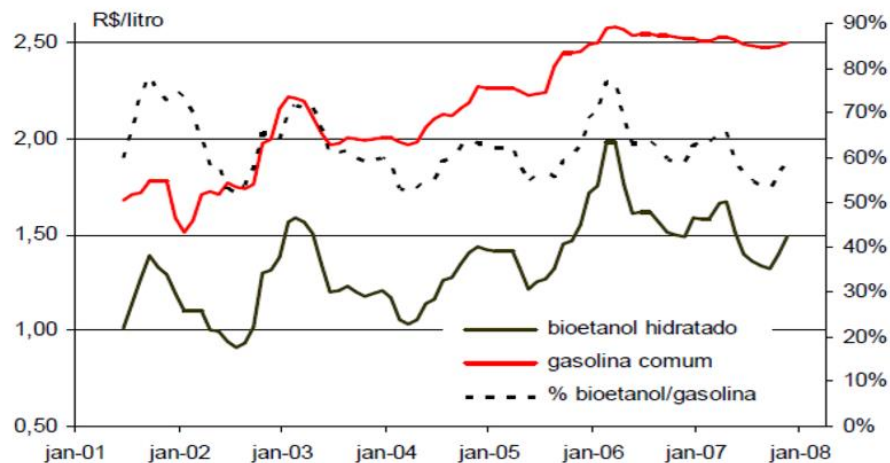


Figura 4 - Evolução dos preços médios ao consumidor do bioetanol hidratado e da gasolina comum e da relação entre esses preços no Brasil.

Fonte: BNDES. et al. Bioetanol de cana-de-açúcar: energia para o desenvolvimento sustentável.

Costa e Sodré (2010) investigaram o etanol hidratado como a única mistura oxidante e uma mistura E22 (22% etanol, 78% gasolina) em um MCI com uma cilindrada de 1.000 cm³, injeção direta, resfriada a água, variando a razão de compressão de 10:1 a 12:1 para diferentes rpm. Eles descobriram que o torque, a pressão média efetiva e a potência são mais elevados ao usar a taxa de compressão 12:1, para ambos os combustíveis, especialmente em altas velocidades. Adicionalmente, os resultados obtidos com etanol hidratado foram maiores do que com a mistura E22 em 1,6% para torque e 3,1% em potência. O

consumo específico de combustível diminui com o aumento da taxa de compressão para ambos os combustíveis, com uma maior diminuição para o etanol hidratado. A eficiência térmica foi maior com etanol hidratado a uma taxa de compressão de 12:1. No entanto, a eficiência volumétrica apresenta melhores resultados com baixas taxas de compressão para ambos os combustíveis. Na TABELA 1 observa-se resultados de desempenho em MCI ao operar com diferentes misturas de etanol-gasolina comparados com gasolina.

TABELA 1 - Resultados de desempenho em MCI ao operar com diferentes mesclas de etanol-gasolina comparados com gasolina. Fonte: Mariaca et al (2016)

Mistura	Comparação em relação à gasolina %			
	Consumo específico de combustível	Torque	Potência	Eficiência térmica
E22	2,7↓	1,5 ↑	3,1 ↑	2,5 ↑
E40 E E60	15↓	14 ↑		
E5, E10, E20 e E30	Quase constante a baixas velocidades	Maior para abertura de válvulas < 20%		
E25, E50, E75 e E100	3 ↓		29 ↑	
E5 e E10	3,2↑ 80km/h 0,85↑ 100km/h			1,9↑ 80km/h 2,5 ↑ 100km/h
E22			3,7 ↑	14,1 ↑
E10 e E20	Diminui para cargas médias			
E100	56↑	3,7 ↑		
E10, E20, E40 e E60		Máximo a 22 CAD		
E5, E10, E20, E30		5,8 ↑ com mistura E20 e E30		
E10, E20	13↑			1,3 ↑
E10, E20, E40, E60	Aumento para todas as misturas			
E10, E20, E30, E50, E85, E100				Máximo entre 24 e 34 CAD
E100				Máximo com maior massa residual na mistura
E100	6↓			
E5, E10, E15 e E20	7,2↑ para E10 e E15 18,77 para E20			
E25 até E27,5	5,↑		8,3 ↑	9 ↑
E5 e E10			2,2 ↑ com E5 1,1↑ com E10	

2.5 ESTUDOS NUMÉRICOS DA COMBUSTÃO EM MOTORES

De maneira geral, estudos relacionados a motores de combustão interna com ignição por centelha têm como objetivo analisar sua eficiência energética, ou seja, a conversão da energia química do combustível em energia mecânica. Um estudo de eficiência energética pode ser realizado sob o ponto de vista dos materiais envolvidos na concepção do motor, da qualidade e tipo de combustível utilizado, das dimensões dos componentes do motor bem como das interações térmicas entre os componentes.

Na literatura, são encontrados diferentes níveis de aproximação para a modelagem de MCI, do simples ciclo padrão a ar até os complexos modelos 3D (LÓPEZ e NIGRO, 2010). A FIGURA 5 mostra os diferentes modelos de combustão, dependendo da abordagem fenomenológica utilizada.

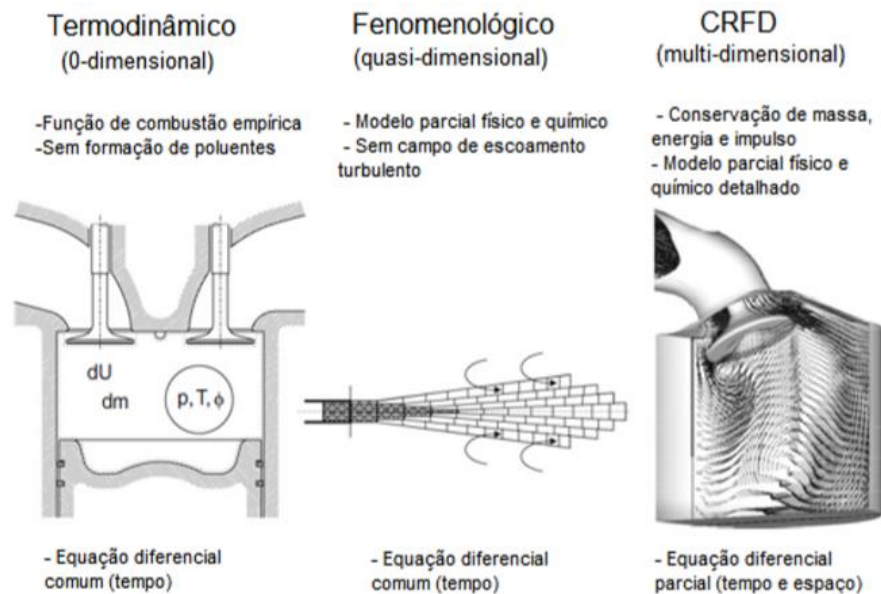


FIGURA 5 – Classificação de modelos de combustão

Fonte: Wisniewski (2017)

Modelos ideais fornecem a maneira mais simples de reproduzir os ciclos de motores de combustão interna, mas eles não representam com exatidão suficiente o seu real comportamento. Uma maneira plausível para aplicações de pesquisa e desenvolvimento é fornecida por modelos termodinâmicos 0-D (PAYRI et al., 2011).

Um parâmetro importante para o correto funcionamento do modelo 0-D é a taxa de calor liberada na combustão (RoHR). Em seu trabalho, J. R. Serrano et al. (2008) parametrizaram os valores de RoHR obtidos de motores de teste por meio de

funções de Wiebe. As funções de Wiebe são utilizadas para descrever a fração de queima e a taxa de queima em motores de combustão interna operando com diferentes sistemas de combustão e combustível.

Nos modelos zero-dimensionais, a câmara de combustão é vista com um único volume, variável no tempo, porém seu estado é uniforme espacialmente, ou seja, a taxa de reação da mistura é igual para todo o espaço, sendo aproximadas por modelos de combustão simplificados ou pelo equilíbrio químico. Este modelo não consegue analisar a formação de poluentes, porém podem ser usados para analisar o motor como um todo de uma maneira mais rápida. O próximo modelo é chamado de quase-dimensional, para facilitar e simplificar a análise da combustão, a câmara é dividida em várias zonas espacialmente podendo ter diferentes temperaturas e composições químicas, conseguindo abordar uma análise um pouco mais detalhada, mas sem analisar um campo de turbulência. Por último existe o modelo da dinâmica dos fluidos computacional (Computational Reactive Fluid Dynamics – CRFD), que contempla vários fenômenos a mais como gradientes espaciais, turbulência no escoamento dentro da câmara, concentração, pressão, temperatura e sua interação com a reação química, porém estes modelos demandam uma grande capacidade computacional e podem demorar para serem simulados. (WISNIESKI, 2017)

Barros (2013) divide os modelos 0D em 3 submodelos: o de 1 zona, que considera apenas uma região de gás homogêneo dentro do cilindro; o de 2 zonas, que considera o gás queimado e o não queimado; e o de 3 (ou mais) zonas, que considera o cilindro dividido em combustível puro, mistura ar-combustível e em ar com gás não queimado.

O modelo de 1 zona é o que apresenta menor custo computacional dos 3, sem perder a qualidade dos dados gerados. É muito utilizado para uma análise mais rápida dos parâmetros de performance do motor. No modelo de 1 zona, a carga no interior do cilindro é considerada uniforme em termos de composição, temperatura e pressão e a conservação da massa e da energia é aplicada aos gases no interior do cilindro. A desvantagem do modelo de 1 zona é justamente modelar o gás com uma única zona de propriedades uniformes no cilindro, pois, na realidade, o gás passa gradualmente de gás não queimado para gás queimado. Não modelar este processo significa ignorar dados da dinâmica da combustão e tornar muito deficiente a previsão de emissões (RAMOS, 1989), (BARROS, 2013).

O modelo de 2 zonas apresenta conservação de massa e de energia aplicada a cada zona. Oferece uma estimativa das propriedades dos gases no cilindro melhorada e já permite certa estimativa de emissões. Os modelos de 3 zonas em diante já conseguem oferecer uma boa representação da combustão e de emissões (BARROS, 2013).

Barros (2003) desenvolveu modelagem computacional para predição do desempenho (potência, torque e consumo específico) de motores de ignição por centelha. O programa final, denominado CARE (Cycle Analysis for Reciprocating Engines), foi validado com base em resultados experimentais de um motor monocilindro a gasolina. Os resultados mostraram que o modelo é capaz de prever o desempenho de um motor de ignição por centelha, com desvios de até 4% em relação aos resultados experimentais.

Existem programas computacionais comerciais destinados à simulação completa de motores, dentre os quais se podem citar o BOOST e o FIRE (AVL, 2015), desenvolvidos pela AVL, o programa GTPOWER (Gamma Technologies Inc., 2015), desenvolvido pela Gamma Technologies, o WAVE e o VECTIS (Ricardo Plc., 2015), desenvolvidos pela Ricardo, o LMS Imagine.Lab, que contém módulos uni e tridimensionais, pertencente à Siemens e desenvolvido em conjunto com o IFPEN (IFP Energies Nouvelles, 2015), entre outros. Os programas BOOST, GTPOWER, WAVE, o LMS Imagine.Lab e outros programas unidimensionais são utilizados para cálculos mais sistêmicos, auxiliando no desenvolvimento de motores. Na maioria dos casos, resolvem somente as equações de conservação de massa e energia dentro do cilindro. Utilizam modelos de combustão onde a taxa de queima é previamente definida, normalmente a partir de dados experimentais. O FIRE, o módulo 3D do GTPOWER, o VECTIS, o LMS Imagine.Lab e outros programas multidimensionais resolvem as equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento dentro do cilindro. Utilizam modelo de combustão que propaga a chama turbulenta no interior do cilindro. Os custos computacionais dos programas multidimensionais são bastante elevados. (MAXWELL, 2012)

López e Nigro (2010) programaram um código computacional na linguagem PYTHON do modelo zero-dimensional/unidimensional capaz de simular motores Otto e Diesel, 2 e 4 tempos, multi-cilindros, multiválvulas, naturalmente aspirados, turbo alimentados e com diferentes geometrias da câmara de combustão. Para validar o código foram comparados seus resultados com dados obtidos de motores

de ignição por centelha de 2 e 4 tempos, e de motores de ignição por compressão de 4 tempos, comparando potência indicada, torque indicado, pressão média efetiva indicada, rendimento, consumo específico de combustível e a pressão máxima com seu respectivo ângulo de ocorrência. Os resultados foram considerados pelos autores de bom acordo em comparação com os dados experimentais, sendo os erros dentro das margens de erros típicos para esse tipo de modelagem.

Payri et al. (2011) descreveram e validaram um modelo termodinâmico zerodimensional (0D) de uma zona, adotando as seguintes hipóteses: pressão uniforme na câmara, consideração de 3 espécies (ar, vapor de combustível e produtos da combustão estequiométrica), comportamento de gás perfeito, calores específicos dependentes da temperatura e composição do gás, energia interna calculada assumindo temperatura média uniforme na câmara, transferência de calor para as paredes da câmara, perdas por blow-by, injeção de combustível e deformação do motor. A Primeira Lei da Termodinâmica é aplicada entre o fechamento da válvula de admissão e a abertura da válvula de escape, considerando a câmara de combustão como um sistema aberto, pois é considerado as perdas por blow-by e a injeção de combustível (representada pela massa de combustível evaporada). Para o balanço de massa deve ser considerado que o conteúdo do cilindro após o fechamento da válvula de admissão é composto pela soma das massas de ar fresco, de recirculação dos gases de exaustão e do gás residual do ciclo anterior menos a massa perdida durante o período de sobreposição das válvulas. As massas de entrada e de recirculação dos gases de exaustão são obtidas de medidas experimentais, enquanto a massa residual e da sobreposição das válvulas são calculadas pelo modelo descrito em Payri et al. (2007 apud PAYRI et al., 2011, p. 4635).

O submodelo de blow-by é definido pela equação de bocal adiabático. O submodelo da taxa de liberação de calor é baseado em várias funções de Wiebe para as fases da injeção piloto, pré mistura, difusão e atraso da combustão. O submodelo do volume instantâneo no cilindro é calculado como a adição do volume da câmara de combustão, o volume instantâneo deslocado e a deformação devido a pressão e forças inerciais. O submodelo para transferência de calor considera a convecção usando uma variação da expressão proposta por Woschni para coeficiente de transferência de calor. As medidas experimentais foram realizadas em um motor diesel acoplado a um dinamômetro elétrico com interface com um sistema

da empresa AVL. As constantes dos submodelos foram ajustadas com as medidas experimentais. A evolução da pressão no cilindro e a taxa de liberação de calor obtidas pelo modelo quando comparadas com a experimental para injeção simples, injeção múltipla e com recirculação dos gases de exaustão (EGR – Exhaust gas recirculation) com duas injeções foram consideradas boas pelos autores, como pode ser verificado na Figura 6 (SANTOS, 2016).

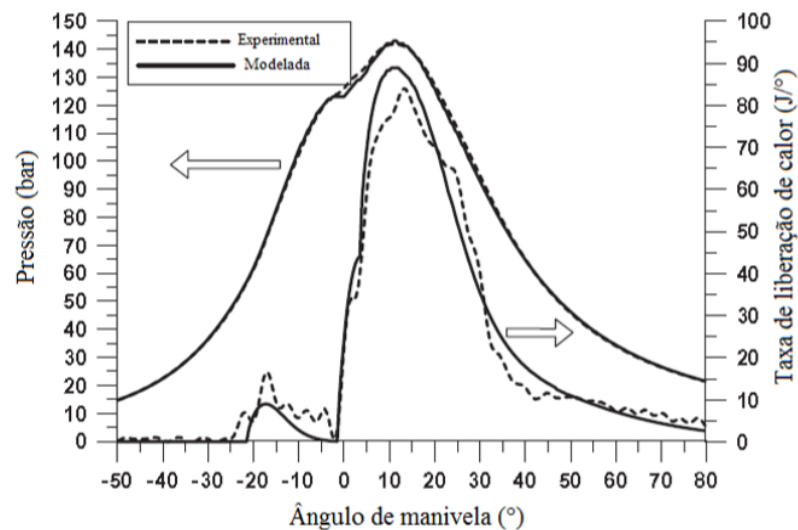


FIGURA 6 - Pressão e taxa de liberação de calor (simulada e experimental) para velocidade de 3000 rpm, torque de 280 Nm (100% de carga) e duas injeções.

Fonte: Adaptado de Payri Et Al., 2011, P. 4638.

Ambrós et al. (2015) avaliaram o desempenho de um MCI com diferentes misturas de combustíveis: combustível etanol hidratado (HEF) e misturas de etanol e água em volume nas proporções de 90% (E90W10), 80% (E80W20), 70% (E70W30) e 60% (E60W40). Por apresentar um calor latente maior do que o etanol, no momento da combustão, a água absorve parte do calor gerado pela combustão do etanol e se expande, realizando trabalho no pistão, assim a fração de água nas misturas hidratadas pode substituir o etanol até certo ponto, sem fazer o combustível perder a sua capacidade de executar o trabalho de forma eficiente.

2.6 PROGRAMAÇÃO SOFTWARE MATLAB

O cálculo térmico é realizado por uma ferramenta do Matlab, software de alto desempenho voltado ao cálculo numérico, chamada Simulink, na qual, toda a

modelagem simbolizada por blocos é desenvolvida. Os dados de entrada são inseridos e os cálculos são realizados obtendo-se os resultados necessários para a análise dos motores. A metodologia do cálculo térmico avaliada nessa dissertação foi trabalhada por Soto (2013) e seus fundamentos foram desenvolvidos por Jóvaj (1982), Kolchin e Demidov (1984) e Lukanin (1988).

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1 DADOS DO MOTOR A SER ESTUDADO

O motor escolhido e os parâmetros construtivos para o cálculo foram retirados do modelo SUBARU EH17-2D, FIGURA 7. E os dados para a realização do projeto foram os seguintes:

1. Tipo do motor (Ciclo Otto)
2. Número de cilindro e sua distribuição (1)
3. Potência nominal efetiva do motor N_e (2,9 kW)
4. Número de rotações por minutos n (rpm) correspondentes à potência nominal segundo a característica exterior de velocidade (3600 rpm)
5. Tipo de combustível (gasolina- C_8H_{18} , etanol- C_2H_6O , mistura gasolina e etanol)
6. Tipo da formação da mistura ar/combustível (injeção eletrônica monoponto)
7. Valores dos parâmetros construtivos fundamentais como diâmetro do cilindro, percurso do pistão e taxa de compressão. (67 x 49 mm e 8,5:1)



FIGURA 7 – Motor SubaruEH17-2D

Fonte:Subaru Power

As curvas de desempenho desse motor são representadas na Figura 8:

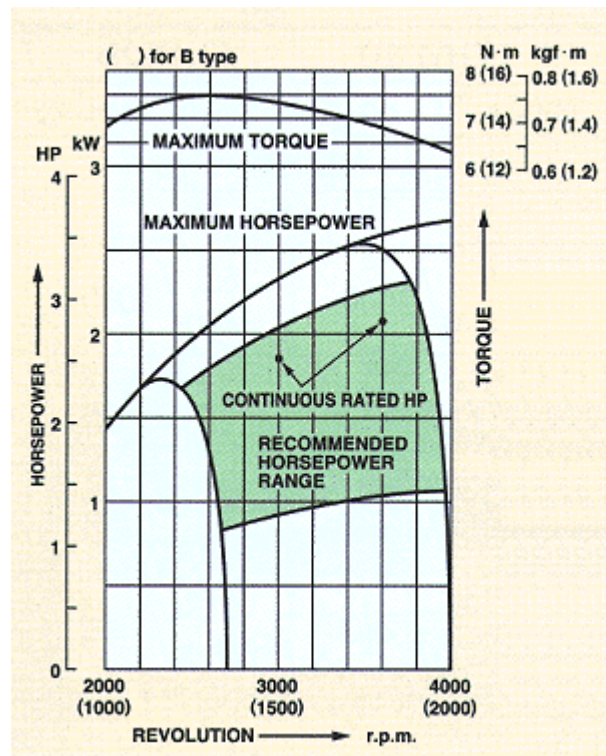


FIGURA 8 – Curva de desempenho

Fonte: Subaru Power

3.2 CÁLCULO TÉRMICO

Os cálculos foram resolvidos no Matlab, baseada em Soto (2013). O primeiro dado a ser fornecido é a composição em massa do combustível, o valor do seu PCI e da sua massa molecular. Em seguida é fornecido a taxa de compressão e a quantidade de excesso de ar consumida pelo motor é determinada dentro de uma faixa de valores usuais. Com essas informações já são obtidos os resultados para a quantidade teórica de ar, o coeficiente de excesso de ar, a quantidade de mistura ar/combustível, a quantidade individual dos produtos da combustão, a quantidade total dos produtos da combustão e o coeficiente teórico de transformação do fluido operante.

Através da temperatura ambiente, pressão ambiente e temperatura dos gases residuais, é definida a pressão dos gases residuais e a densidade da mistura ar/combustível que entra nos cilindros. Com o valor do incremento da temperatura, das perdas de velocidade e da resistência do sistema de admissão na seção das válvulas, e da velocidade média da mistura ar/combustível na seção das válvulas, é calculada a pressão no final da admissão, seguido do coeficiente de gases residuais e da temperatura no final da admissão.

O coeficiente de lavagem e o de sobrealimentação são necessários para calcular a eficiência volumétrica. Definido o coeficiente politrópico de compressão, a pressão e a temperatura ao final do processo são calculados. Os dados fornecidos até esse ponto, já são suficientes para determinar o coeficiente efetivo de modificação molecular, as perdas de calor por combustão incompleta, o coeficiente de expansão prévia e o coeficiente de expansão posterior. Pelo coeficiente de aproveitamento é calculado a temperatura no final da combustão, que por sua vez permite o cálculo da pressão máxima da combustão e da taxa de incremento da pressão. Determinando o coeficiente politrópico de expansão são calculadas a pressão e a temperatura ao final do processo.

Com todos os dados acima, a pressão média das perdas mecânicas, a pressão média efetiva, o rendimento mecânico, o consumo específico efetivo e horário de combustível, e a potência efetiva são calculados.

Os fluxogramas do Matlab apresentados a seguir mostram: parâmetros do ciclo de trabalho (FIGURA 9); processo de admissão e compressão (FIGURA 10), processo de combustão (FIGURA 11); processo de expansão e escape e índices

efetivos do motor (FIGURA 12), processo de combustão com implementação de Wiebe (FIGURA 13). Estas figuras se relacionam em números com os resultados encontrados do cálculo térmico. Por exemplo, o número 1, da Figura 12 representam o cálculo a quantidade teórica de ar necessária para a combustão de 1kg de gasolina.

3.2.1 Cálculo térmico para gasolina, etanol e mistura gasolina e etanol

A partir das seguintes propriedades da gasolina, TABELA 2, do etanol TABELA 3 e da mistura, TABELA 4.

TABELA 2 – PROPRIEDADES DA GASOLINA

Gasolina				
Densidade (kg/l)	0,720 – 0,775			
Composição % em massa:	C	H	O	W
	86	14		
NO	87 (NC)			
PCI(Hu) MJ/kg	42,7			
massa molecular (mt) [kg/kmol]:	115			

Fonte: Soto Pau (2013).

TABELA 3 – PROPRIEDADES DO ETANOL

Etanol				
Densidade (kg/l)	0,81			
Composição % em massa:	C	H	O	W
	48	12	32	8
NO	98			
PCI(Hu) MJ/kg	24,74			
massa molecular (mt) [kg/kmol]:	64			

Fonte: Soto Pau (2013).

TABELA 4 – PROPRIEDADES MISTURA GASOLINA E ETANOL

Mistura				
Densidade (kg/l)	0,7482			
Composição % em massa:	C	H	O	W
	73,3	13,7	13	
PCI(Hu) MJ/kg	38,92			
massa molecular (mt) [kg/kmol]:	100			

Fonte: Soto Pau (2013).

3.2.1.1 Parâmetros do ciclo de trabalho

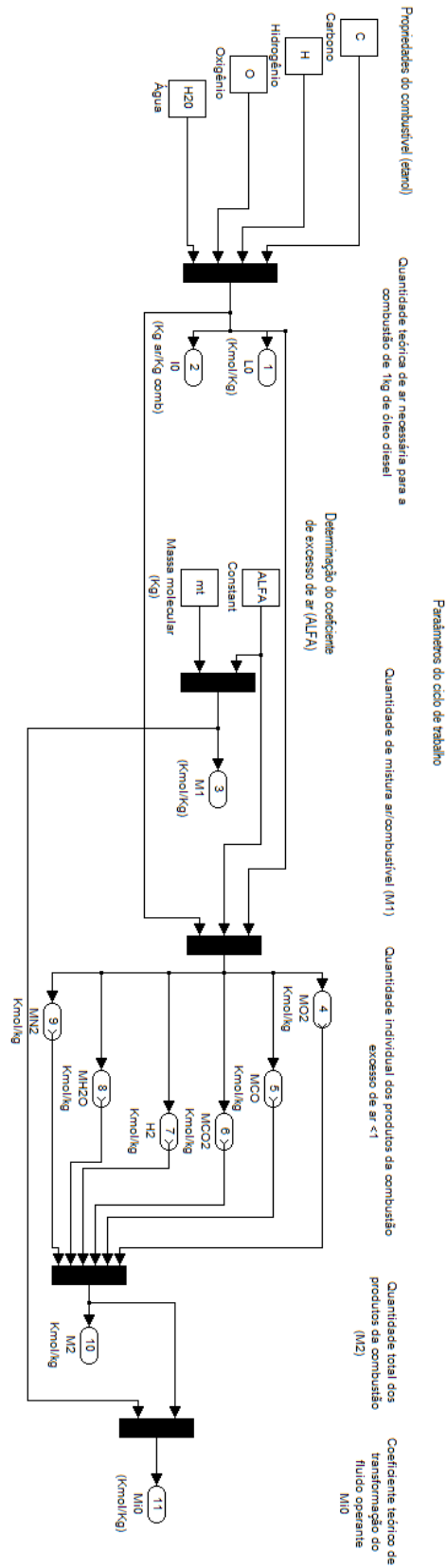


Figura 9 - Diagrama de fluxo parâmetros do ciclo de trabalho

Fonte: Programa Matlab do autor

Com a taxa de compressão de 8,5:1 retirada da ficha técnica do motor escolhido e o coeficiente de excesso de ar $\alpha=0,9$ arbitrado dentre a faixa usual de 0,85 a 0,95 segundo Pulkrabek(1997), o cálculo é iniciado, conforme a FIGURA 9.

Nos motores de combustão interna, o oxigênio usado para oxidar o combustível é proveniente do ar. Para estudos da combustão no motor, é aceitável representar a quantidade de oxigênio no ar por 21% em volume ou 23% em massa, assim:

A quantidade teórica de ar necessária para a combustão de 1kg de combustível representada na FIGURA 9 pelos blocos 1 e 2 é dada por:

Para a gasolina

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) \left[\frac{kmol}{kg} \right] = 0,5079 \quad (1)$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H \right) \left[\frac{kg_{ar}}{kg_{combustível}} \right] = 14,84 \quad (2)$$

Para o etanol e para a mistura gasolina e etanol:

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \left[\frac{kmol}{kg} \right] = 0,2857 \text{ para o etanol e } 0,4346 \text{ para a mistura} \quad (1)$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right) \left[\frac{kg_{ar}}{kg_{combustível}} \right] = 8,348 \text{ para o etanol e } 12,7 \text{ para a mistura} \quad (2)$$

Nos motores ciclo Otto, a mistura do combustível com o ar ocorre externamente ao cilindro de modo que a quantidade de mistura ar/combustível (M_1) representada no bloco 3 da FIGURA 9 é dada por:

$$M_1 = \alpha L_o + \frac{1}{m_t} \left[\frac{kmol}{kg} \right] = 0,4658 \text{ para a gasolina; } 0,2728 \text{ para o etanol e } 0,4012 \text{ para a mistura} \quad (3)$$

Um parâmetro importante na quantificação dos produtos da combustão é a razão entre a quantidade de hidrogênio e monóxido de carbono. Trabalhos experimentais em análises de gases de exaustão mostram que para ($\alpha < 1$) a razão

entre a quantidade de hidrogênio e monóxido de carbono é aproximadamente constante (SOTO, 2013). Essa razão é representada por K

$$K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = 0,5$$

Quando a queima é incompleta ($\alpha < 1$), os produtos da combustão são formados por dióxido de carbono, vapor de água, monóxido de carbono, hidrogênio e nitrogênio, exceto o oxigênio.

A quantidade individual dos produtos da combustão representada pelos blocos 4, 5, 6, 7, 8 e 9 da FIGURA 9 é dada por:

Quantidade de CO_2 :

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO} \left[\frac{kmol}{kg} \right] = 0,057 \text{ para a gasolina; } 0,032 \text{ para o etanol e } 0,04891 \text{ para a mistura} \quad (6)$$

Quantidade de H_2O em estado vapor:

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \left[\frac{kmol}{kg} \right] = 0,0689 \text{ para a gasolina; } 0,056 \text{ para o etanol } 0,06242 \text{ para a mistura} \quad (8)$$

Quantidade de O_2 :

$$M_{O_2} = 0 \quad (4)$$

Quantidade de N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_o \left[\frac{kmol}{kg} \right] = 0,3611 \text{ para a gasolina; } 0,2031 \text{ para o etanol e } 0,309 \text{ para a mistura} \quad (9)$$

Quantidade de CO :

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_o \left[\frac{kmol}{kg} \right] = 0,01422 \text{ para a gasolina; } 0,008 \text{ para o etanol e } 0,0121 \text{ para a mistura} \quad (5)$$

Quantidade de H_2 :

$$M_{H_2} = KM_{CO} \left[\frac{kmol}{kg} \right] = 0,007 \text{ para a gasolina; } 0,004 \text{ para o etanol e } 0,006 \text{ para a mistura} \quad (7)$$

A quantidade total dos produtos da combustão representada pelo bloco 10 na FIGURA 9 é dada por:

Para valores de $\alpha < 1$:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \left[\frac{kmol}{kg} \right] = 0,5028 \text{ para a gasolina; } 0,3031 \text{ para o etanol e } 0,4386 \text{ para a mistura} \quad (10)$$

Durante o processo de combustão, a quantidade da mistura ar/combustível e dos produtos da combustão variam e essa transformação é caracterizada pelo coeficiente teórico de transformação do fluido operante (μ_0) que está representado pelo bloco 11 na FIGURA 9 e é calculado por:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1,079 \text{ para a gasolina; } 1,111 \text{ para o etanol e } 1,093 \text{ para a mistura} \quad (11)$$

3.2.1.2 Processo de admissão

De acordo com a FIGURA 10, admitindo $P_o=0,1\text{MPa}$ e $T_o=298\text{K}$ para ambos os combustíveis. A pressão P_r e a temperatura T_r dos gases residuais são assumidos segundo os dados estatísticos de motores, segundo Soto (2013): $T_r=1000\text{K}$; $P_r=0,115\text{MPa}$, bloco (12), admitindo que $P_r=1,15P_o$.

No processo de admissão, o incremento da temperatura ΔT_o da mistura ar/combustível, é devido ao contato com as paredes quentes da tubulação de admissão, e são assumidos segundo os dados estatísticos de motores: $\Delta T_o=10^\circ\text{C}$ para ambos os combustíveis. O aumento de ΔT_o provoca uma diminuição no

enchimento dos cilindros já que aumenta o volume específico da mistura ar/combustível.

Admitindo $\rho_o = 1,17 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$, a pressão ao final da admissão (P_a), na FIGURA 10

representado pelo bloco 14, é dada pela diferença entre a pressão ambiente (P_0) e a perda de pressão (ΔP_a), na FIGURA 10 representada pelo bloco 13, no sistema de admissão. As perdas de carga no sistema de admissão levam a uma diminuição da quantidade de ar que entra no cilindro.

$$\Delta P_a = \left(\beta^2 + \xi_{pr} \right) \frac{V_{pr}^2}{2} \rho_o 10^{-6} \left[\frac{MN}{m^2} \right] = 0,00865 \quad (13)$$

$$\text{Assim } P_a = 0,091 \text{ Mpa.} \quad (14)$$

O aquecimento do fluido operante a partir das superfícies quentes e de sua mistura com os gases residuais influencia na temperatura no final da admissão (T_a), na FIGURA 10 representado pelo bloco 16:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_o + 0,01 \gamma_R T_R}{1 + 0,01 \gamma_R} [K] \quad (16)$$

Sendo o coeficiente de gases residuais, bloco 15 na FIGURA 10, dado por:

$$\gamma_R = \frac{T_o + \Delta T_o}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} \cdot 100 [\%] = 5,355 \quad (15)$$

A temperatura ao final da admissão é $T_a = 343,2K$

A eficiência volumétrica, bloco 17 na FIGURA 10, é a relação entre a quantidade de fluido operante que entrou no cilindro durante o período de admissão e a quantidade que teoricamente poderia ter entrado no cilindro, sendo este um parâmetro avaliativo da qualidade do processo de admissão. Dados coeficientes, segundo Soto (2013):

φ_p = coeficiente de lavagem = 1,0

φ_S = coeficiente de sobrealimentação = 1,04

$$\eta_V = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\varphi_S \varepsilon \frac{P_a}{P_o} - \varphi_p \frac{P_r}{P_o} \right) = 0,8934 \quad (17)$$

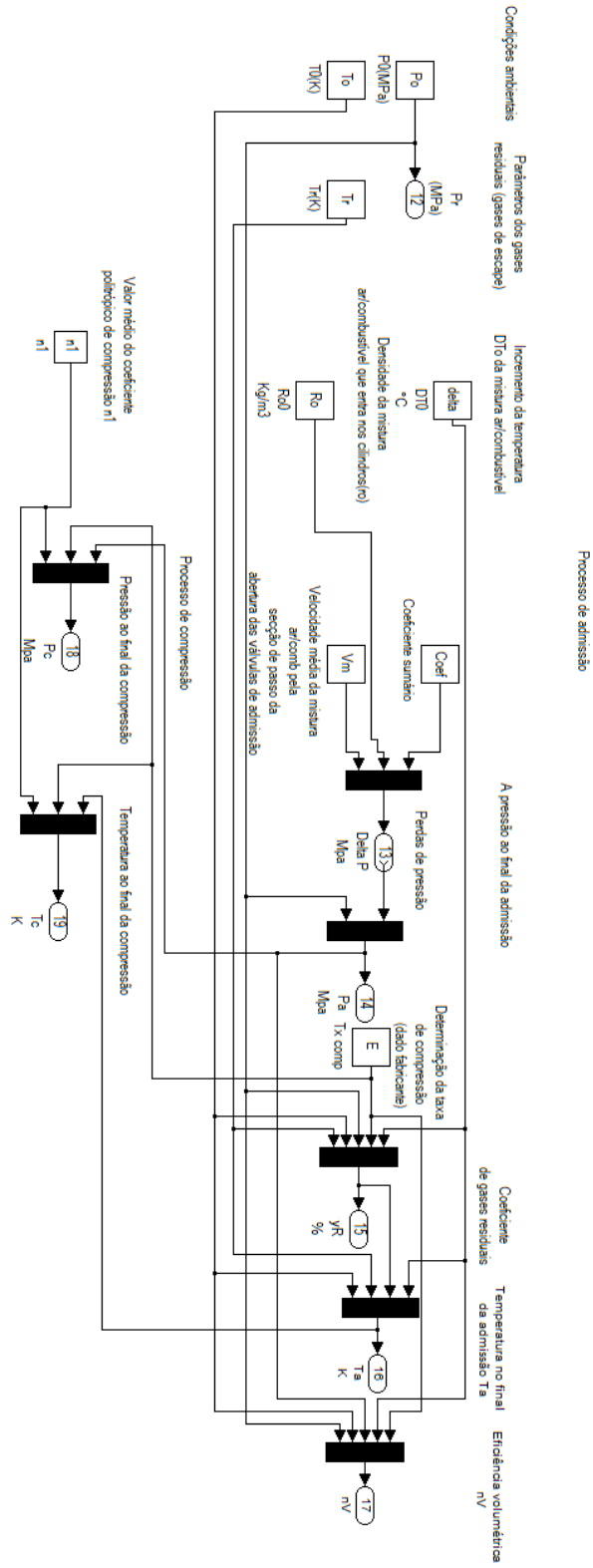


Figura 10 - Diagrama de fluxo processos de admissão e compressão

Fonte: Programa Matlab do autor

3.2.1.3 Processo de compressão

O processo é aproximado por uma transformação politrópica. Na compressão ocorre a elevação da pressão e da temperatura do fluido operante, sendo seus valores no final do processo dependentes dos valores de temperatura e pressão ao final do ciclo anterior, da taxa de compressão e de como ocorre às trocas térmicas.

Considerado expoente politrópico (n_1) constante durante todo o processo, escolhendo seu valor entre 1,30 e 1,37 de acordo com resultados experimentais (SOTO, 2013). Ao adotar $n_1=1,34$, a pressão ao final da compressão, bloco 18 na FIGURA 10, é dada por:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \left[\frac{MN}{m^2} \right] = 1,607 \quad (18)$$

E a temperatura ao final da compressão, bloco 19 na FIGURA 10 é:

$$T_c = T_a \varepsilon^{(n_1-1)} [K] = 710,4 \quad (19)$$

3.2.1.4 Processo de combustão

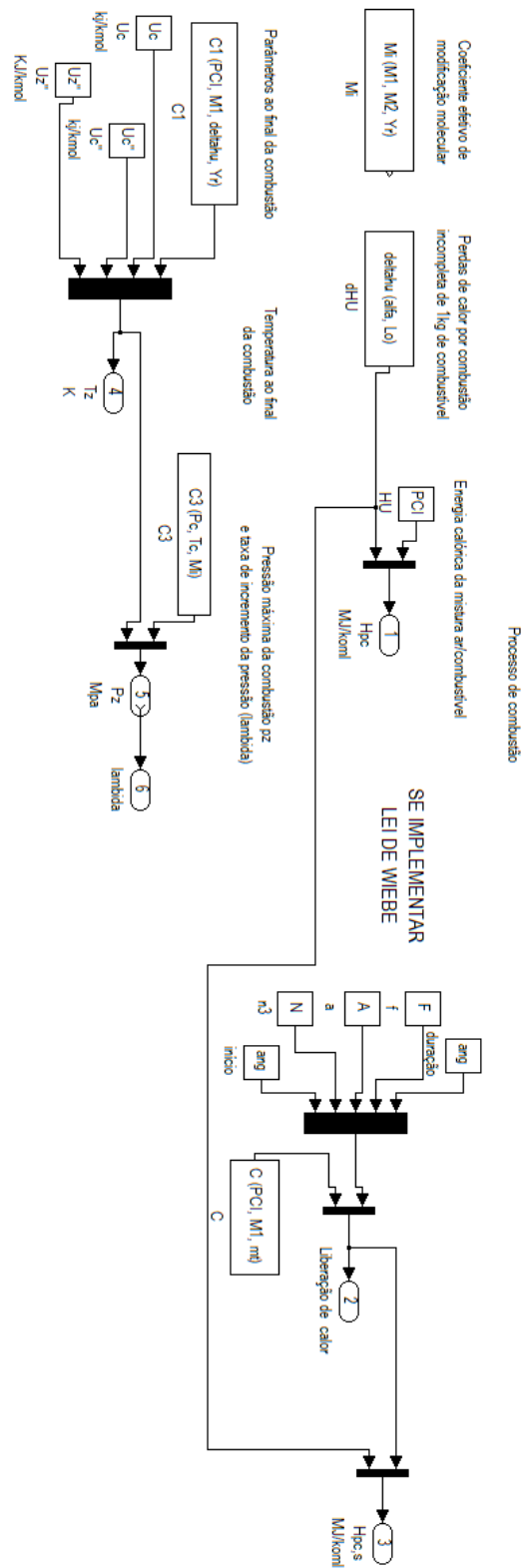


Figura 11 - Diagrama de fluxo processo de combustão

Fonte: Programa Matlab do autor

Adota-se a hipótese que a combustão é instantânea a volume constante, resultando na não realização de trabalho pelo gás e no aumento da energia interna do fluido operante em consequência do calor liberado pela reação. No processo de combustão, de acordo com a FIGURA 11, a equação que rege os motores de ciclo Otto, é descrita por :

$$\frac{\xi_z [H_u - (\Delta H_u)_{quim}]}{(1 + \gamma_r) M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} = \mu_r U_z''$$

De modo que o coeficiente de excesso de ar é $\alpha=0,9$, o coeficiente de aproveitamento de calor é $\xi_z = 0,85$ e o coeficiente real de variação molecular é $\mu_r, etanol = 1,106$; $\mu_r, gasolina = 1,075$; $\mu_r, mistura = 1,089$, segundo Soto (2013).

As perdas de calor por combustão incompleta de 1kg de combustível, com o valor de $A=114$, é dada por:

$$\Delta H_u = A \cdot (1 - \alpha) L_o \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 5,79 \text{ para a gasolina; } 3,257 \text{ para o etanol e } 4,955$$

para a mistura

E a energia calórica da mistura ar/combustível em MJ/kmol, representada pelo bloco 1 na FIGURA 11, é:

$$H_{pc} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 (1 + 0,01 \gamma_R)} = 75,21 \text{ para a gasolina; } 74,76 \text{ para o etanol e } 80,36$$

para a mistura

(1)

Já a temperatura ao final da combustão T_z , representada pelo bloco 4 na FIGURA 11, após interpolações e resolução da equação que rege a combustão, é igual a , $T_{z, etanol} = 2538,26K$, $T_{z, gasolina} = 2604,8K$ e $T_{z, mistura} = 2700,83K$. Ou seja, dentro da faixa de valores característicos que está entre 2400 e 2800 K.

A pressão máxima da combustão p_z e a taxa de incremento da pressão λ , representadas pelos blocos 5 e 6 na FIGURA 11 são:

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c} \left[\frac{MN}{m^2} \right] = 6,34 \text{ para a gasolina; } 6,35 \text{ para o etanol e } 6,65 \text{ para a}$$

mistura

(5)

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = 3,94 \text{ para a gasolina; } 3,95 \text{ para o etanol e } 4,14 \text{ para a mistura} \quad (6)$$

Os valores típicos dessa relação estão entre 3,6 e 4,2.

O coeficiente de expansão previa é $\rho = 1$ e coeficiente de expansão posterior é $\delta = 8,3$, para Ciclo Otto, segundo Soto (2013).

3.2.1.5 Processo de expansão e escapamento

A expansão também é aproximada por uma transformação politrópica, assumindo expoente politrópico (n_2) constante durante todo o ciclo, selecionando seu valor entre 1,23 e 1,30 (SOTO, 2013). No processo de expansão e escapamento, FIGURA 12, o valor médio do coeficiente politrópico de expansão n_2 é arbitrado em $n_2 = 1,26$. Deste modo, a pressão e a temperatura no final da expansão P_b e T_b , representadas pelos blocos 7 e 8 na FIGURA 12 são:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} \left[\frac{MN}{m^2} \right] = 0,434 \text{ para a gasolina; } 0,44 \text{ para o etanol e } 0,46 \text{ para a mistura} \quad (7)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{(n_2-1)}} [K] = 1502,5 \text{ para a gasolina; } 1461,5 \text{ para o etanol e } 1557,9 \text{ para a mistura} \quad (8)$$

Com esses dados pode se comprovar a temperatura dos gases residuais $T_r = 1000K$, para ambos os combustíveis, assumida anteriormente. Sendo o bloco 9 da FIGURA 12 o que representa esta parte do cálculo térmico.

$$T_r^* = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} [K] = 960,32 \text{ para a gasolina; } 935,17 \text{ para o etanol e } 979,77 \text{ para a mistura} \quad (9)$$

Com T_r^* , delta Δ :

$$\Delta = \frac{T_r^* - T_r}{T_r} \cdot 100[\%] = -3,97 \text{ para a gasolina; } -6,48 \text{ para o etanol e } -2,02 \text{ para a mistura}$$

Como ambos os valores de Δ são muito menores que 10, os cálculos não precisam ser repetidos. Caso isso não acontecesse, outro valor de T_r deveria ser assumido, tal que $T_r \approx T_r^*$.

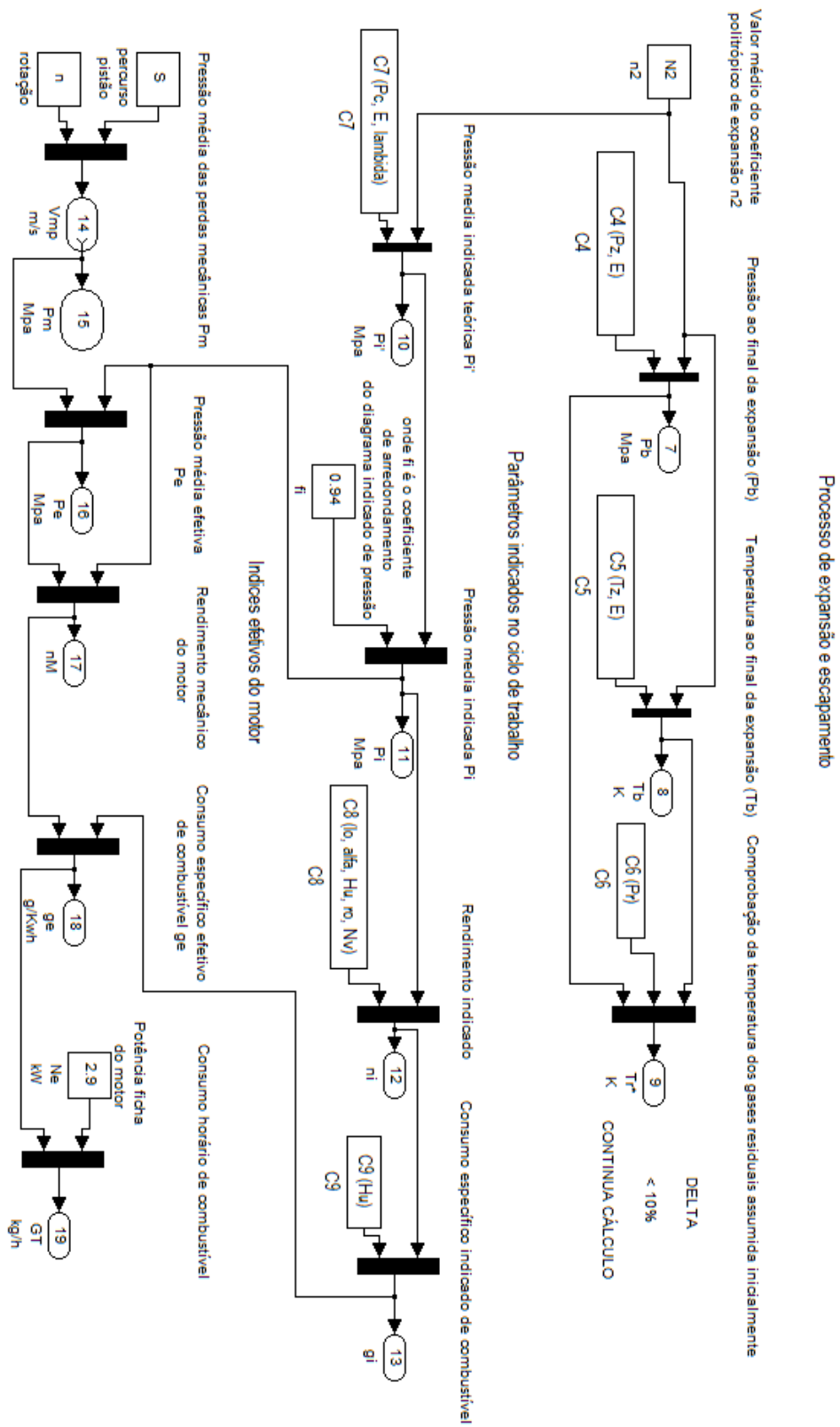


Figura 12 - Diagrama de fluxo processo de expansão e escapamento e índices efetivos do motor

Fonte: Programa Matlab do autor

3.6.1.6 Parâmetros indicados no ciclo de trabalho

Os parâmetros indicados do ciclo de trabalho são: a pressão média indicada $P_i \left[\frac{MN}{m^2} \right]$, representado pelos blocos 10 e 11 na FIGURA 12, o rendimento indicado η_i que é representado pelo bloco 12 na FIGURA 12 e o consumo específico indicado de combustível g_i , bloco 13 na FIGURA 12. De modo que: $\varphi = 0,94$ é o coeficiente de arredondamento do diagrama indicado de pressão, segundo Soto (2013):

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{(n_1 - 1)} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 1,061 \text{ para a gasolina; } 1,064$$

para o etanol e 1,13 para a mistura (10)

$$P_i = P_i' \cdot \varphi = 0,9974 \text{ para a gasolina; } 1,0 \text{ para o etanol e } 1,06 \text{ para a mistura}$$

(11)

O rendimento indicado é dado por:

$$\eta_i = \frac{P_i l_o \alpha}{H_u \rho_o \eta_v 10^{-3}} = 0,2985 \text{ para a gasolina; } 0,2905 \text{ para o etanol e } 0,2984 \text{ para a}$$

mistura, valores usuais estão entre $0,26 \div 0,35$ para ciclo Otto. (12)

Já o consumo específico indicado de combustível é:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i 10^3} \left[\frac{g}{kW \cdot h} \right] = 282,44 \text{ para a gasolina; } 500,86 \text{ para o etanol e } 309,99$$

para a mistura (13)

3.2.1.7 Índices efetivos do motor

Em se tratando de índices efetivos dos motores, tem-se a pressão média das perdas mecânicas, representada pelo bloco 15 na FIGURA 12:

$$P_m = 0,049 + 0,0152 \cdot V_{mp}^* \left[\frac{MN}{m^2} \right] = 0,10044 \quad (15)$$

Sendo que a velocidade utilizada para calcular a pressão, representada pelo bloco 14 na FIGURA 12, é calculada por:

$$V_{mp}^* = \frac{S^* n^*}{30} \left[\frac{m}{s} \right] = 5,88 \quad (14)$$

onde $S^* = 0,049$ é o percurso do pistão e $n^* = 3600$ correspondente à potencia nominal, do motor protótipo.

Tem-se também a pressão media efetiva P_e , na FIGURA 12 representada pelo bloco 16:

$$P_e = P_i - P_m \left[\frac{MN}{m^2} \right] = 0,8969 \text{ para a gasolina; } 0,8995 \text{ para o etanol e } 0,9617$$

para a mistura (16)

O rendimento mecânico do motor, bloco 17 na FIGURA 12 é dado por:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 0,9 \text{ para gasolina e etanol e } 0,91 \text{ para a mistura} \quad (17)$$

O consumo específico efetivo de combustível g_e , bloco 18 na FIGURA 12, é equacionado por :

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \left[\frac{g}{kW \cdot h} \right] = 314,07 \text{ para a gasolina; } 556,79 \text{ para o etanol e } 342,37 \text{ para a mistura} \quad (18)$$

Sendo N_e calculado a partir de g_e e P_e , o consumo horário de combustível, bloco 19 na FIGURA 12, é dado por:

$$G_T = g_e N_e \cdot 10^{-3} \left[\frac{kg}{h} \right] = 0,91 \text{ para a gasolina; } 1,61 \text{ para o etanol e } 0,99 \text{ para a mistura} \quad (19)$$

Para finalizar o cálculo térmico, a tabela com os índices fundamentais do motor para o real e o simulado é mostrada a seguir, na TABELA 5 para a gasolina, na TABELA 6 para o etanol e na TABELA 7 para a mistura:

TABELA 5 – ÍNDICES FUNDAMENTAIS DA GASOLINA

Motor	Parâmetros					ge (g/kW/h)
	Ne (kW)	n (rpm)	Vn (lt)	Nu (kW/lt)	Pe (MN/m ²)	
Real	2,9	3600	0,11	26,364	0,879	X
Simulado	2,972	3600	0,11	27,018	0,8969	314,07

TABELA6 – ÍNDICES FUNDAMENTAIS DO ETANOL

Motor	Parâmetros					ge (g/kW/h)
	Ne (kW)	n (rpm)	Vn (lt)	Nu (kW/lt)	Pe (MN/m ²)	
Real	2,9	3600	0,11	26,364	0,879	X
Simulado	2,98	3600	0,11	27,09	0,8995	556,79

TABELA 7 – ÍNDICES FUNDAMENTAIS DA MISTURA GASOLINA E ETANOL

Motor	Parâmetros					ge (g/kW/h)
	Ne (kW)	n (rpm)	Vn (lt)	Nu (kW/lt)	Pe (MN/m ²)	
Real	2,9	3600	0,11	26,364	0,879	X
Simulado	3,186	3600	0,11	28,964	0,9617	342,37

De modo que Pe real é calculado a partir da seguinte fórmula:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_n \cdot n}{30\tau} [kW]$$

3.2.2 Cálculo térmico para gasolina, etanol e mistura gasolina e etanol implementando a lei de Wiebe

Sendo mantidos os valores das propriedades dos combustíveis, da taxa de compressão, do coeficiente de excesso de ar, os valores dos parâmetros do ciclo de trabalho, como a quantidade total dos produtos da combustão, são os mesmos sem a implementação da lei de Wiebe. Valores começam a sofrer alteração a partir dos parâmetros dos gases residuais.

3.2.2.1 Processo de admissão

Admitindo $P_o=0,1\text{MPa}$ e $T_o=298\text{K}$ para ambos os combustíveis. A pressão P_r e a temperatura T_r dos gases residuais são assumidos segundo os dados estatísticos de motores, segundo Soto (2013): $T_r=1100\text{K}$; $P_r=0,115\text{MPa}$, admitindo que $P_r=1,15P_o$.

No processo de admissão, o incremento da temperatura ΔT_o da mistura ar/combustível, é devido ao contato com as paredes quentes da tubulação de

admissão, e são assumidos segundo os dados estatísticos de motores: $\Delta T_o = 10^\circ\text{C}$ para ambos os combustíveis. O aumento de ΔT_o provoca uma diminuição no enchimento dos cilindros já que aumenta o volume específico da mistura ar/combustível.

Admitindo $\rho_o = 1,17 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$, a pressão final da admissão é $P_a = P_o - \Delta P_a$.

De modo que as perdas de pressão no processo de admissão (ΔP_a), a partir de cálculos feitos em base à Mecânica dos Fluidos, são:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{pr}) \frac{V_{pr}^2}{2} \rho_o 10^{-6} \left[\frac{\text{MN}}{\text{m}^2} \right] = 0,00865$$

Assim $P_a = 0,091 \text{ Mpa}$.

A temperatura no final da admissão T_a é dada por:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_o + 0,01 \gamma_R T_R}{1 + 0,01 \gamma_R} [K]$$

Sendo o coeficiente de gases residuais:

$$\gamma_R = \frac{T_o + \Delta T_o}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} \cdot 100 [\%] = 4,866$$

A temperatura ao final da admissão é $T_a = 344,8 \text{ K}$

A eficiência volumétrica:

$\varphi_p =$ coeficiente de lavagem = 1,0

$\varphi_s =$ coeficiente de sobrealimentação = 1,04

$$\eta_V = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\varphi_s \varepsilon \frac{P_a}{P_o} - \varphi_p \frac{P_r}{P_o} \right) = 0,8934$$

3.2.2.2 Processo de compressão

No processo de compressão, com o valor médio do coeficiente politrópico de compressão $n_1 = 1,34$, a pressão ao final da compressão é dada por:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \left[\frac{\text{MN}}{\text{m}^2} \right] = 1,607$$

E a temperatura ao final da compressão é:

$$T_c = T_a \varepsilon^{(n_1-1)} [K] = 713,7$$

3.2.2.3 Processo de combustão

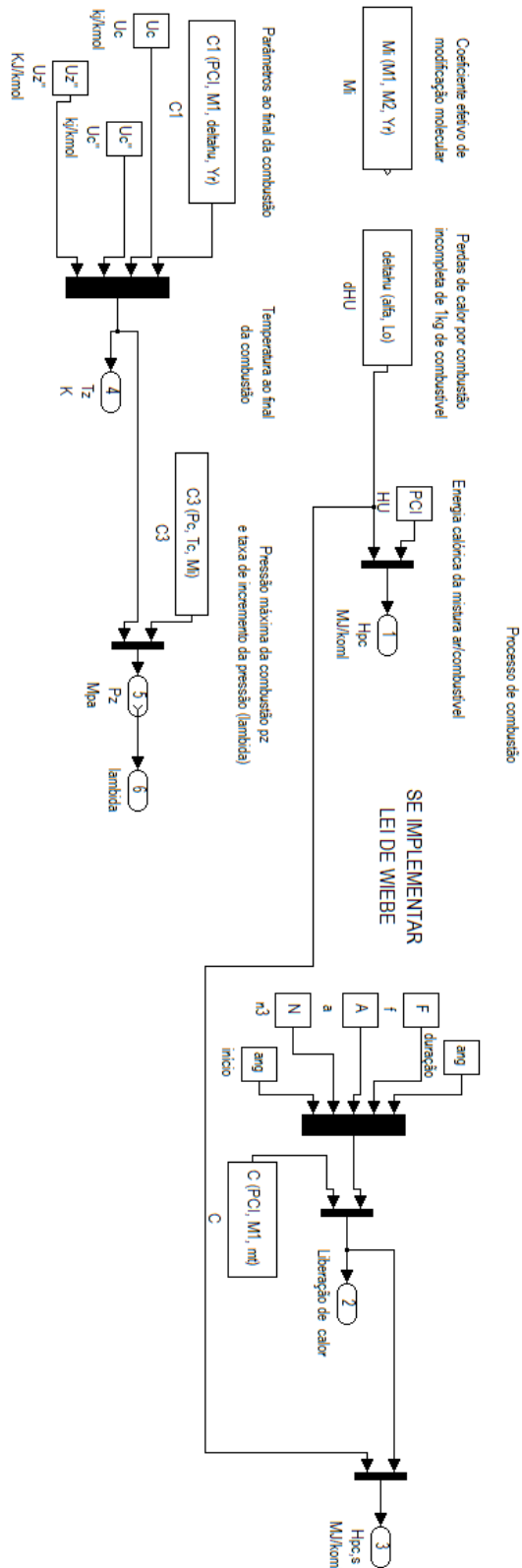


Figura 13 - Diagrama de fluxo processo de combustão com implementação de Wiebe

Fonte: Programa Matlab do autor

No processo de combustão, FIGURA 13, a equação que rege os motores de ciclo Otto, é descrita por :

$$\frac{\xi_z [H_u - (\Delta H_u)_{quim}]}{(1 + \gamma_r) M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} = \mu_r U_z''$$

De modo que o coeficiente de excesso de ar é $\alpha=0,9$, o coeficiente de aproveitamento de calor é $\xi_z =0,85$ e o coeficiente real de variação molecular é $\mu_{r,etano}= 1,106$; $\mu_{r,gasolina}= 1,076$; $\mu_{r,mistura}= 1,089$.

As perdas de calor por combustão incompleta de 1kg de combustível, com o valor de $A=114$, é dada por:

$$\Delta H_u = A \cdot (1 - \alpha) L_o \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \begin{matrix} 5,79 \text{ para a gasolina;} \\ 3,257 \text{ para o etanol e } \\ 4,955 \text{ para a mistura} \end{matrix}$$

A liberação de calor é fundamentada por Wiebe, representada pelo bloco 2 na FIGURA 13:

$$H_u = \frac{\delta Q_{comb}}{d\theta} = m_t \cdot M_1 \cdot PCI \cdot \frac{df}{d\theta} \left[\frac{MJ}{KG} \right] \quad (2)$$

Sendo :

$$f(\theta) = 1 - \exp[-a((\theta - \theta_0)/\Delta\theta)^{n+1}]$$

E sua derivada:

$$\frac{df}{d\theta} = \frac{(1-f)na}{\Delta\theta} \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{n-1}$$

em que os parâmetros de ajuste da lei de Wiebe, segundo uma faixa de valores usuais encontrados na literatura e de acordo com iterações dentro dessa faixa para melhores resultados seguem na TABELA 8, abaixo:

TABELA 8 – PARÂMETROS DE AJUSTE DA LEI DE WIEBE

	Gasolina	Etanol	Mistura
f	0,985	0,95	0,98
n	2	2	2
a	5	5	5
$\Delta\theta$	45°	45°	45°
θ_0	18°	18°	18°

Deste modo $H_{u, gasolina}=57,95$, $H_{u, etanol}=36,47$, $H_{u, mistura}=52,74$.

E a energia calórica da mistura ar/combustível em MJ/kmol, representada pelo bloco 3 na FIGURA 13 é:

$$H_{pc} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + 0,01\gamma_R)} = 106,8 \text{ para a gasolina; } 116,1 \text{ para o etanol e } 113,6 \text{ para a mistura} \quad (3)$$

Já a temperatura ao final da combustão T_z representada pelo bloco 4 na FIGURA 13, após interpolações e resolução da equação que rege a combustão, é igual a, $T_{z, etanol}=3493,5K$, $T_{z, gasolina}=3355,09K$ e $T_{z, mistura}=3480,52K$. A pressão máxima da combustão p_z e a taxa de incremento da pressão λ , representadas pelos blocos 5 e 6 na FIGURA 13 são:

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c} \left[\frac{MN}{m^2} \right] = 8,13 \text{ para a gasolina; } 8,70 \text{ para o etanol e } 8,54 \text{ para a mistura} \quad (5)$$

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = 5,06 \text{ para a gasolina; } 5,41 \text{ para o etanol e } 5,31 \text{ para a mistura} \quad (6)$$

O coeficiente de expansão previa é $\rho = 1$ e coeficiente de expansão posterior é $\delta = 8,3$, para Ciclo Otto.

3.2.2.4 Processo de expansão e escapamento

No processo de expansão e escape valor médio do coeficiente politrópico de expansão n_2 , determinado segundo dados estatísticos para motores é arbitrado em $n_2=1,26$. Deste modo, a pressão e a temperatura no final da expansão P_b e T_b , representadas pelos blocos 7 e 8 na FIGURA 13, são:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} \left[\frac{MN}{m^2} \right] = 0,56 \text{ para a gasolina; } 0,60 \text{ para o etanol e } 0,59 \text{ para a mistura} \quad (7)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{(n_2-1)}} [K] = 1935,28 \text{ para a gasolina; } 2015,12 \text{ para o etanol e } 2007,63 \text{ para a mistura} \quad (8)$$

Com esses dados pode se comprovar a temperatura dos gases residuais $T_r = 1100K$, para ambos os combustíveis, assumida anteriormente. Sendo o bloco 9 da FIGURA 13 o que representa esta parte do cálculo térmico.

$$T_r^* = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} [K] = 1113,48 \text{ para a gasolina; } 1158,73 \text{ para o etanol e } 1161,91 \text{ para a mistura} \quad (9)$$

Com T_r^* , delta Δ :

$$\Delta = \frac{T_r^* - T_r}{T_r} \cdot 100[\%] = 3,5 \text{ para a gasolina; } 5,34 \text{ para o etanol e } 5,63 \text{ para a mistura}$$

Como ambos os valores de Δ são muito menores que 10, os cálculos não precisam ser repetidos. Caso isso não acontecesse, outro valor de T_r deveria ser assumido, tal que $T_r \approx T_r^*$.

3.2.2.5 Parâmetros indicados do ciclo de trabalho

Os parâmetros indicados do ciclo de trabalho são: a pressão média indicada $P_i \left[\frac{MN}{m^2} \right]$, representado pelos blocos 10 e 11 na FIGURA 13, o rendimento indicado η_i que é representado pelo bloco 12 na FIGURA 13 e o consumo específico indicado de combustível g_i , bloco 13 na FIGURA 13. De modo que: $\varphi = 0,94$ é o coeficiente de arredondamento do diagrama indicado de pressão, segundo Soto (2013):

$$P_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{(n_1 - 1)} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 1,453 \text{ para a gasolina; } 1,579 \text{ para o etanol e } 1,542 \text{ para a mistura} \quad (10)$$

$$p_i = p_i' \cdot \varphi = 1,366 \text{ para a gasolina; } 1,484 \text{ para o etanol e } 1,45 \text{ para a mistura} \quad (11)$$

O rendimento indicado é dado por:

$$\eta_i = \frac{p_i l_o \alpha}{H_u \rho_o \eta_v 10^{-3}} = 0,3012 \text{ para a gasolina; } 0,2925 \text{ para o etanol e } 0,3006 \text{ para a mistura, valores usuais estão entre } 0,26 \div 0,35 \text{ para ciclo Otto.} \quad (12)$$

Já o consumo específico indicado de combustível é:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i 10^3} \left[\frac{g}{kW \cdot h} \right] = 206,27 \text{ para a gasolina; } 337,49 \text{ para o etanol e } 227,12 \text{ para a mistura} \quad (13)$$

3.2.2.6 Índices efetivos do motor

Em se tratando de índices efetivos dos motores, tem-se a pressão media das perdas mecânicas, representada pelo bloco 15 na FIGURA 13:

$$P_m = 0,049 + 0,0152 \cdot V_{mp}^* \left[\frac{MN}{m^2} \right] = 0,10044 \quad (15)$$

Sendo que a velocidade utilizada para calcular a pressão, representada pelo bloco 14 na FIGURA 13, é calculada por:

$$V_{mp}^* = \frac{S^* n^*}{30} \left[\frac{m}{s} \right] = 5,88 \quad (14)$$

onde $S^* = 0,049$ é o percurso do pistão e $n^* = 3600$ correspondente à potencia nominal, do motor protótipo.

Tem-se também a pressão media efetiva P_e representada pelo bloco 16 na FIGURA 13:

$$P_e = P_i - P_m \left[\frac{MN}{m^2} \right] = 1,265 \text{ para a gasolina; } 1,384 \text{ para o etanol e } 1,349 \text{ para a mistura} \quad (16)$$

O rendimento mecânico do motor, representado pelo bloco 17 na FIGURA 13 é dado por:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 0,93 \quad (17)$$

O consumo específico efetivo de combustível g_e , representado pelo bloco 18 na FIGURA 13 é equacionado por :

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \left[\frac{g}{kW \cdot h} \right] = 222,64 \text{ para a gasolina; } 361,98 \text{ para o etanol e } 244,03 \text{ para a mistura} \quad (18)$$

Sendo N_e calculado a partir de g_e e P_e , o consumo horário de combustível, representado pelo bloco 19 na FIGURA 13, é dado por:

$$G_T = g_e N_e \cdot 10^{-3} \left[\frac{kg}{h} \right] = 0,65 \text{ para a gasolina; } 1,05 \text{ para o etanol e } 0,71 \text{ para a mistura} \quad (19)$$

Para finalizar o cálculo térmico, a tabela com os índices fundamentais do motor para o real e o simulado é mostrada a seguir, na TABELA 9 para a gasolina, na TABELA 10 para o etanol e na TABELA 11 para a mistura:

TABELA 9 – ÍNDICES FUNDAMENTAIS DA GASOLINA WIEBE

Motor	Parâmetros					
	Ne (kW)	n (rpm)	Vn (lt)	Nu (kW/lt)	Pe (MN/m ²)	ge (g/kW/h)
Real	2,9	3600	0,08	36,25	1,208	x
Simulado	3	3600	0,08	37,5	1,265	222,64

TABELA 10 – ÍNDICES FUNDAMENTAIS DO ETANOL WIEBE

Motor	Parâmetros					
	Ne (kW)	n (rpm)	Vn (lt)	Nu (kW/lt)	Pe (MN/m ²)	ge (g/kW/h)
Real	2,9	3600	0,08	36,25	1,208	x
Simulado	3,17	3600	0,08	39,625	1,384	361,98

TABELA 11 – ÍNDICES FUNDAMENTAIS DA MISTURA GASOLINA E ETANOL WIEBE

Motor	Parâmetros					
	Ne (kW)	n (rpm)	Vn (lt)	Nu (kW/lt)	Pe (MN/m ²)	ge (g/kW/h)
Real	2,9	3600	0,08	36,25	1,208	x
Simulado	3,09	3600	0,08	38,625	1,349	244,03

De modo que P_e real é calculado a partir da seguinte fórmula:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_n \cdot n}{30\tau} [kW]$$

3.2.3 Cálculo térmico para misturas de etanol e gasolina (E0, E25, E50, E80, E100) usando diferentes taxas de compressão (10:1 a 14:1)

Dada as propriedades dos combustíveis, TABELA 12, $\rho_g = 0,72\text{Kg/l}$
 $\rho_e = 0,81\text{Kg/l}$:

TABELA12 – PROPRIEDADES E0, E25, E50, E80, E100

E0 (gasolina)	C_8H_{18}	C_2H_6O	
% (r)	100	0	
%C 86	%H 14	%O	%H ₂ O
$PCI = 339,13C + 1029,95H - 108,85(O-S) - 25,12W = 43,58$			
E25	C_8H_{18}	C_2H_6O	
% (r)	75	25	
%C 80,4	%H 15,46	%O 4,123	%H ₂ O
$PCI = \frac{\rho_g \cdot r_g}{\rho_g \cdot r_g + \rho_e \cdot r_e} \cdot PCI_g + \frac{\rho_e \cdot r_e}{\rho_g \cdot r_g + \rho_e \cdot r_e} \cdot PCI_e = 38,5$			
E50	C_8H_{18}	C_2H_6O	
% (r)	50	50	
%C 75	%H 15	%O 10	%H ₂ O
$PCI = \frac{\rho_g \cdot r_g}{\rho_g \cdot r_g + \rho_e \cdot r_e} \cdot PCI_g + \frac{\rho_e \cdot r_e}{\rho_g \cdot r_g + \rho_e \cdot r_e} \cdot PCI_e = 33,72$			
E80	C_8H_{18}	C_2H_6O	
% (r)	20	80	
%C 64,4	%H 14,1	%O 21,5	%H ₂ O
$PCI = \frac{\rho_g \cdot r_g}{\rho_g \cdot r_g + \rho_e \cdot r_e} \cdot PCI_g + \frac{\rho_e \cdot r_e}{\rho_g \cdot r_g + \rho_e \cdot r_e} \cdot PCI_e = 28,34$			
E100 (etanol)	C_8H_{18}	C_2H_6O	
% (r)	0	100	
%C 48	%H 12	%O 32	%H ₂ O 8
$PCI = 339,13C + 1029,95H - 108,85(O-S) - 25,12W = 24,95$			

E ao aplicar o cálculo térmico realizado assim como no item 3.2.2 agora para (E0, E25, E50, E80 e E100) variando-se as taxas de compressão dentro dos valores usuais tem-se como resultados dos índices fundamentais o que é mostrado na TABELA 13:

TABELA13– ÍNDICES FUNDAMENTAIS E0, E25, E50, E80, E100

10:1	Ne[kW]	n[rpm]	Vn[M3]	Pe[N/m ²]	ge[g/kW.h]
E0	2,86	3600	0,00007	1378000	205,35
E25	2,87	3600	0,00007	1382000	235,55
E50	2,82	3600	0,0001	956700	331,15
11:1	Ne[kW]	n[rpm]	Vn[M3]	Pe[N/m ²]	ge[g/kW.h]
E0	2,96	3600	0,00007	1426000	199,01
E25	2,97	3600	0,00007	1429000	228,29
E50	2,92	3600	0,0001	990000	320,79
E80	2,86	3600	0,00017	570300	556,85
12:1	Ne[kW]	n[rpm]	Vn[M3]	Pe[N/m ²]	ge[g/kW.h]
E0	3,05	3600	0,00006	1468000	193,7
E25	3,06	3600	0,00007	1471000	222,21
E50	3	3600	0,0001	1019000	312,12
E80	2,89	3600	0,00016	591600	626,93
E100	2,86	3600	0,00006	1583000	319,29
13:1	Ne[kW]	n[rpm]	Vn[M3]	Pe[N/m ²]	ge[g/kW.h]
E25	2,88	3600	0,00006	1509000	217,03
E50	3,08	3600	0,0001	1046000	304,75
E80	2,93	3600	0,00016	607300	611,73
E100	2,94	3600	0,00006	1624000	311,84
14:1	Ne[kW]	n[rpm]	Vn[M3]	Pe[N/m ²]	ge[g/kW.h]
E50	3,02	3600	0,00009	1070000	298,33
E80	2,93	3600	0,00016	621600	598,47
E100	3	3600	0,00006	1660000	305,4

3.3 CURVAS CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE VELOCIDADE

A curva característica exterior da velocidade é construída a partir de relações empíricas, a partir dos dados de potência efetiva, pressão média efetiva e consumo específico efetivo de combustível obtidos no cálculo térmico para a rotação da potência nominal.

Kolchin e Demidov (1984) apresentam as relações a seguir para motores de Ciclo Otto e Diesel, respectivamente.

Para a potência:

$$N_{e(p)} = N_e \left[\left(\frac{n_x}{n_N} \right) + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^3 \right] [\text{kW}]$$

$$N_{e(p)} = N_e \left[0,5 \left(\frac{n_x}{n_N} \right) + 1,5 \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^3 \right] [\text{kW}]$$

Onde $N_{e(p)}$ é a potência em kW na rotação de interesse n_x em rpm; N_e é a potência efetiva em kW na rotação n_N em rpm da potência nominal.

Para o torque:

$$M_{e(p)} = \frac{P_{e(p)} \cdot V_n}{\pi \tau} [\text{Nm}]$$

Onde $M_{e(p)}$ é o torque em N.m na rotação de interesse; $P_{e(p)}$ é a pressão média efetiva na rotação de interesse; V_n é a cilindrada do motor em cm^3 ; τ é o tempo do motor.

$$P_{e(p)} = P_e \left[1 + \left(\frac{n_x}{n_N} \right) - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]$$

$$P_{e(p)} = P_e \left[0,5 + 1,5 + \left(\frac{n_x}{n_N} \right) - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^3 \right]$$

Onde $P_{e(p)}$ é a pressão média efetiva em MPa na rotação de interesse n_x em rpm; P_e é a pressão média efetiva em MPa na rotação n_N em rpm da potência nominal.

Para o consumo específico efetivo de combustível:

$$g_{e(p)} = g_e \left[1,2 - \left(\frac{n_x}{n_N} \right) + 0,8 \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]$$

$$g_{e(p)} = g_e \left[1,55 - 1,55 \left(\frac{n_x}{n_N} \right) + 0,8 \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]$$

Onde $g_{e(p)}$ é o consumo específico efetivo de combustível em g/kWh na rotação de interesse n_x em rpm; g_e é o consumo específico efetivo de combustível

em $gkW.h$ na rotação n_N em rpm da potência nominal. Essas curvas são representadas em um gráfico, como mostradas na Figura 14.

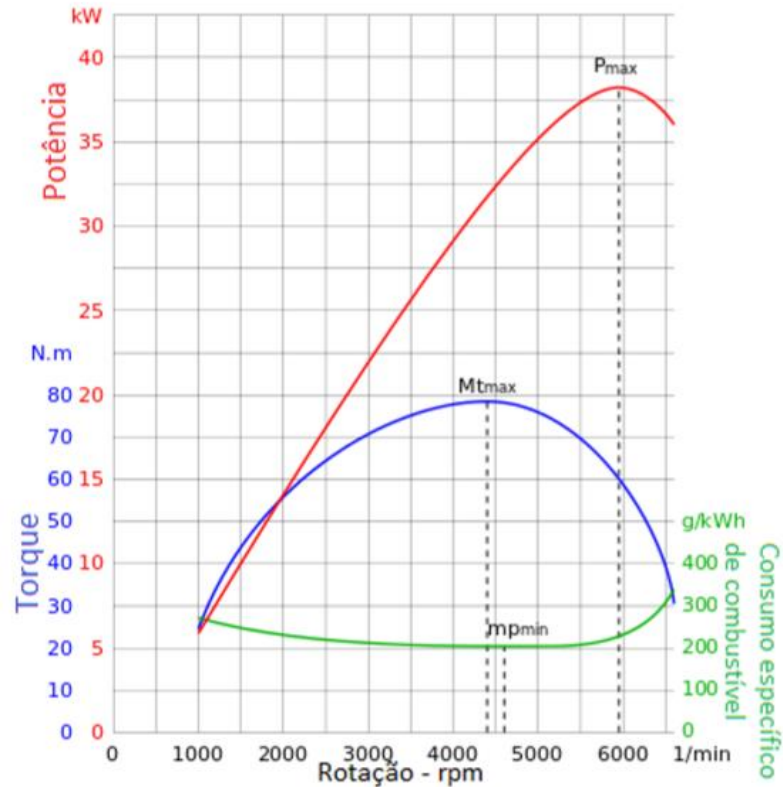


FIGURA 14– Curva de Torque, Potência e Consumo Específico
Fonte: Mendes (2017)

Essas curvas características são amplamente utilizadas para conferir as características de desempenho, durabilidade e confiabilidade dos motores. Nelas pode-se observar que a potência sobe à medida que a rotação aumenta, chegando a um máximo perto do regime de rotação máxima do motor. O conhecimento da curva de torque é de suma importância para identificar o momento mais adequado para a troca de marchas, reduzindo o consumo e aumentando o rendimento do motor. O consumo específico apresenta seu valor máximo no regime de rotação mais baixo devido ao fato da potência nessa região também ser baixa, e apresenta seu valor máximo na região onde o torque também é máximo, ou seja, onde o combustível gera a maior quantidade de trabalho. (MENDES, 2017)

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Com o cálculo térmico descrito no item 3.2, os resultados gerados são: representados em curvas características exteriores de velocidade; analisados como os diferentes combustíveis influem no desempenho do motor e comparados com os resultados obtidos através da implementação da lei de Wiebe. E por fim os cálculos são validados com a comparação dos resultados deste trabalho com os encontrados na literatura.

4.1 ANÁLISE DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE DIFERENTES COMBUSTÍVEIS

Ao aplicar a mesma metodologia, para todos os combustíveis, gasolina, etanol e mistura de gasolina e etanol (gaseta), com os mesmos parâmetros arbitrados, os resultados atingidos, de acordo com as curvas características exteriores encontradas, mostram a variação dos parâmetros. Isto porque, como reafirmado por Taylor (1988), as diferenças na composição do combustível afetam as características termodinâmicas da mistura de ar/combustível, e podem resultar diferenças na potência, torque e consumo de combustível.

Com os resultados dos índices fundamentais representados nas TABELAS 4, 5 e 6, se observa, uma maior potência do etanol quando comparado com a gasolina. Isto porque, segundo Paula e Aiello (2016) o etanol possui um maior número de octano, como pode ser visto nas TABELAS 2, 3 e 4 das propriedades dos combustíveis, e necessita de mais energia do ar para ser vaporizado, resfriando-o e permitindo assim uma maior densidade do mesmo (ar), um melhor enchimento da câmara de combustão e maior pressão de combustão, permitindo assim uma combustão mais eficiente, elevando o desempenho e rendimento do motor.

Isto pode ser confirmado em Maxwell (2012), onde é dito que taxas de compressão mais elevadas do motor se correlacionam diretamente com a sua potência e eficiência termodinâmica. Então, motores que são projetados para octanagens mais elevadas, normalmente, desenvolvem potência superior, extraindo maior parcela do poder calorífico do combustível.

Nas FIGURAS 15 e 16, das curvas características exteriores de velocidade e de potência, as curvas do etanol e da gasolina são bem próximas, pouca diferença é observada, quando em maiores rotações a linha do etanol se torna mais visível.

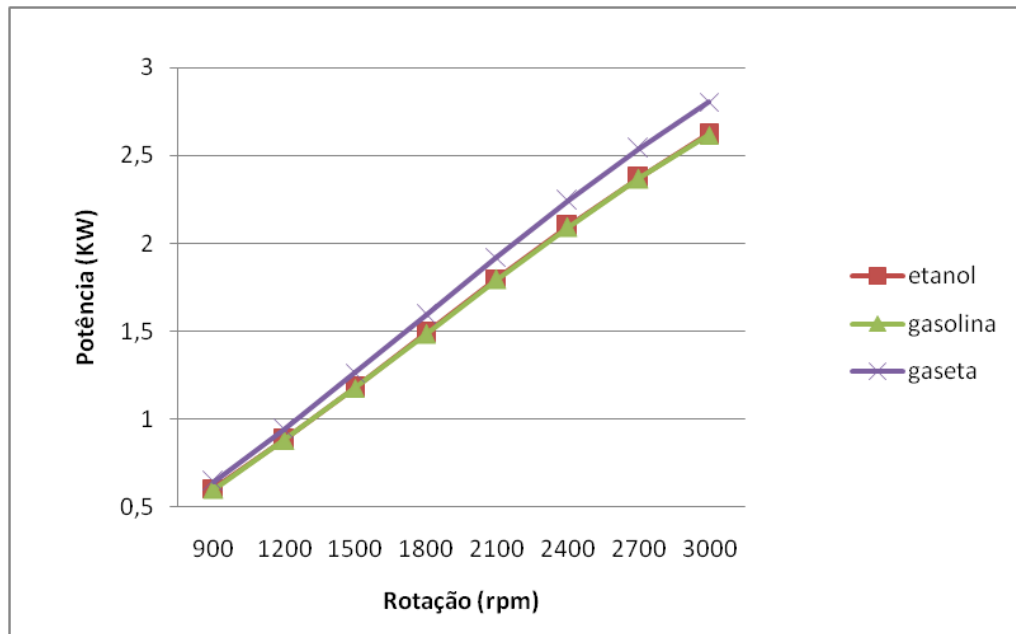


FIGURA 15– Curvas de Potência

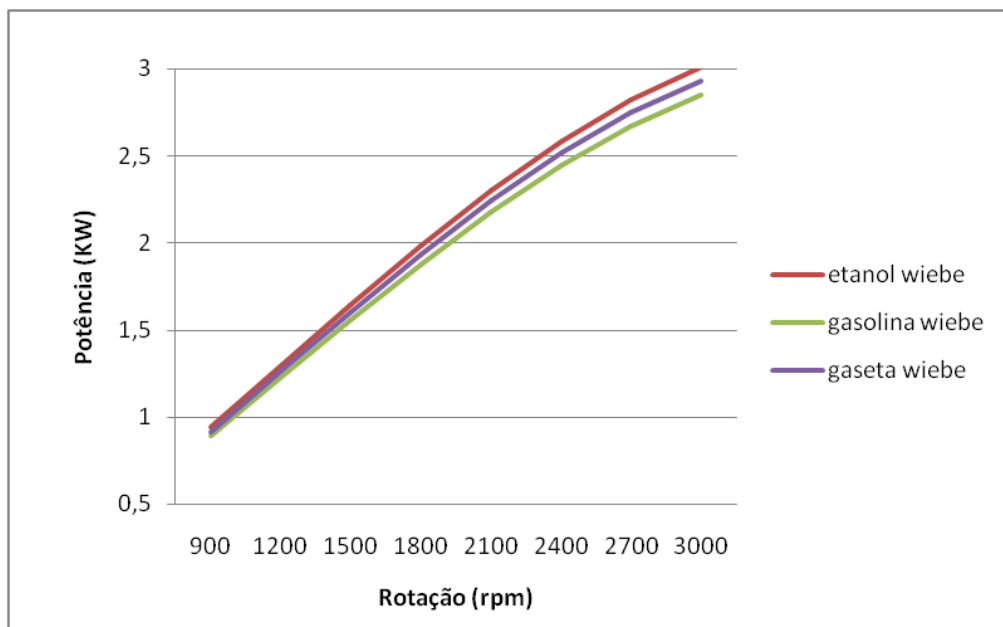


FIGURA 16 – Curvas de Potência Wiebe

Ao se avaliar as curvas características exteriores de velocidade de consumo específico de combustível, mostradas nas FIGURAS 17 e 18, é nítida a diferença entre a curva da gasolina e a do etanol. O etanol tem baixo poder calorífico, como

pode ser observado na TABELA 3 de propriedades do combustível, devido a isto, a relação ar-combustível necessita de um volume maior de combustível para o mesmo volume de ar espirado.

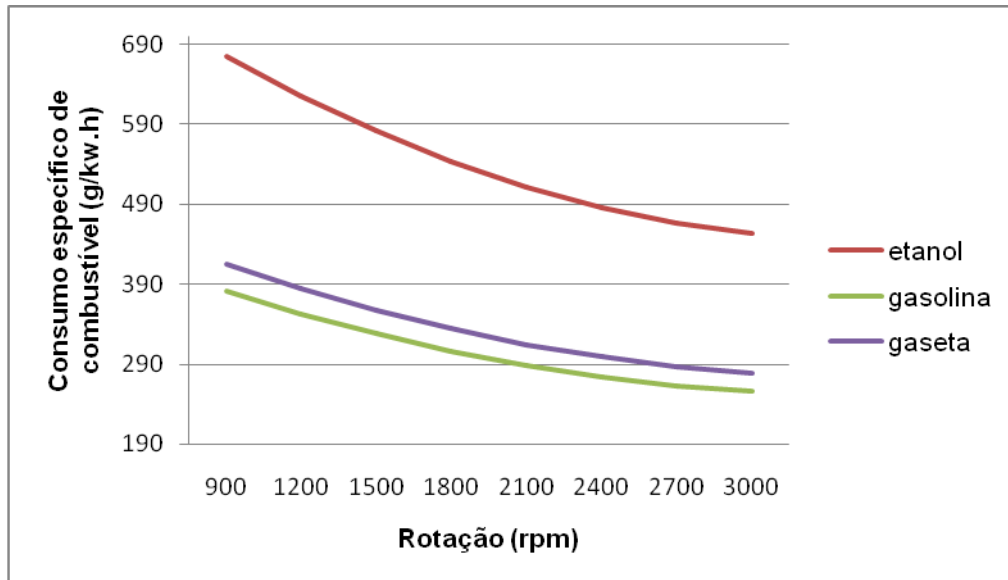


FIGURA 17 – Curvas de Consumo Específico de Combustível

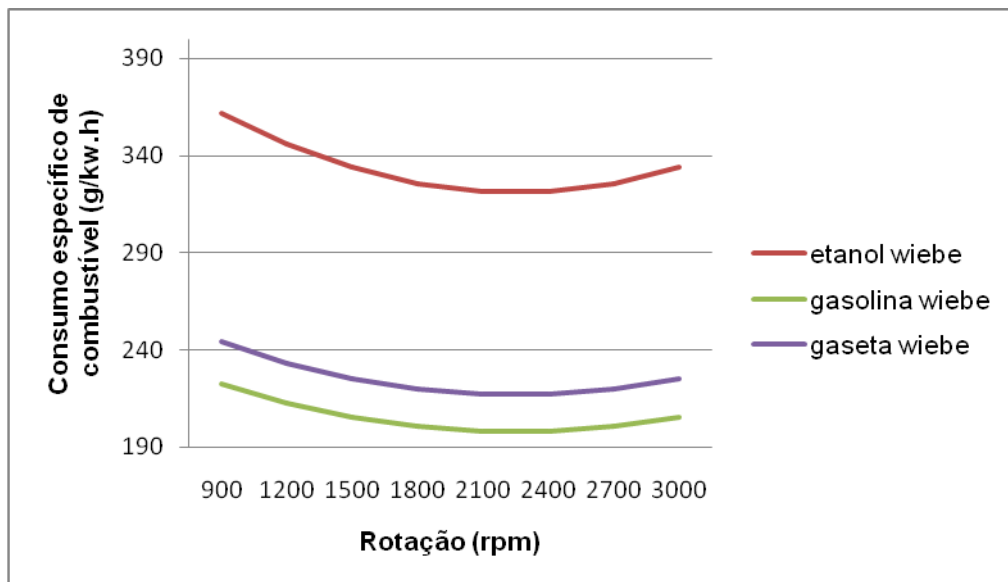


FIGURA 18 – Curvas de Consumo Específico de Combustível Wiebe

Diante das curvas características exteriores de velocidade de torque, mostradas nas FIGURAS 19 e 20 observa-se uma pequena queda do torque para a gasolina em comparação ao etanol. Essa queda é atribuída a octanagem, como pode ser embasado por algumas literaturas abaixo.

Prakash et al. (2013 apud MAXWELL, 2012) realizaram testes de aceleração e potência e perceberam que um combustível de baixa octanagem pode reduzir o torque do motor e, portanto, o desempenho do veículo. Por outro lado, com octanagem elevada o avanço de ignição pode ser maior, resultando em torques mais elevados. Os ensaios foram realizados em dinamômetro de chassi. Os resultados indicaram que alguns veículos foram mais sensíveis à variação da octanagem, sendo obtidos ganhos de até 5% de desempenho com a octanagem mais elevada.

Stradling et al. (2015 apud MAXWELL, 2012) realizaram testes em dois veículos leves europeus naturalmente aspirados, sendo um com injeção direta e outro com injeção port fuel. O desempenho dos veículos foi avaliado em condições de plena aceleração, com uma ampla gama de combustíveis, incluindo misturas com etanol. A presença de etanol nas misturas de combustível não teve nenhum efeito sobre o tempo de aceleração que não a sua contribuição para aumentar a octanagem do combustível.

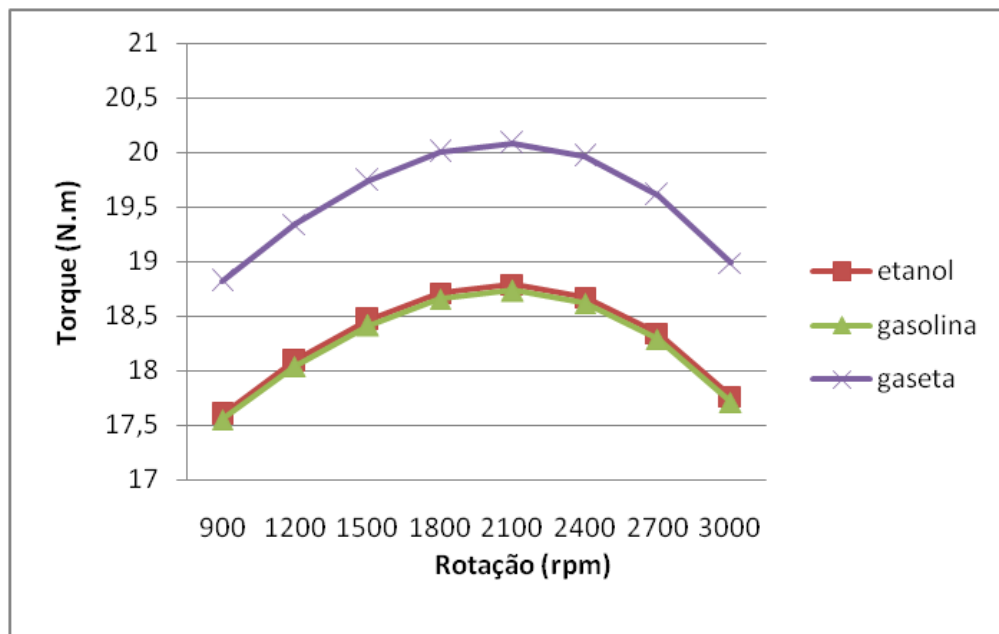


FIGURA 19 – Curvas de Torque

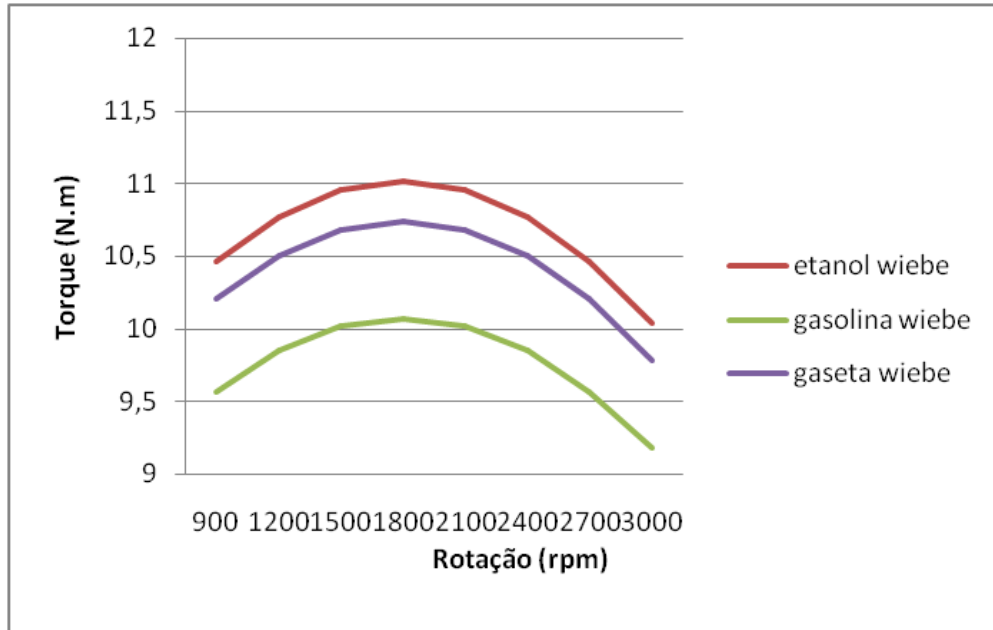


FIGURA 20 – Curvas de Torque Wiebe

A utilização de misturas gasolina e etanol é uma alternativa interessante para os anseios de uma matriz energética cada vez mais renovável. Conforme Maxweel, para uma dada gasolina, quando se aumentou o conteúdo de etanol foi observada melhoria significativa no desempenho e eficiência térmica, especialmente no modo injeção direta. Os combustíveis com uma alta sensibilidade de auto-ignição, como é o caso do etanol, apresentaram melhor desempenho.

Stansfield et al. (2012 apud MAXWELL, 2012) utilizaram um veículo com motor de dois litros, turbo, com injeção direta de gasolina com diferentes gasolinas e misturas gasolinas/etanol/butanol. O desempenho do motor e alguns parâmetros do sistema de controle do motor e do veículo foram registrados para investigar a resposta de um veículo atual a gasolina com relação a diferentes teores de álcool. Observou-se aumento do desempenho com a elevação do teor de oxigênio do combustível. O desempenho com uma gasolina com octanagem 95 foi ligeiramente restrito pela ativação ocasional do sensor de detonação, retardando o avanço de ignição. Os combustíveis contendo álcoois não apresentaram detonação e foram capazes de usar o oxigênio adicional disponível para elevar a potência.

Iliev (2015 apud MAXWELL, 2012) desenvolveu um modelo unidimensional utilizando o programa comercial BOOST para prever o comportamento de um motor com ignição por centelha com injeção port fuel e calibrado para gasolina pura, utilizando misturas de gasolina e etanol/metanol, em até 50% em volume para

diversas condições de funcionamento. Os resultados obtidos a partir da simulação foram comparados com aqueles obtidos para a gasolina pura, indicando que, quando o etanol e o metanol foram utilizados, a potência foi reduzida e o consumo específico de combustível aumentou. Segundo o autor, isso ocorreu devido ao menor poder calorífico dos álcoois.

Stein et al. (2013 apud MAXWELL, 2012) fornecem uma visão geral dos efeitos da mistura de etanol à gasolina para uso em motores de ignição por centelha. A visão geral é descrita para uso em veículos que suportem estas misturas. O aumento do teor de etanol resultou em um grande aumento da resistência à detonação, devido aos altos valores de RON, sensibilidade e entalpia de vaporização do etanol. Melhor resistência à detonação resultou em melhor desempenho, particularmente em motores de injeção direta e/ou com aumento da razão de compressão. O aumento do desempenho é consequência de maiores pressões nos cilindros do motor (maior avanço de ignição), que geram maior eficiência térmica, permitindo a redução da capacidade volumétrica do motor (downsizing) ou da rotação do motor (downspeeding). A elevação da razão de compressão motivada pelo aumento do teor de etanol proporciona uma melhoria direta na eficiência. O aumento do conteúdo de etanol reduziu a temperatura dos gases de escape, devido a elevada entalpia de vaporização do etanol e também à maior capacidade calorífica dos produtos de combustão. Combinado com o maior avanço de ignição, isso resulta em enriquecimento reduzido e consequente melhoria da eficiência do motor.

De acordo com os dados compilados, pode-se observar que o desempenho do motor operando com os três combustíveis são próximos.

4.2 ANÁLISE DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE DIFERENTES COMBUSTÍVEIS COM OU SEM A IMPLEMENTAÇÃO DA LEI DE WIEBE

Realizado os cálculos, como no item 3.2.2, com os novos resultados gerados foram criados gráficos que representam o comportamento do motor com os combustíveis gasolina, etanol em mistura (gasolina + 25% etanol) com ou sem a utilização da lei de Wiebe.

A lei de Wiebe inserida no modelo propiciou melhor representação do processo de combustão, conseqüentemente, uma melhora nos resultados encontrados. Isto porque, a função da liberação de calor é capaz de simular os efeitos da abertura da válvula de exaustão, após as devidas alterações dos seus principais parâmetros: ângulo de início e duração da transição gradual do seu domínio (zero a um). (SOUZA, 2016)

A desvantagem da utilização da lei de Wiebe reside na necessidade de dados experimentais da taxa de queima para a determinação adequada dos seus três parâmetros de entrada. Os parâmetros de entrada variam com o tipo de motor, condição operacional e tipo de combustível adotado.

Melo et al. (2012 apud MAXWELL, 2012) utilizaram um modelo de combustão de duas zonas e lei de Wiebe, com transferência de calor por Woschini (1967), para diferentes misturas gasolina-etanol, em diferentes condições operacionais do motor. Os resultados modelados demonstraram boa correlação com os dados experimentais, com a pressão máxima e pressão média efetiva indicadas simuladas apresentando variações percentuais menores que 5% em relação aos experimentos.

As FIGURAS 21, 22 e 23, a seguir comparam as curvas características exteriores de velocidade de potência do etanol, da gasolina e da mistura, uma curva com o modelo matemático puro e a outra com a implementação da lei de Wiebe. Em contraste o modelo de Wiebe consegue para ambos os combustíveis melhores valores de potência. Como pode ser diagnosticado também pelas tabelas dos Índices Fundamentais 5, 6, 7, 9, 10 e 11 no qual, para o etanol se consegue valores de potência em torno de 6% maiores.

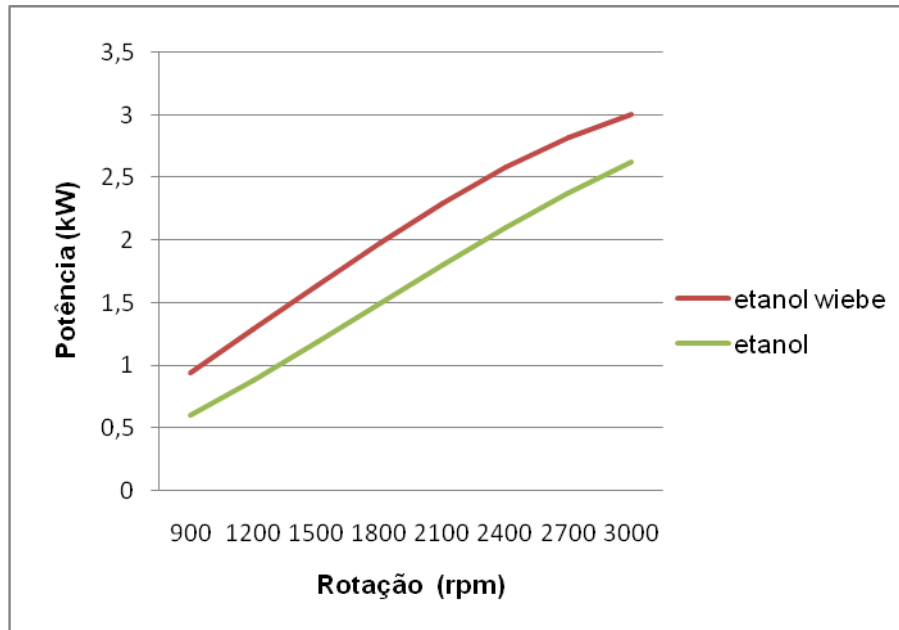


FIGURA 21 – Curva de Potência Etanol: Com Wiebe X Sem Wiebe

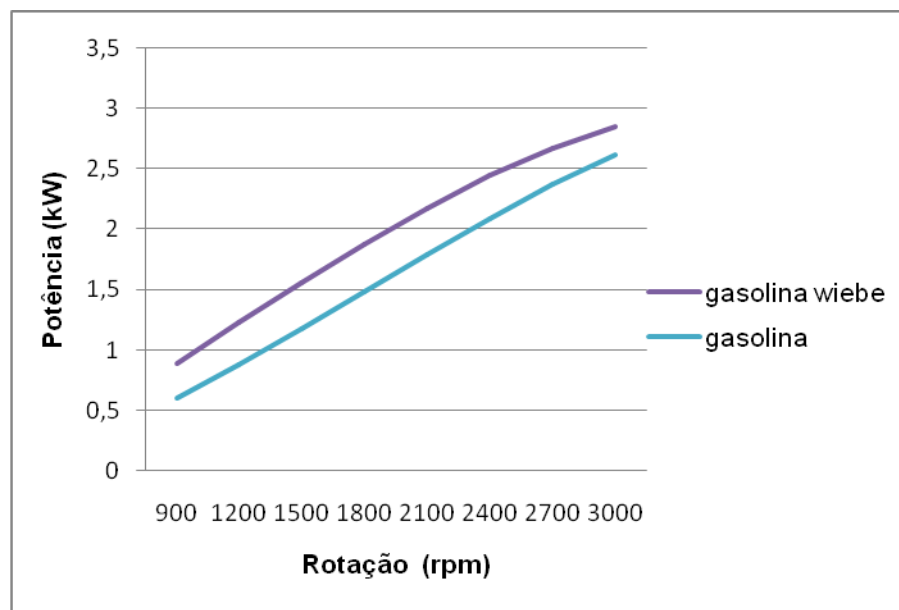


FIGURA 22 – Curva de Potência Gasolina: Com Wiebe X Sem Wiebe

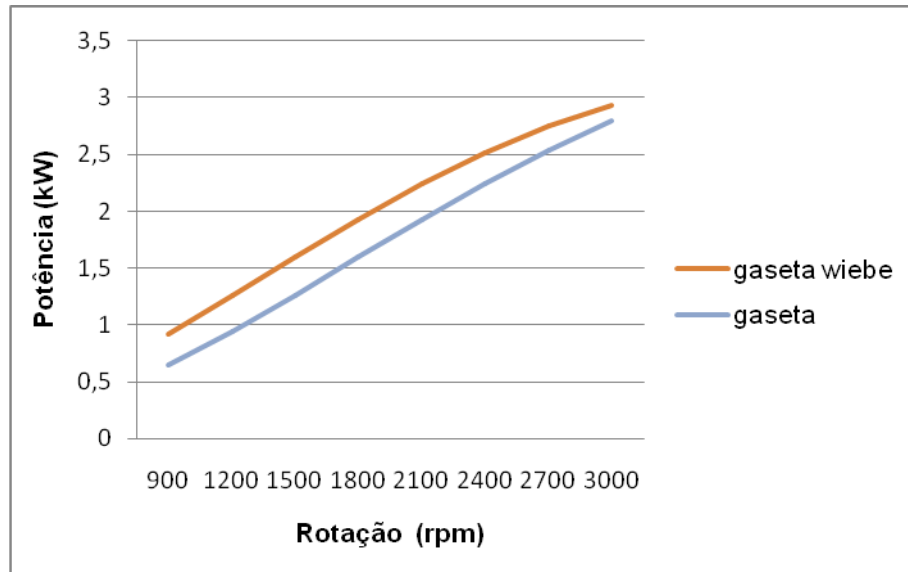


FIGURA 23 – Curva de Potência Mistura: Com Wiebe X Sem Wiebe

Como visto acima, se consegue melhores valores de potência tanto para a gasolina quanto para o etanol ou quanto para a mistura de gasolina e etanol. No caso do torque diante das curvas características representadas pelas FIGURAS 24, 25 e 26 é evidente uma diminuição no seu valor alcançando assim valores mais condizentes com a realidade. Isto porque na maioria das vezes, segundo a literatura, ele é superestimado.

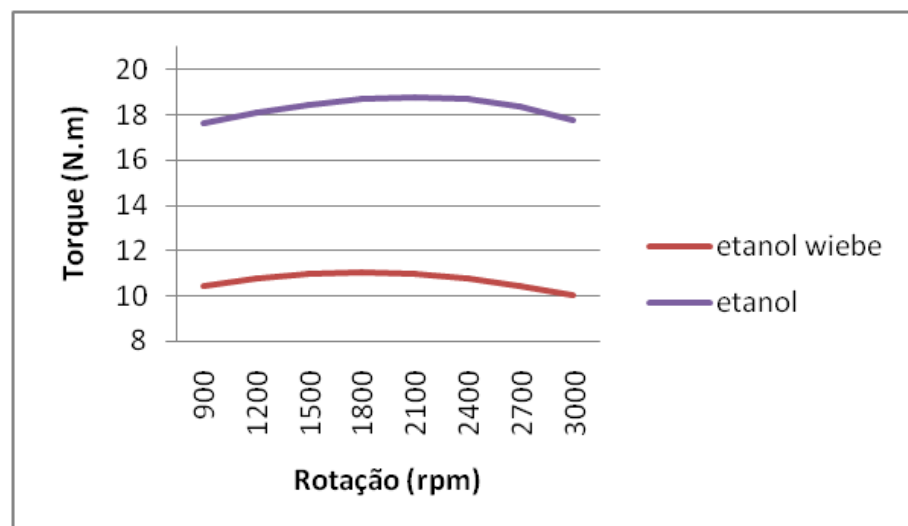


FIGURA 24 – Curva de Torque Etanol: Com Wiebe X Sem Wiebe

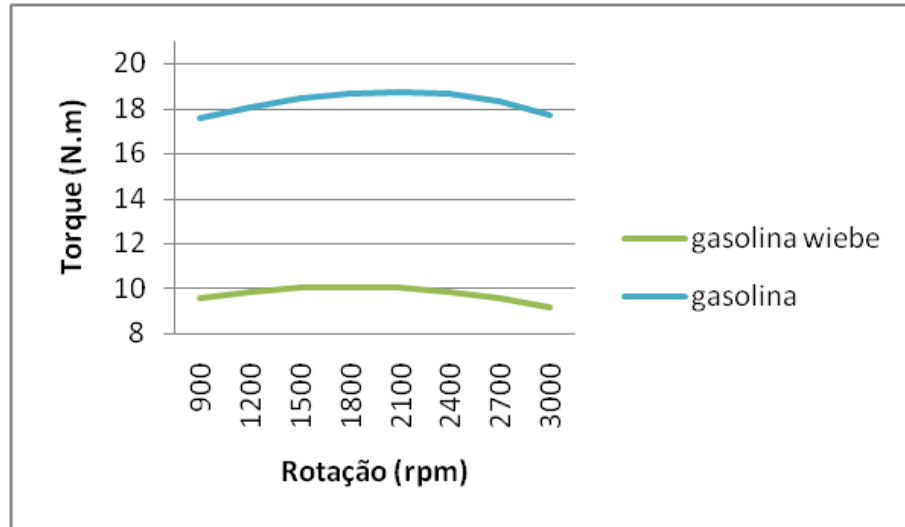


FIGURA 25– Curva de Torque Gasolina: Com Wiebe X Sem Wiebe

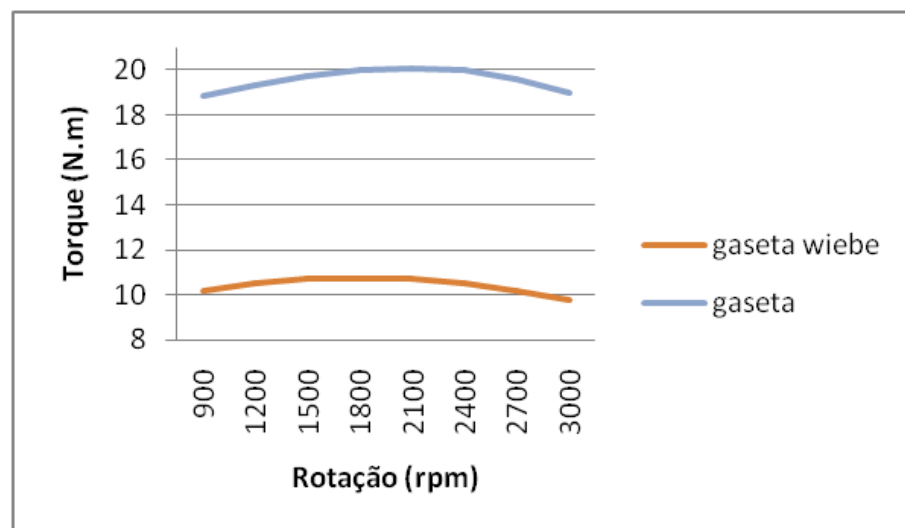


FIGURA 26 – Curva de Torque Mistura: Com Wiebe X Sem Wiebe

Diante das curvas de consumo de combustível das FIGURAS 27, 28 e 30 constata-se que para o meu novo cálculo que inclui Wiebe a autonomia do motor é maior, ou seja, se consome menos combustível. Além disso as curvas características exteriores se aproximam mais das encontradas na literatura.

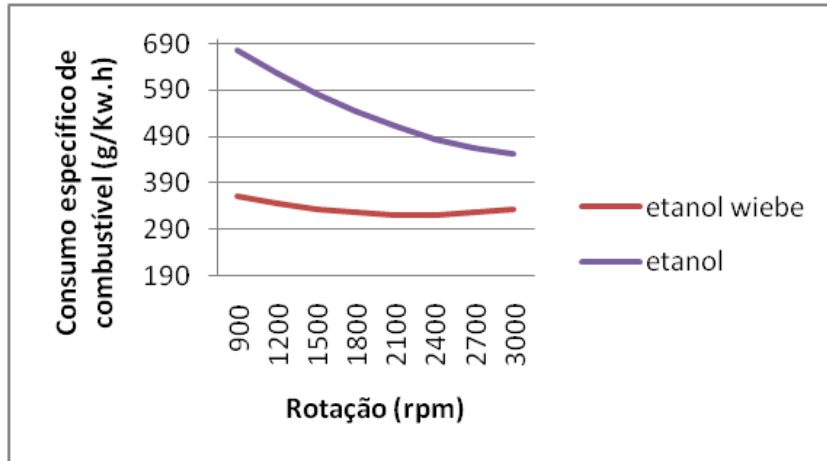


FIGURA 27 – Curva de Consumo Combustível Etanol: Com Wiebe X Sem Wiebe

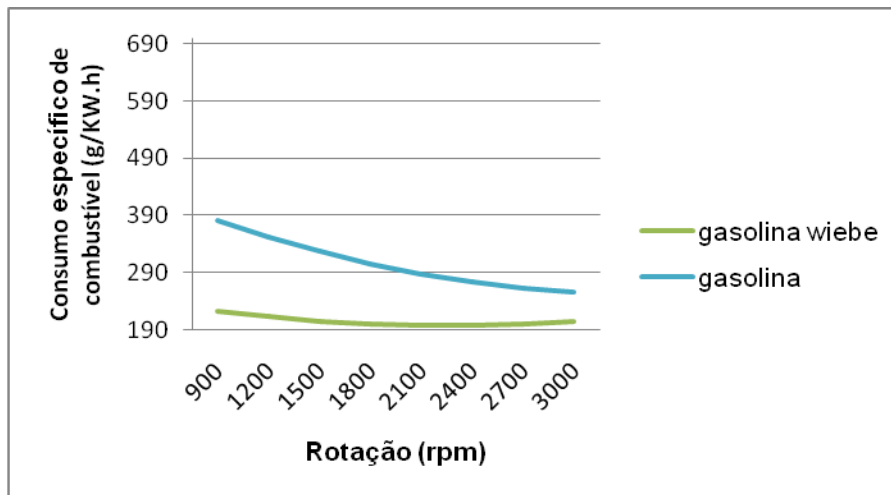


FIGURA 28 – Curva de Consumo Combustível Gasolina: Com Wiebe X Sem Wiebe

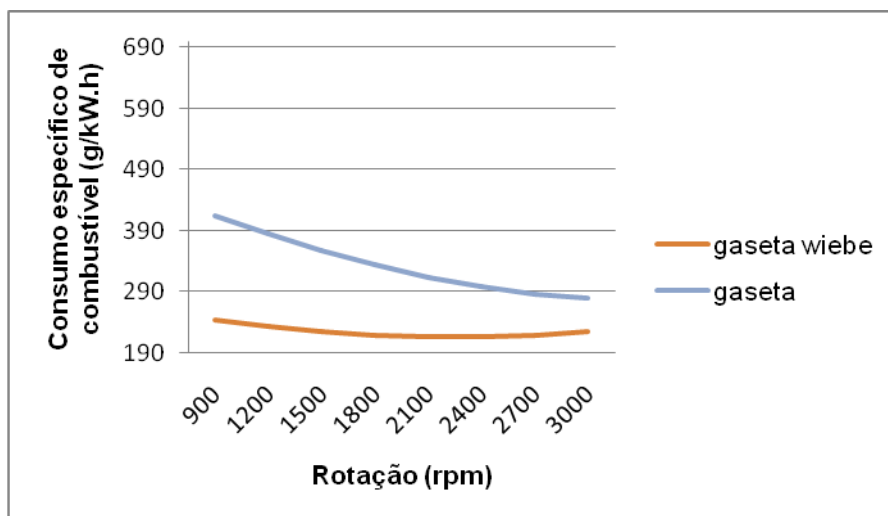


FIGURA 29 – Curva de Consumo Combustível Mistura: Com Wiebe X Sem Wiebe

Apesar das inúmeras opções de funções de Wiebe disponíveis na literatura, muitas inclusive sendo capazes de representar diversas fases do processo de combustão, todas possuem problemas, que serão discutidos a seguir. O primeiro deles diz respeito à presença de diversas constantes de ajuste em sua expressão. Cada trabalho na literatura possui suas próprias recomendações de valores para tais constantes (Heywood, 1988). Ao utilizar os mesmos valores das constantes para condições operacionais, combustíveis ou tipos de motores diferentes daqueles para os quais os valores foram validados, resultados que divergem bastante dos dados experimentais podem ser obtidos. (PASQUALETTE, 2015)

4.3 VALIDAÇÃO DO MODELO COM RESULTADOS ENCONTRADOS NA LITERATURA

Variações entre o processo real e o calculado são encontradas. Isto porque ao adotar a hipótese de combustão instantânea a volume constante, diferente do que acontece no processo real de combustão com quatro processos distintos, ou seja, quatro tempos: entrada de combustível e ar, compressão destes dois elementos, explosão e escapes destes gases formados no processo. O cálculo térmico mesmo com um fator multiplicador da pressão ao final da combustão empírico, de 0,85 para compensar, segundo Santos (2016), não consegue representar exatamente o processo real.

Em (ALLA, 2002, apud MEHRNOOSH, 2012, p. 2215), é afirmado que a suposição que a combustão ocorre instantaneamente a volume constante pode aumentar a pressão média indicada e a potência em cerca de 50% em relação aos valores reais.

Altin e Bilgin (2015) validaram seu modelo que apresentou potência efetiva subestimada em no máximo de 3,84% e torque efetivo subestimado em no máximo 11,3% em relação a valores medidos, justificando a diferença devido ao modelo de predição das perdas mecânicas.

O torque é dependente da pressão média efetiva, que como visto na análise para a potência, é dependente da pressão média indicada e da pressão média das perdas mecânicas. O consumo específico é dependente do consumo específico indicado de combustível e do rendimento mecânico. O consumo específico indicado

de combustível é dependente do rendimento indicado, que é dependente do rendimento volumétrico, que é função do incremento de temperatura do fluido operante, do coeficiente de lavagem, do coeficiente de sobrealimentação e da pressão dos gases residuais, todos parâmetros definidos empiricamente para o cálculo térmico, assim esses valores podem justificar uma parcela da diferença encontrada em relação aos valores já ensaiados na literatura. Além disso, o rendimento mecânico que é a razão entre a pressão média efetiva e a indicada, justifica a diferença entre os valores teóricos e reais.

Agora a diferença entre os valores de desempenho como a potência (FIGURAS 30 e 31), torque (FIGURAS 32 e 33) e o consumo específico (FIGURAS 34 e 35) são analisadas.

Nas FIGURAS 30, 32 e 34 estão representadas as curvas características exteriores de potência, torque e consumo específico do combustível gasolina. O cálculo térmico realizado por Eudes e o seu ensaio utilizam o mesmo modelo de motor deste presente trabalho. Com isso observa-se que as curvas do cálculo térmico, já implementada a lei de Wiebe, construída por este trabalho está condizente com as curvas construídas por Eudes, tanto no seu cálculo quanto em seu ensaio.

Nas FIGURAS 31, 33 e 35 estão representadas curvas de estudos anteriores que refutam o comportamento dos parâmetros de desempenho. Neste caso, para ambos os parâmetros de torque e potência, observa-se uma diferença quase constante de aproximadamente 11% dos valores. Logo, como injeta-se a mesma quantidade de combustível para menos potência, o consumo específico de combustível ficou maior. Em média o consumo específico ficou em torno de 16% maior, ou seja, é necessário aproximadamente 16% a mais de combustível para gerar a mesma quantidade de potência / torque (WISNIESKI, 2017).

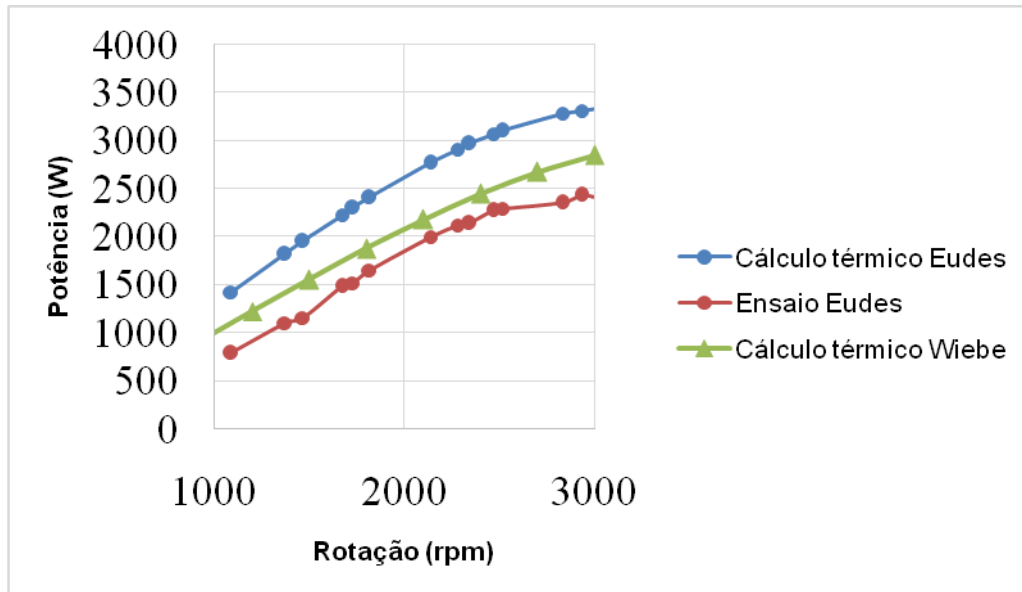


FIGURA 30 – Comparativo Curvas de Potencia Gasolina

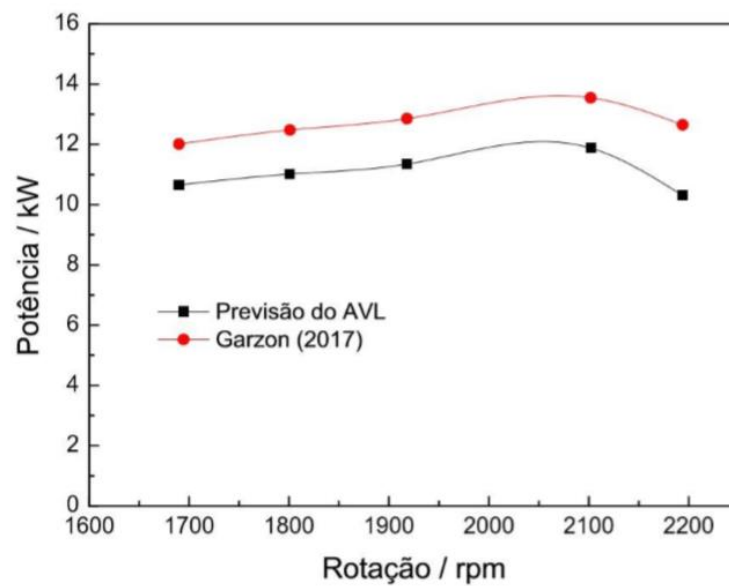


FIGURA 31 – Comparativo Curvas de Potência Literatura

Fonte: Wisnieski(2017)

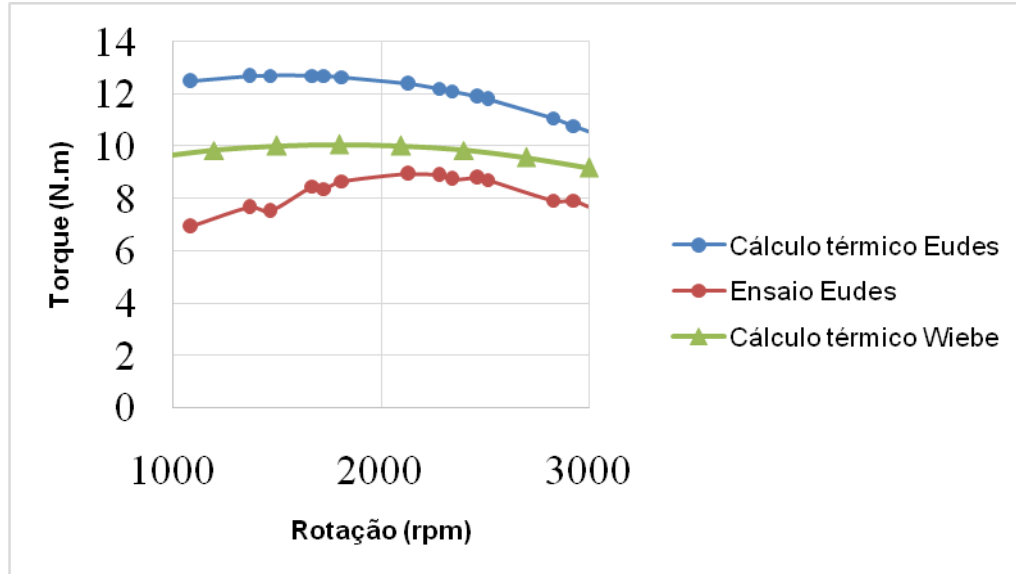


FIGURA 32 – Comparativo Curvas de Torque Gasolina

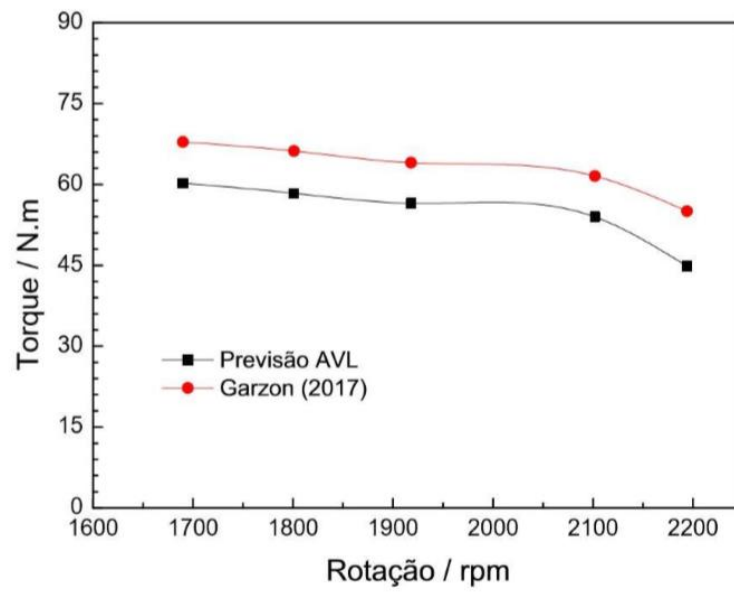


FIGURA 33 – Comparativo Curvas de Torque Literatura

Fonte: Wisniewski (2017)

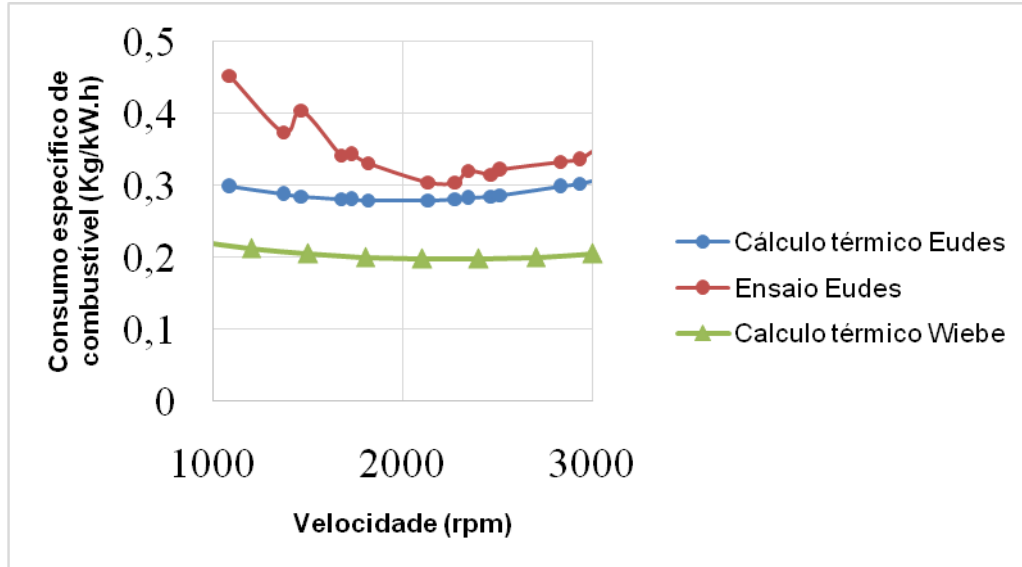


FIGURA 34 – Comparativo Curvas de Consumo Específico De Combustível Gasolina

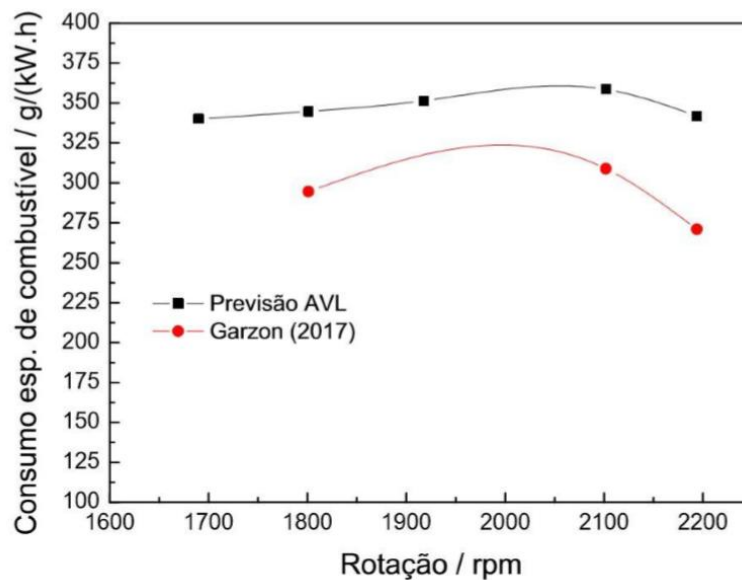


FIGURA 35 – Comparativo Curvas de Consumo Específico de Combustível Literatura

Fonte: Wisnieski (2017)

4.4 ANÁLISE DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE MISTURAS DE ETANOL E GASOLINA (E0, E25, E50, E80, E100) USANDO DIFERENTES TAXAS DE COMPRESSÃO (10:1 A 14:1)

Ao aplicar a mesma metodologia, para diferentes misturas de etanol e gasolina com os mesmos parâmetros arbitrados, usando diferentes taxas de

compressão os resultados atingidos, de acordo com as curvas características exteriores encontradas, mostram a variação dos parâmetros.

Nas FIGURAS 36, 37 e 38 encontram-se as curvas de potência, torque e consumo específico de combustível para o E0, E25 e E50 utilizando-se uma taxa de compressão 10:1. Isto levando em conta que taxas de compressão menores são mais usuais para combustíveis com maior porcentagem de gasolina.

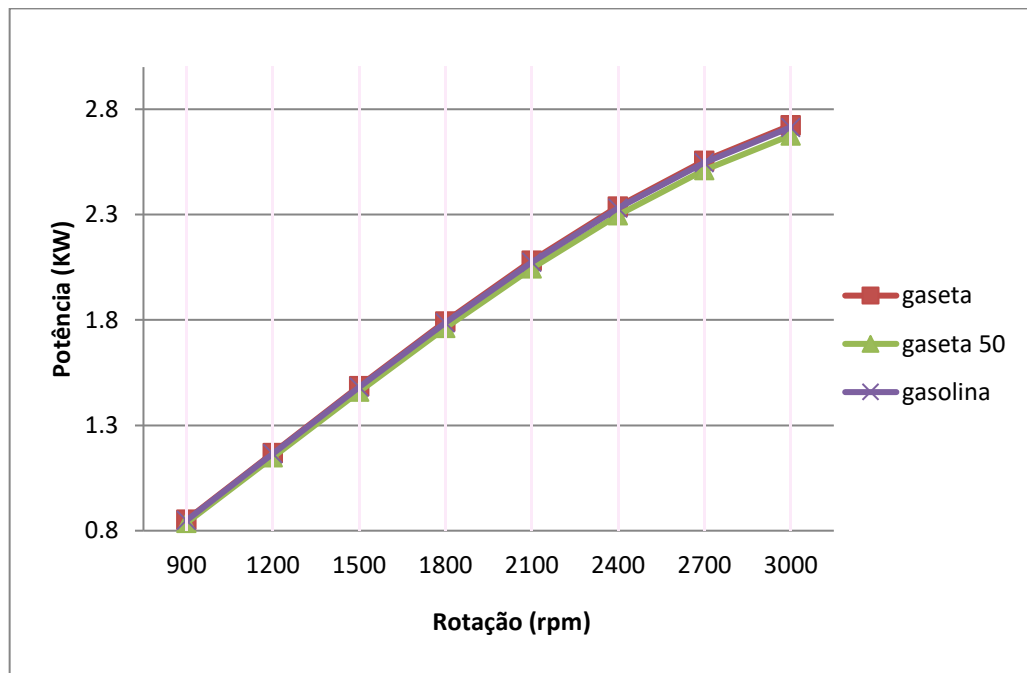


FIGURA 36 – Curvas de Potência Taxa Compressão 10:1

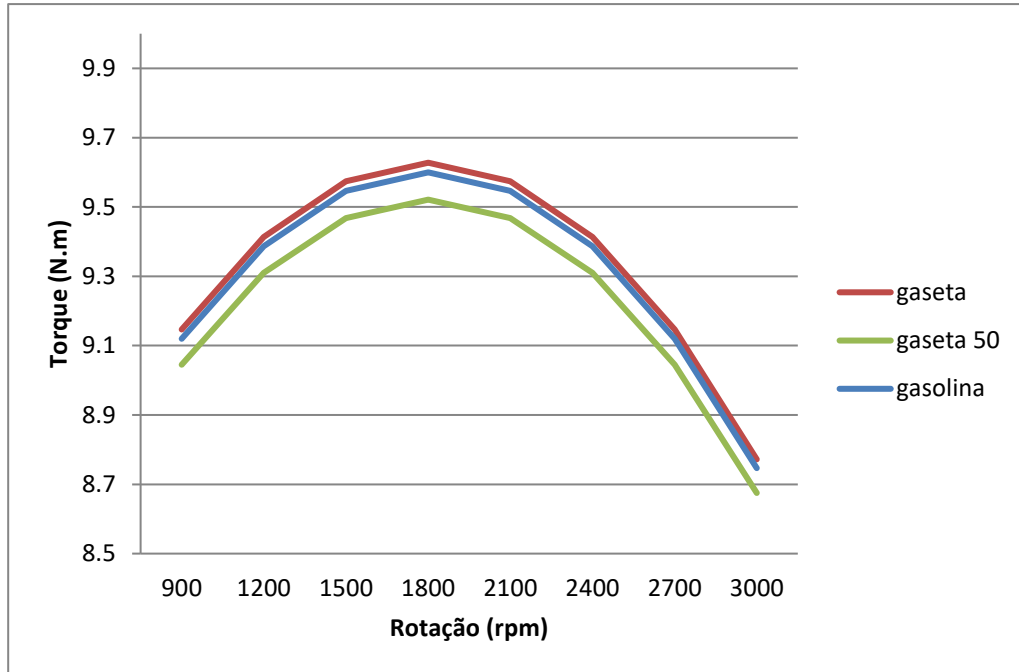


FIGURA 37 – Curvas de Torque Taxa Compressão 10:1

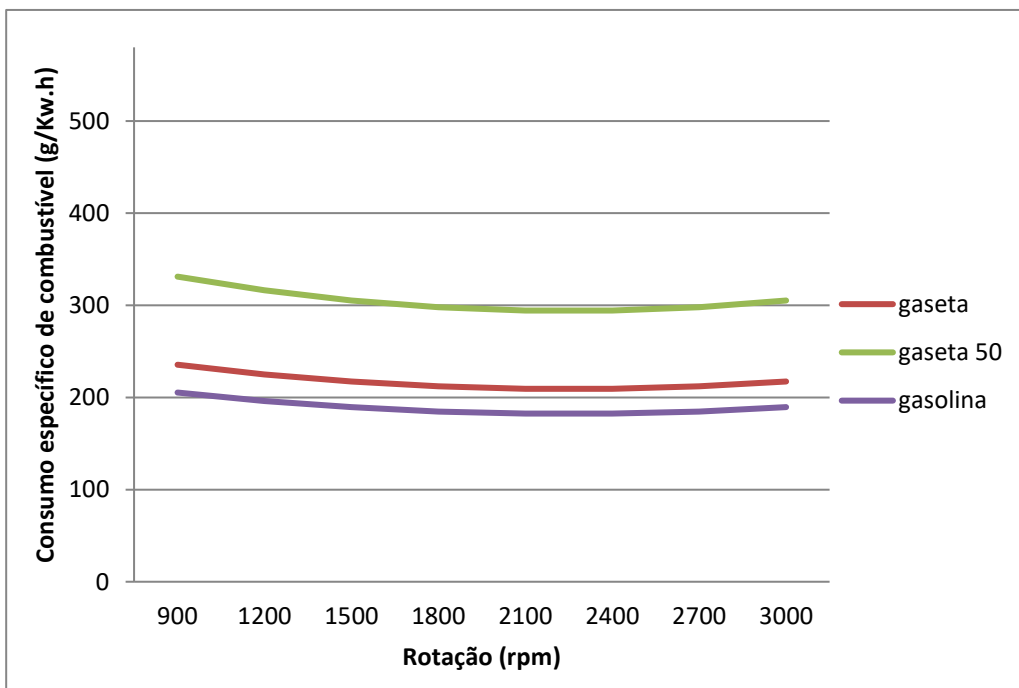


FIGURA 38 – Curvas de Consumo Específico De Combustível Taxa Compressão 10:1

Nas FIGURAS 39, 40 e 41 encontram-se as curvas de potência, torque e consumo específico de combustível para o E0, E25, E50 e E80 utilizando-se uma taxa de compressão 11:1. Mesmo que para esta taxa de compressão é possível se usar uma maior porcentagem de etanol o seu comportamento diante das curvas

características não é satisfatório, conforme o que pode ser visto nas curvas do E80 (gaseta 80).

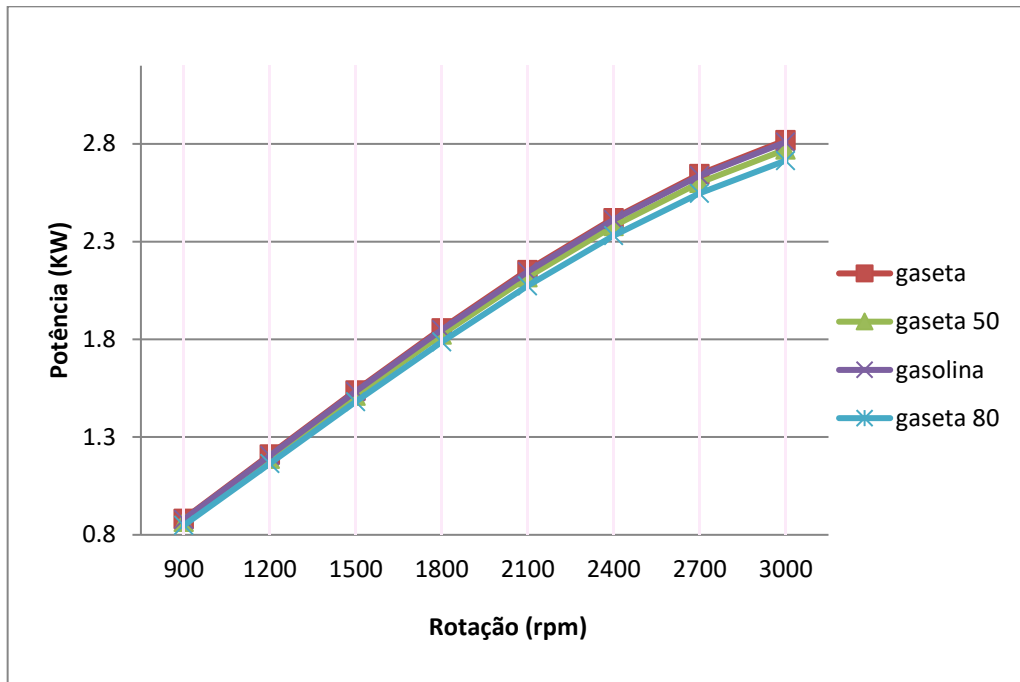


FIGURA 39 – Curvas de Potência Taxa Compressão 11:1

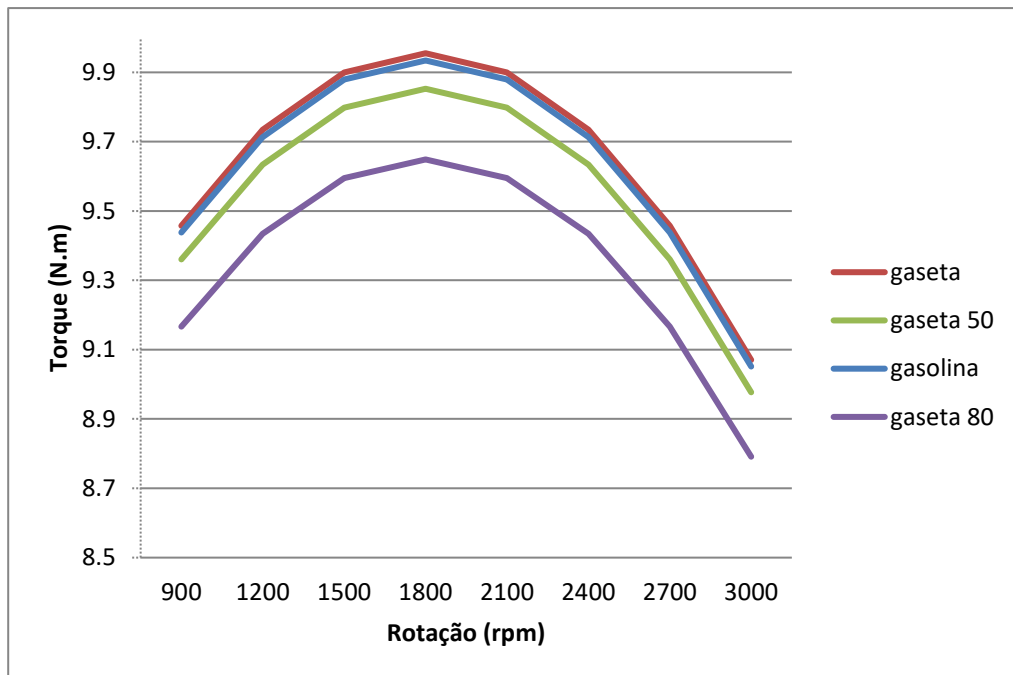


FIGURA 40 – Curvas de Torque Taxa Compressão 11:1

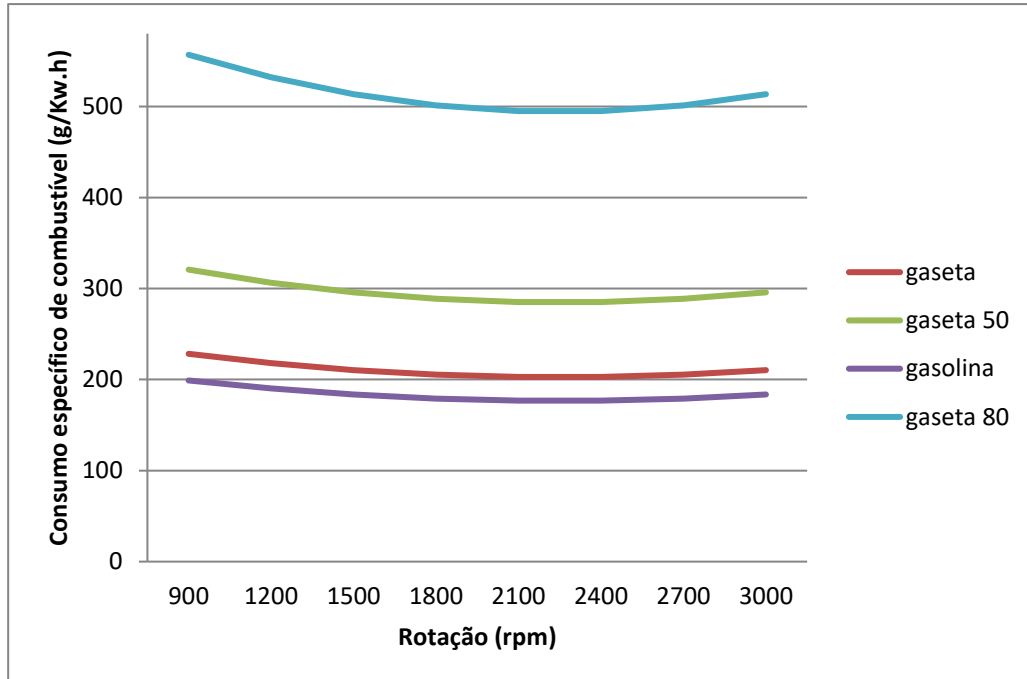


FIGURA 41 – Curvas de Consumo Específico De Combustível Taxa Compressão 11:1

Nas FIGURAS 42, 43 e 44 encontram-se as curvas de potência, torque e consumo específico de combustível para o E0, E25, E50, E80 e etanol utilizando-se uma taxa de compressão 12:1. Esta taxa de compressão é utilizada tanto para gasolina, etanol e suas misturas. Isto porque, o etanol em motores de combustão interna não precisa de modificações em seu desenho para que funcione adequadamente.

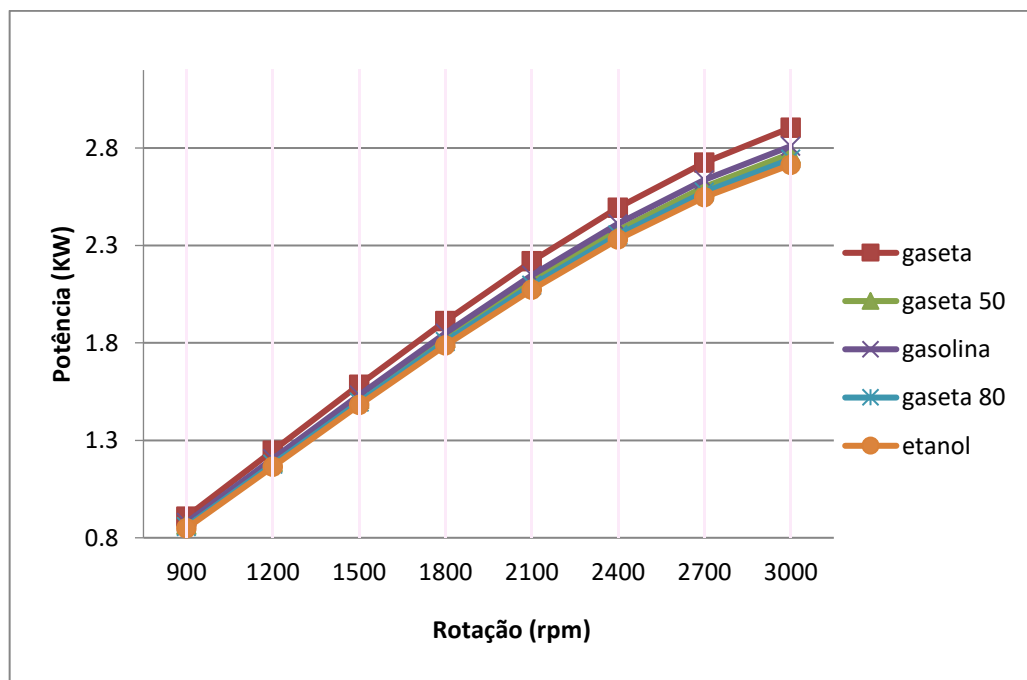


FIGURA 42 – Curvas de Potência Taxa Compressão 12:1

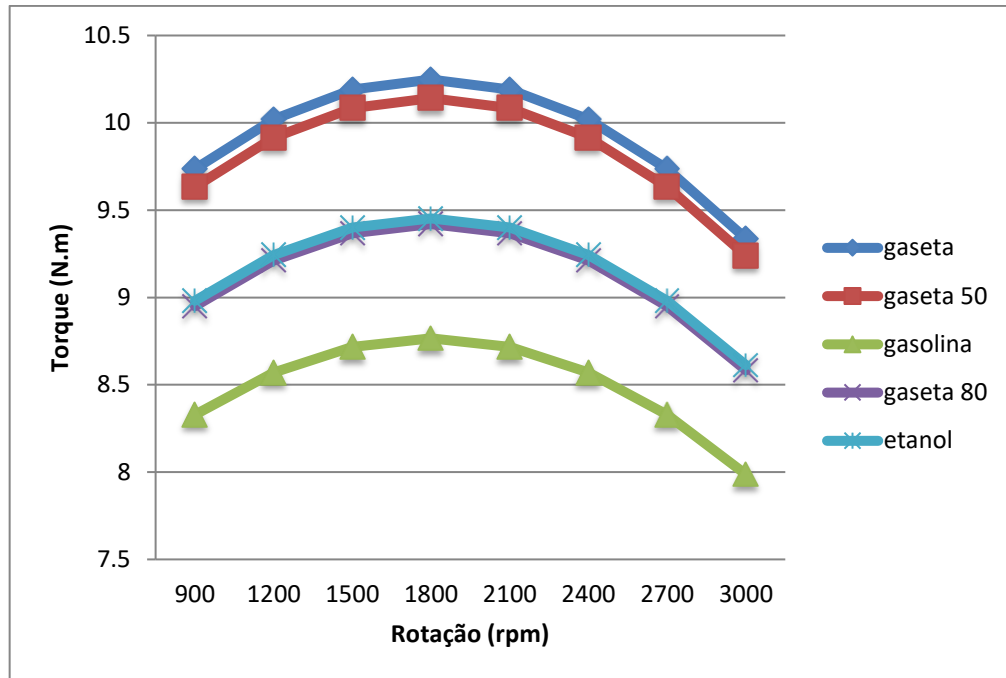


FIGURA 43 – Curvas de Torque Taxa Compressão 12:1

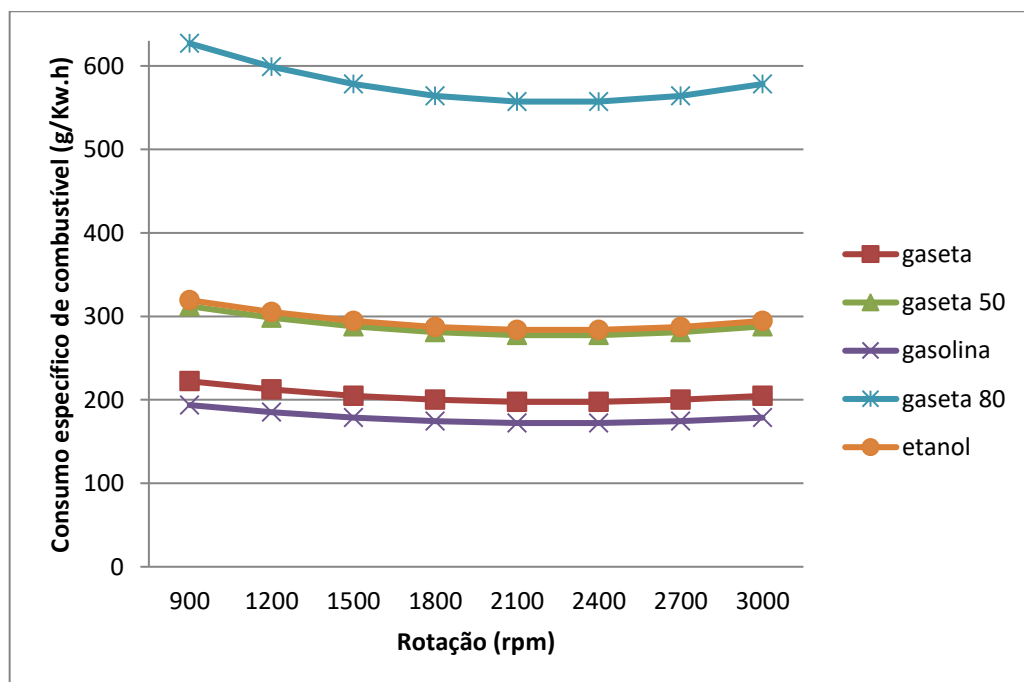


FIGURA 44 – Curvas de Consumo Específico De Combustível Taxa Compressão 12:1

Nas FIGURAS 45, 46 e 47 encontram-se as curvas de potência, torque e consumo específico de combustível para o E25, E50, E80 e etanol utilizando-se uma taxa de compressão 13:1. Observa-se que o processo de combustão melhora com misturas de combustível com maior quantidade de oxigênio e pelo etanol gerar mais energia térmica.

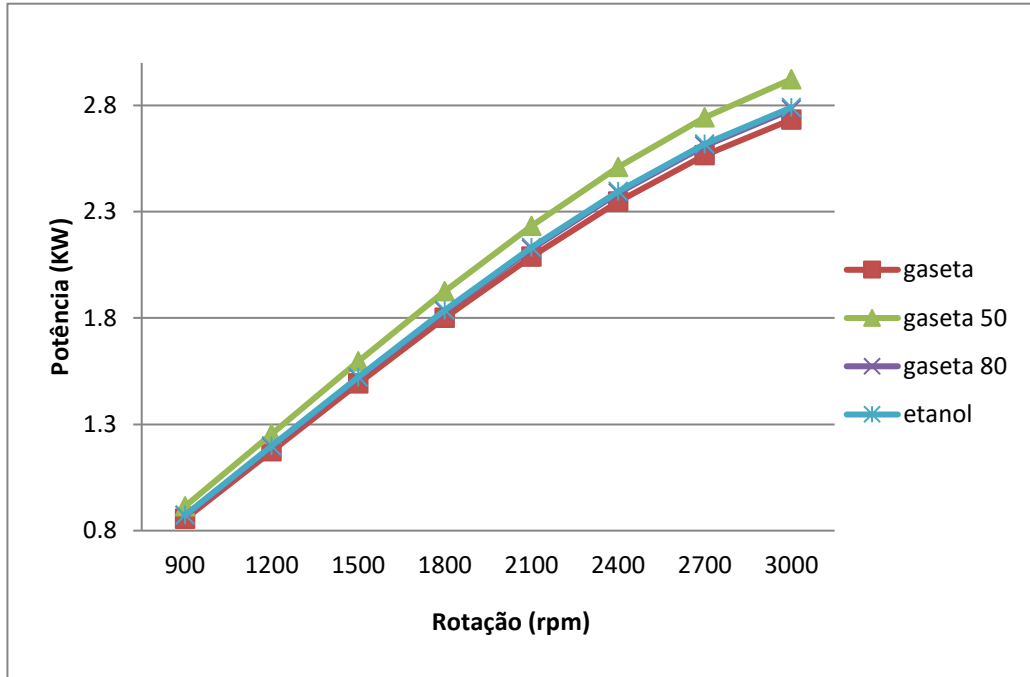


FIGURA 45 – Curvas de Potência Taxa Compressão 13:1

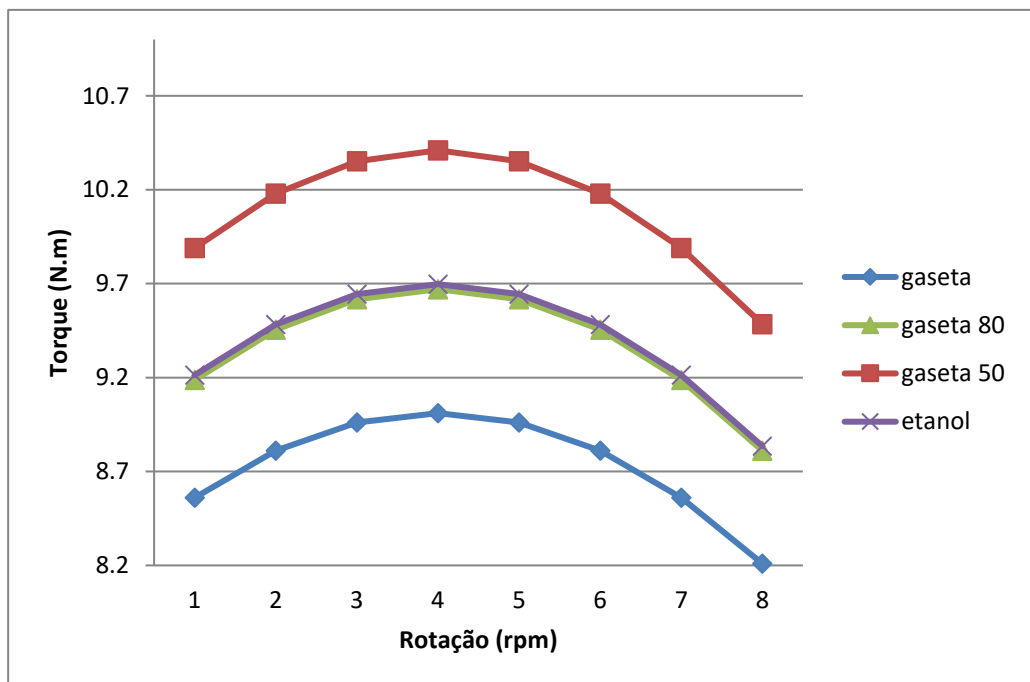


FIGURA 46 – Curvas de Torque Taxa Compressão 13:1

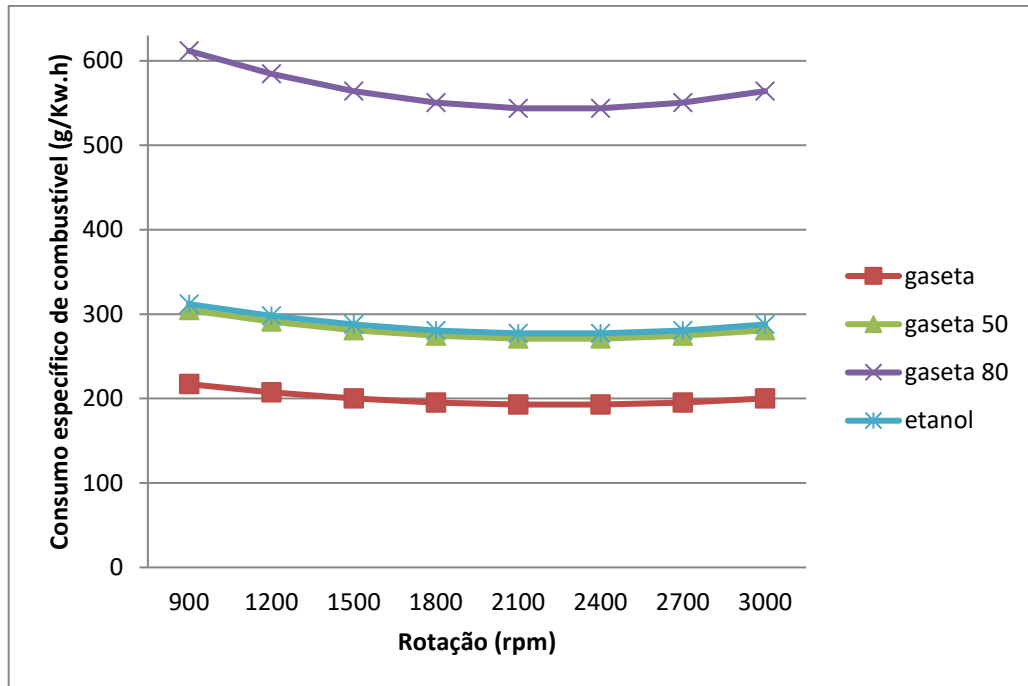


FIGURA 47 – Curvas de Consumo Específico De Combustível Taxa Compressão 13:1

Nas FIGURAS 48, 49 e 50 encontram-se as curvas de potência, torque e consumo específico de combustível para o E50, E80 e etanol utilizando-se uma taxa de compressão 14:1. Isto levando em conta que taxas de compressão maiores são mais usuais para combustíveis com maior porcentagem de etanol.

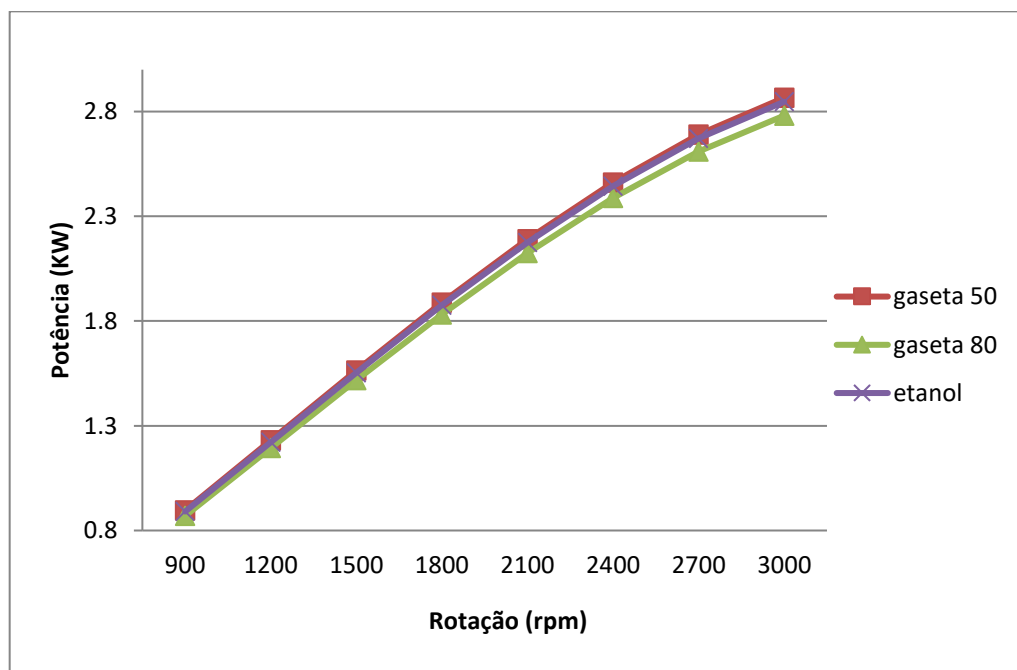


FIGURA 48 – Curvas de Potência Taxa Compressão 14:1

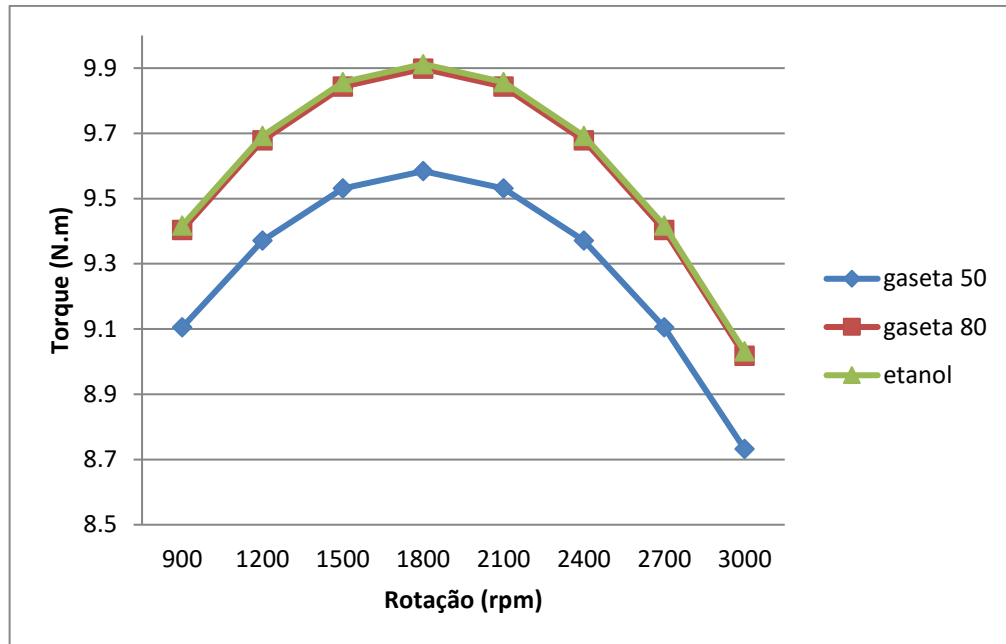


FIGURA 49 – Curvas de Torque Taxa Compressão 14:1

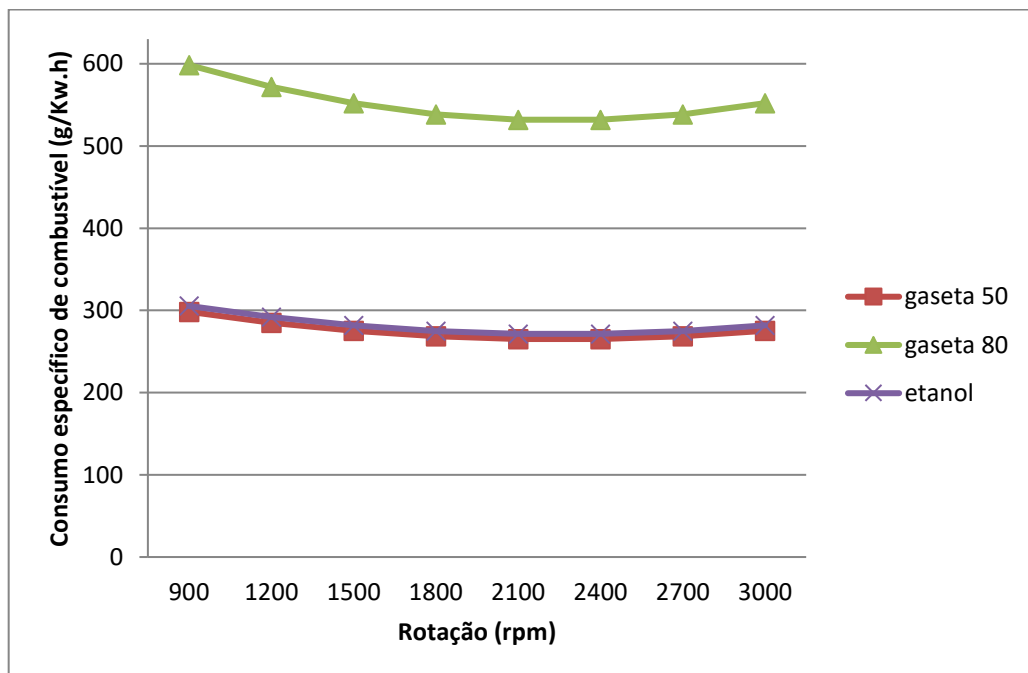


FIGURA 50 – Curvas de Consumo Específico De Combustível Taxa Compressão 14:1

Diante das curvas características exteriores mostradas acima, observando-se que o comportamento está dentro dos padrões. Ao variar a potência, a pressão média efetiva e o consumo específico de combustível em relação ao aumento da taxa de compressão tem-se os seguintes gráficos, representados nas FIGURAS 51, 52 e 53, respectivamente:

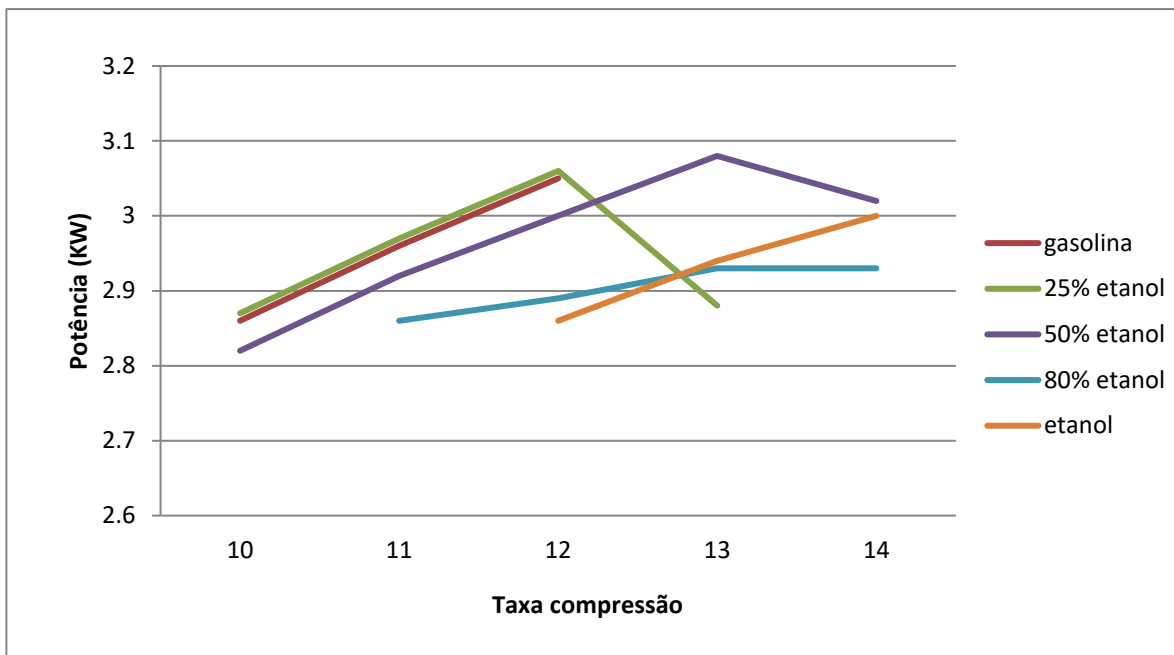


FIGURA 51 – Comportamento da Potência Ao Se Variar A Taxa De Compressão

No gráfico de potência, para a gasolina e o etanol, dentro a faixa usual de taxa de compressão dos motores para esse tipo de combustível, o comportamento crescente da potência conforme o aumento da taxa é o esperado. Para o E25 já não é válido um aumento da taxa de 12 para 13:1, a potência cai e não se comporta como o almejado. O E50 já consegue um aumento de potência até a taxa de compressão 13:1, a queda só acontece quando se parte para a última faixa usual de compressão. Já com E80 não se consegue ver alteração no comportamento do combustível ao se aumentar a taxa.

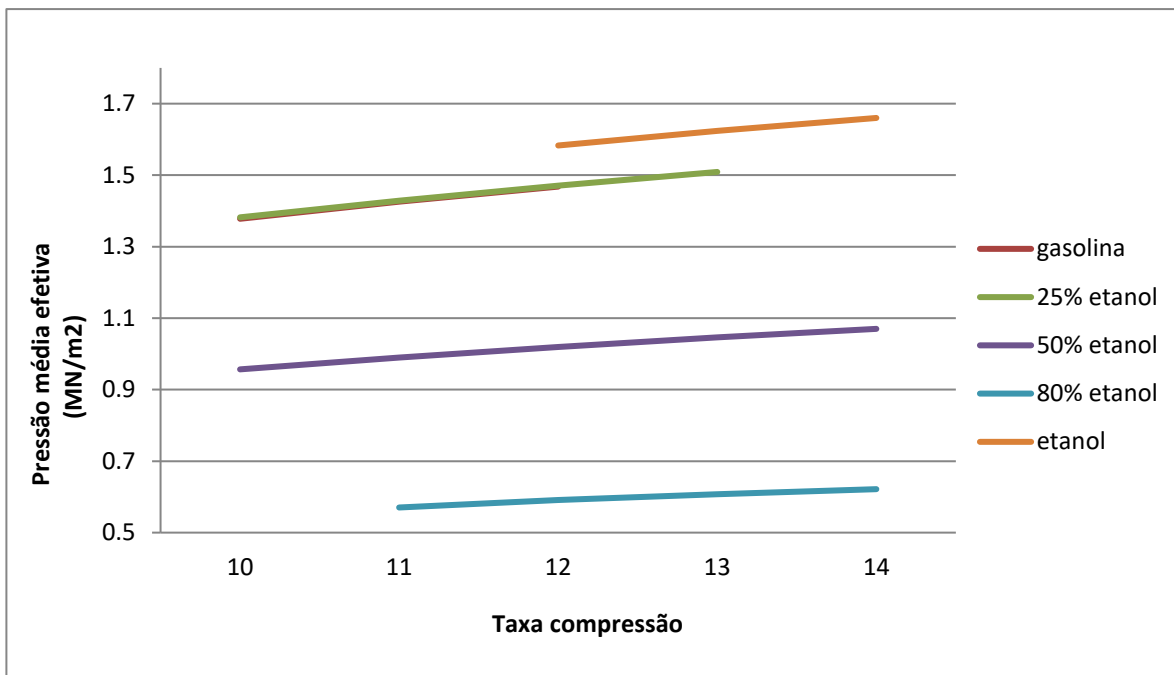


FIGURA 52 – Comportamento da Pressão Média Efetiva ao se variar a Taxa de Compressão

A pressão média efetiva com o aumento da taxa de compressão para todos os combustíveis mantém o mesmo comportamento de crescimento, ou seja, apresenta o resultado esperado. Visto que ocorre um aumento da entrada de ar que auxilia nessa tendência.

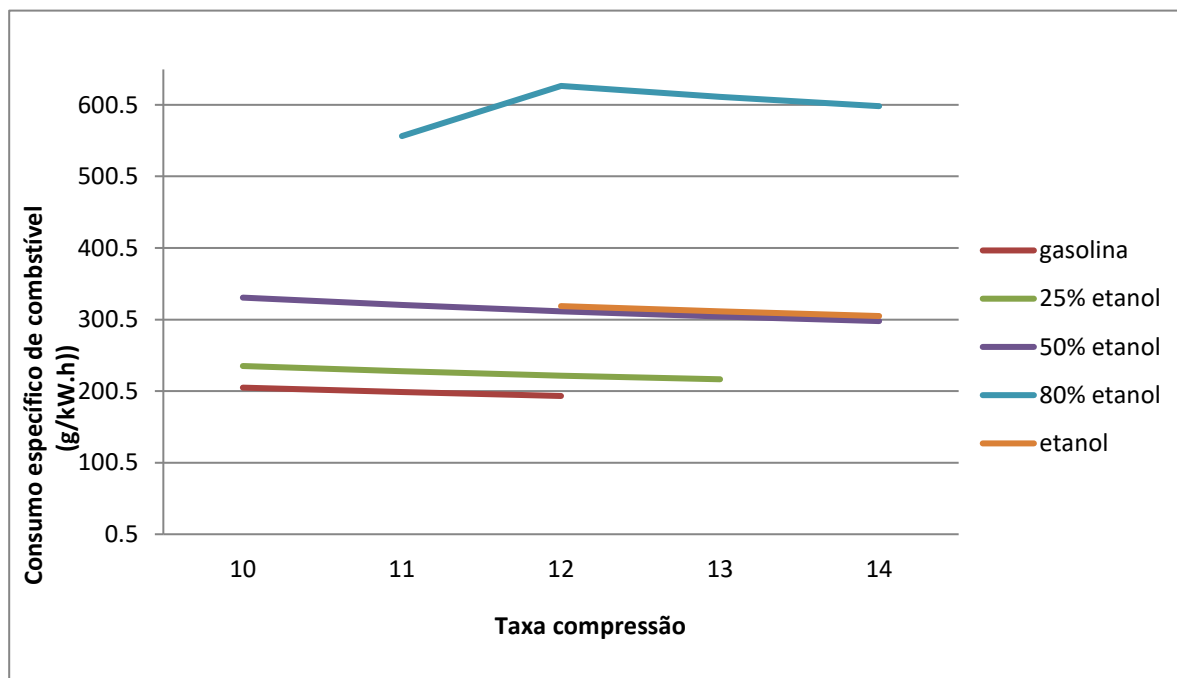


FIGURA 53 – Comportamento do Consumo Específico de Combustível ao se variar a Taxa De Compressão

Observa-se uma diminuição no consumo específico de combustível com o aumento da taxa de compressão para todos os combustíveis, assim, o resultado apresentado nas curvas é o que se costuma ser apresentado nas literaturas.

Com o interesse de determinar mesclas ótimas de gasolina e etanol, em busca de um motor de alto desempenho e ao mesmo tempo com baixo índice de emissão de poluentes, ou seja, com uma maior taxa de compressão e uma maior porcentagem de etanol contida na mistura, ao se montar a FIGURA 54 com os valores encontrados dos índices fundamentais, após se realizar o cálculo térmico, é identificado o melhor motor, este com taxa de compressão 13:1 e com o combustível contendo 50% de etanol e 50% de gasolina.

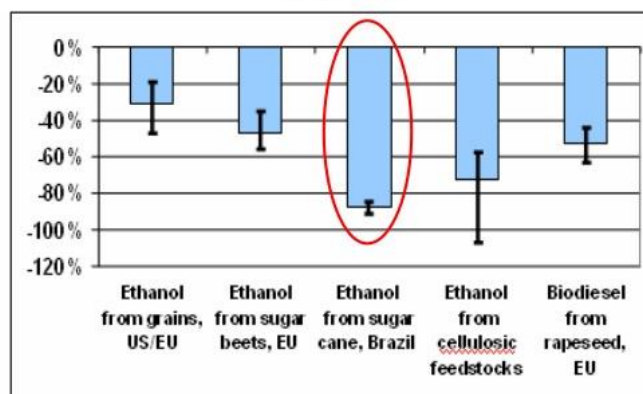
Taxa de compressão		gasolina	25% etanol	50% etanol	80% etanol	etanol
10	potencia	2,86	2,87	2,82		
10	pressão	1,378	1,382	0,9567		
10	consumo	205,35	235,55	331,15		
11	potencia	2,96	2,97	2,92	2,86	
11	pressão	1,426	1,429	0,99	0,5703	
11	consumo	199,01	228,29	320,79	556,85	
12	potencia	3,05	3,06	3	2,89	2,86
12	pressão	1,468	1,471	1,019	0,5916	1,583
12	consumo	193,7	222,21	312,12	626,93	319,29
13	potencia		2,88	3,08	2,93	2,94
13	pressão		1,509	1,046	0,6073	1,624
13	consumo		217,03	304,75	611,73	311,84
14	potencia			3,02	2,93	3
14	pressão			1,07	0,6216	1,66
14	consumo			298,33	598,47	305,4

FIGURA 54 – Índices Fundamentais ao se variar a Taxa De Compressão

O etanol está cada vez mais sendo utilizado como combustível, devido a sua competitividade com os derivados do petróleo, como a baixa toxidez e a elevada biodegradabilidade, e o alto teor de oxigênio, que constitui cerca de 35% em massa do etanol. Generalizando, as características do etanol possibilitam uma combustão mais limpa e melhor desempenho dos motores, o que contribui para redução das emissões poluentes. (AQUINO ET al., 2014). Conforme está retratado na FIGURA 55.

Redução na Emissão de Gases de Efeito Estufa (GEE)

Emissões evitadas de GEE em termos de CO₂ equivalente de biocombustíveis por km, em relação ao combustível de referência



Fonte: Otto, M., UNEP

FIGURA 55 – Redução na emissão de gases de efeito estufa.

Fonte: Disponível em: <<https://pt.slideshare.net/geraldosebastian39/evolucao-do-uso-do-etanol-como-combustivel-veicular-alfred>>

De acordo com o Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO) pelo Programa Brasileiro de Etiquetagem na Tabela de Consumo e Eficiência Energética de 2019 temos em média que as emissões no escapamento de gás efeito estufa, CO₂, é de 100 gramas por quilômetro. No caso do estado de Minas Gerais, por exemplo, que possui em torno de 5165746 automóveis a gasolina, segundo dados atualizados pelo DENATRAN, que em média percorrem 13mil km por ano, conforme dados estatísticos divulgados no jornal GAZETA DO POVO, ao se substituir esse combustível por diferentes porcentagem de etanol teremos redução da emissão de CO₂ conforme a TABELA 14, a seguir:

TABELA 14 – EMISSÃO DE CO₂

combustível	emissões CO ₂ g/km	número de carros	media km/ano	emissão total CO ₂ t
E0	100	5165746	13000	6,71547E+6
E25	75	5165746	13000	5,0366E+6
E50	50	5165746	13000	3,35773E+6
E80	20	5165746	13000	1,34309E+6
E100	0		13000	0

Deste modo, após a análise dos resultados com o melhor motor e o melhor combustível (taxa de compressão 13, E50), as reduções de emissões chegam a cerca de $3,35773E+6$ toneladas de CO₂, a potência em relação ao combustível usual E25 aumenta 6,5% e o consumo específico de combustível aumenta em 28,7%.

5. CONCLUSÃO

O desempenho de motores de combustão interna utilizando diferentes tipos de combustíveis, ao ser calculado pela metodologia adotada neste trabalho e comparado com curvas características exteriores de velocidade, apresenta a mesma tendência dos resultados encontrados na literatura. Divergências existem isto porque hipóteses simplificadoras e parâmetros são adotados dentro de uma faixa de valores empírica.

Com a implementação da lei de Wiebe existe uma melhora na representação dos resultados. No consumo específico de combustível, por exemplo, para a gasolina existe uma redução no consumo em cerca de 30%. Já para o etanol a potência tem um aumento de 6%.

A fim de se alcançar o melhor desempenho dos veículos, ao mesmo tempo em que se deseja uma redução significativa nas emissões dos poluentes. É de grande interesse a determinação de misturas ideais de gasolina e etanol. Isto porque os processos de combustão melhoram com o uso de misturas etanol-gasolina devido à quantidade aumentada de oxigênio disponível na mistura do ar-combustível.

O uso de etanol misturado com gasolina em porcentagens superiores a 25% como combustível não representa uma diminuição no desempenho do motor. Neste trabalho, por exemplo, alcança-se um aumento de 6,5% na potência. Além disso, essa adição resulta em uma diminuição nas emissões de CO, CO₂ e HC. Esarte et al (2012) afirma que a adição de etanol em gasolina diminui o conteúdo de compostos aromáticos em combustíveis de mistura. Isso porque o teor de oxigênio nos combustíveis de mistura leva a uma menor velocidade de formação de fuligem e maior taxa de oxidação de fuligem.

O aumento da taxa de compressão melhora o desempenho dos motores de combustão interna, uma vez que permite uma maior ingestão de ar, o que melhora os parâmetros de combustão, e assim resulta em um aumento no torque e eficiência térmica. No entanto não é fácil definir os parâmetros de desempenho certos para todos os motores que operam com certas misturas de etanol e gasolina. Visto que os parâmetros têm grande dependência de outros fatores mecânicos, como a velocidade de rotação do motor, a temperatura dentro da câmara de combustão, entre outras.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros, a proposta é delinear as equações para o modelo termodinâmico sem as simplificações impostas neste trabalho. Deste modo, os resultados gerados serão mais similares com os resultados reais de um motor existente. É oportuno também realizar a comparação entre o modelo termodinâmico obtido com o modelo dinâmico de um motor, presente em pesquisas já executadas. Os dois modelos tratam o mesmo problema, porém com questionamentos diferentes. Sendo assim, será possível concluir qual solução será mais apropriada para avaliação dos resultados do motor, quando o objetivo for uma resposta mais semelhante com o real.

Outra proposta seria possuir um maior banco de dados de ensaios experimentais para se entender o desempenho dos parâmetros da lei de Wiebe em diferentes cargas e rotações de diversos motores. Deste modo, se possível, seriam obtidas boas correlações para os parâmetros e seria implementado um programa apto a simular qualquer condição de vários tipos de motores.

Isso também vale para os combustíveis. Seria interessante possuir dados experimentais e simular motores funcionando com várias misturas gasolina-etanol, uma vez que o etanol é cada vez mais utilizado nas frotas atuais dos veículos que utilizam motores de ignição por centelha.

Entre outras sugestões, propõe-se:

- Implementar o submodelo de transferência de calor proposto por Woschni;
- Expandir a metodologia para rotações diferentes da rotação de potência nominal;
- Avaliar o desenvolvimento do cálculo térmico em outras linguagens de programação;
- Aplicar a metodologia em estudos paramétricos.

REFERÊNCIAS

ADAMS PWR, LINDEGAARD K. **A critical appraisal of the effectiveness of UK perennial energy crops policy since 1990.** Renewable & Sustainable Energy Reviews 2016; 55: 188-202.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS E-ANP. **Anuário Estatístico Brasileiro Do Petróleo, Gás Natural E Biocombustíveis.** Rio De Janeiro: ANP, 2018. 264p.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS - ANP. **Biocombustíveis.** 2010b. Disponível em: < <http://www.anp.gov.br>>. Acessoem: 14 jan. 2019.

ALTIN, I.;BILGIN, A. **Quasi-dimensional modeling of a fast-burn combustion dual-plug sparkignition engine with complex combustion chambregometries.** AppliedThermalEngineering, 87 (2015), p. 678-687.

AMBRÓS, W. M.;LANZANOVA, T. D. M.;FAGUNDEZ, J. L. S.;SARI, R. L.;PINHEIRO, D. K.;MARTINS, M. E. S. **Experimental analysisandmodellingofinternalcombustionengineoperatingwithwet etanol.** Fuel, 158 (2015), p. 270-278.

AQUINO, A. F.; BIDÔ, É. S.; GALVÃO, M. L. M.; OLIVEIRA, V. N. **O etanol da cana de açúcar: possibilidades energéticas da região de Ceará-Mirim-RN.** HOLOS, Ano 30, Vol. 01. 2014.

ASTM. AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS. ASTM D2699, D2700. **Método de teste padrão para número de octano do motor combustívelignição por centelha.** Disponívelem: <<https://www.astm.org/Standards/D2700-POR.htm>>Acessoem: 14 fev.2019.

AWAD, S. et al. Single zone combustion modeling of biodiesel from wates in diesel engine. Fuel v.106, p. 558-568, 2013.

BARAN, R; LEGEY, L. F. L; **Veículoselétricos: história e perspectivas no Brasil.** In: BNDES - Biblioteca Digital, 2010. p. 207-224.

BARROS, J.E.M. **Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos.** 2003. 20f. Disponível em: <http://www.mautone.eng.br/works/PhDThesis/Cap0a3_Introducao%26Revisao.pdf>. Acesso em: 20 out. 2018.

BARROS, J. E. M. **Capítulo 2: Modelos Unidimensionais de Combustão em Motores Diesel.** IV Escola de Combustão, 29p, 2013.

BARSA(c). **Nova Enciclopédia Barsa.** 6. Ed. São Paulo: Barsa Planeta Internacional Ltda.Vol. 10. 2002. 186p.

BEIRES, C. J. S. **Motores de Explosão e Diesel.** 6. Ed. São Paulo: Credilep S.A., 1962.

BNDES. **Bioetanol de cana-de-açúcar: energia para o desenvolvimento sustentável.** Disponível em: <<http://www.bndes.gov.br/bibliotecadigital>>. Acesso em: 20 ago. 2018.

BOUBEL, R. W.; FOX, D. L.; TURNER, D. B.; STERN, A. C. **Fundamentals of Air Pollution.** 3. ed. San Diego, California: Academic Press, 2004.

BRASIL. Ministério Da Agricultura, Pecuária E Abastecimento. **Plano Nacional De Agroenergia 2006-2011.** 2 Ed. Brasília: Embrapa Informação Tecnológica, 2006. 110p.

CARASCHI, J.C; GOVEIA, D; DEZAJACOMO,G; PRATES, G.A. **Evaluation of Biomass Properties for the Production of Solid Biofuels.**Floresta e Ambiente 2019; 26(Spec No 2): e20180433

CARVALHO, M.A.S. **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo otto utilizando diferentes tipos de combustíveis.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) – UFBA, Salvador 2011. Disponível em: <https://repositorio.ufba.br/ri/bitstream/ri/18744/1/Dissertação%20de%20Mestrado%20PEI_Márcio%20Carvalho.pdf>. Acesso em: 15 set. 2018.

COSTA, R., SODRÉ, J. (2010). **Hydrousethanol vs. gasoline-ethanolblend: Engine performance andemissions.**Fuel, 89, pp. 287-293. doi:10.1016/j.fuel.2009.06.01

COUTO, R. **Tecnologia automotiva**. Artigo, portal Automotive Business, in Corsale, 2016.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. EPE. **Matriz Energética e Elétrica** Disponível em: <<http://epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>>. Acesso em: 02 jul. 2018

ESARTE, C., ABIÁN, M., MILLERA, Á., BILBA, R., ALZUETA, M. U. (2012). **Gas and soot products formed in the pyrolysis of acetylene mixed with methanol, ethanol, isopropanol or n-butanol**. Energy, 43, pp. 37-46. doi:10.1016/j.energy.2011.11.027

GAZETA DO POVO. **Pesquisa revela a média anual de km rodado de carro pelo brasileiro**. Disponível em: <<https://www.gazetadopovo.com.br/automoveis/km-rodado-ano-carro-motorista-brasil/>> Acesso em: 20 set. 2019.

GHOJEL, J.I., 2010, **“Review of the Development and Application of the Wiebe Function: a Tribute to the Contribution of Ivan Wiebe to Engine Research”**. International Journal of Engine Research, v. 11, n. 4 (Agosto), p. 297-312.

GONZÁLEZ, F.O.C. **Avaliação do desempenho de um sistema integrado motor ciclo Otto/gaseificador co-corrente utilizando modelagem matemática**. Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica) – Unifei, Itajubá, 2010. Disponível em: <<https://saturno.unifei.edu.br/bim/0037108.pdf>>. Acesso em: 25 jul. 2018.

GRANDE, Paulo Campo. **Números flexíveis**. 2015. Disponível em: <<http://quatorrodas.abril.com.br/>>. Acesso em: 7 dez. 2017.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentos da Física**. 7. Ed. Rio de Janeiro: LTC, v.1, 2006. p. 276-281.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion fundamentals**. 1ed. MC Graw Hill Education, 1988.

HU, S. et al. **Burnt fractions sensitivity analysis and 0-D modelling of common rail diesel engine using Wiebe function**. Applied Thermal Engineering v.115 , p. 170-177, 2017.

INMETRO. **Tabelas de Consumo / Eficiência Energética Veículos Automotores Leves**. 2019. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/veiculos_leves_2019.pdf> Acesso em: 20. set. 2019.

JÓVAJ, M. S. **Motores de automóvil**. Moscou: MIR, 1982. 655 p.

KLIER, T. H.; LINN, J. **The VW scandal na devolvingemissionsregulations**. Chicago FedLetter 357, 2016.

KOLCHIN, A.; DEMIDOV, V. **Design of automotive engines**. Moscou: MIR, 1984. 429 p.

LIMA, R. G. **Evolução dos motores a combustão interna ciclo Otto no Brasil**. Trabalho de Conclusão de Curso. Faculdade de Engenharia de Santo André, 2017. Disponível em: < <http://fatecsantoandre.edu.br/arquivos/TCC479.pdf>>. Acesso em: 04 dez. 2019

LOPES, A; FURLANI, C. E. A; SILVA, R. P. **Desenvolvimento de um protótipo para medição do consumo de combustível em tratores**. Revista Brasileira de Agroinformática, São Paulo, v. 5, n. 1, p. 24-31, 2003.

LÓPEZ, E. J.; NIGRO, N. M. Validation of a 0D/1D computational code for the design of several kind of internal combustion engines. Latin American Applied Research, 40 (2010), p. 175-184.

LUKANIN, V. N. **Motores de combustión interna**. Moscou: MIR, 1985. 384 p.

LYN, W. T. **Study of burning rate and nature combustion in diesel engine**. Proc IX Symp on Combustion The Combustion Institute, p. 1069-1082. 1962.

MARIACA, A. G.; LADINO, E. D. C.; SARMIENTO, A. F. E. **Motores de combustão interna (mci) operando com mesclas de etanol gasolina: revisão**. Cien. Ing. Neogranadina, Bogotá, v.26, n.2, p. 75-96, 2016.

MAXWELL. 2012. Teses abertas. PUC-RIO. Disponível em: <https://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/32577/32577_3.PDF>. Acesso em: 15 nov. 2018

MEHER, K. D.; BRESSLER, D. C. **Pyrolysis of triglyceride materials for the production of renewable fuel and chemicals**. Bioresource Technology, 98 2351-2368 2007.

MEHRNOOSH, D.; ASGHAR, H. A.; ASGHAR, M. A. **Thermodynamic model for prediction of performance and emission characteristics of SI engine fuelled by gasoline and natural gas with experimental verification**. Journal of Mechanical Science and Technology, 26 (7) (2012), p. 2213-2225.

MENDES, L. C. **Estudo do desempenho de motores de ignição por centelha com sobrealimentação mecânica e turboalimentação**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2017. Disponível em: <<https://repositorio.ufu.br/bitstream/123456789/24907/3/EstudoDesempenhoMotores.pdf>>. Acesso em: 05 nov. 2018.

MINISTÉRIO DA INFRAESTRUTURA. **Frota de veículos junho 2019 por UF Município e Combustível**. Disponível em: <<https://infraestrutura.gov.br/component/content/article/115-portal-denatran/8559-frota-de-veiculos-2019.html>> Acesso em: 20. set. 2019

MORETTI, R. R. **Mistura diesel, biodiesel e etanol anidro: uma possibilidade para reduzir o custo de produção da cadeia da cana-de-açúcar**. Dissertação. Engenharia Mecânica. Unicamp. 2013. Disponível em: <<http://www.bibliotecadigital.unicamp.br/document/?code=000912707>>. Acesso em: 10 mai. 2018.

NAVARRO, D.; SALATA, G.; RIBEIRO, G. **Influência do aumento da porcentagem de álcool na gasolina & angulação de trabalho no motor briggs&stratton**. 2015. 86f. Disponível em: <http://depmmc.cefet-rj.br/index.php?option=com_docman&task=doc_download&gid=185&Itemid=>. Acesso em: 13 mai 2018.

NORMAN, Mayersohn. **Evolução dos motores de combustão interna**. New York Times News Service. 2017.

OBERT, E. F. **Motores de combustão interna**. Porto Alegre: Globo, 1971.

PASQUALETTE, M. A. **Estimativa inversa bayesiana da taxa de liberação de calor de um motor marítimo diesel usando filtros de partículas para a análise da combustão e de suas fases.** Projeto (Graduação) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015. Disponível em: <http://www.prh37.org/index_arquivos/alunos/Marcelo.Pasqualette.GRA.2015.pdf>. Acesso em: 25 out. 2018.

PAULA, E.D.; AIELLO, G.S. **Desempenho do motor de combustão interna utilizando diferentes tipos de gasolina e etanol.** Trabalho de conclusão de curso da FATEC, Santo André, 2016. Disponível em: <<http://fatecsantoandre.edu.br/arquivos/TCC352.pdf>>. Acesso em: 28 jan. 2019.

PERFECTUM. Disponível em: <<http://www.perfectum.com.br>>. Acesso em: 20 de jun. de 2018.

PULKRABEK, W. W., 1997, “**Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**”, 2 ed., Pearson Prentice Hall.

RAMOS, J. I. **Internal combustion engine modeling.** Hemisphere Publishing Corp., p. 97235, 1989

REITZ, R. D. **Directions in internal combustion engine research.** Combustion and Flame, 160 (2013), pp. 1-8.

RIBEIRO, M.D. **Modelagem de motor de combustão interna e simulação do processo de queima de combustível.** Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013. Disponível em: <<https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/120767/000740143.pdf?sequence=1>>. Acesso em: 19 jul. 2018.

RIBEIRO, P.L.F. **Mercado automobilístico nacional: competitividade, inovações tecnológicas e perspectivas.** 2014. 14f. Disponível em: <http://www.excelenciaemgestao.org/Portals/2/documents/cneg10/anais/T14_0289.pdf>. Acesso em: 21 de out. 2018.

RIMSA, V. G. **Desenvolvimento de um modelo zerodimensional de uma zona para estudo dos parâmetros de combustão e desempenho de um motor de ignição por compressão.** Dissertação (Mestrado) – Departamento de Engenharia

Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2018. Disponível em: <<http://www.bibliotecadigital.ufmg.br/dspace/handle/1843/BUBD-AYMPLZ>>. Acesso em: 25 set. 2018.

RNC – Rede Nacional de Combustão. Disponível em: <<http://www.redenacionaldecombustao.org/objetivos.php>>. Acesso em: 07 Jan. 2019.

SAMPAIO B.J.P.; BORGES C.S.P.; MONTEIRO D.M.J.; CASTRO, F.F.A.; FERNANDES, F.G.M.M. **Engenharia Mecânica nos Motores dos Automóveis**. 2014. 37f. Disponível em: <http://paginas.fe.up.pt/~projfeup/submit_14_15/uploads/relat_1M05_2.pdf>. Acesso em: 12 mai. 2018.

SANTOS, E. M. D. **Estudo comparativo de cálculos térmicos de um motor de combustão interna ciclo otto com resultados de ensaios experimentais**. Dissertação (Mestrado) – Departamento de Engenharia de Energia, Universidade Federal de São João Del Rei, São João Del Rei, 2016. Disponível em: <<https://www.ufsj.edu.br/portal2-repositorio/File/mestradoenergia/Dissertacoes/2014/Dissertacao%20-%20Eudes%20Muller.pdf>>. Acesso em: 20 jan. 2018

SEBASTIAN, G. 2007. **Evolução do uso do etanol como combustível veicular**. Disponível em: <<https://pt.slideshare.net/geraldosebastian39/evolucao-do-uso-do-etanol-como-combustivel-veicular-alfred>>. Acesso em: 15 set. 2019

SERRANO, J.R. et al. **Methodology for characterisation and simulation of turbocharged engines combustion during transient operation. Part 2: Phenomenological combustion simulation**. Applied Thermal Engineering. Amsterdam, p. 150-158. 11 fev. 2008.

SHADLOO, M.S. et al. **A new and efficient mechanism for spark ignition engines**. Energy Conversion And Management, [S.l.], v. 96, p.418-429, mar. 2015

SOUZA, J.P.S.T. **Análise de um motor à combustão interna: simulação numérica do ciclo otto**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Curso de Engenharia Automotiva, Universidade de Brasília, Brasília, 2016. Disponível em: <<http://bdm.unb.br/handle/10483/14975>>. Acesso em: 20 jun. 2018.

SUBARU POWER. Disponível em: <<http://www.subarupower-global.com/engines/eh-pro-series/eh17-2>>. Acesso em: 07 fev. 2019.

SILVA, F. M.; BARBOSA, J. A. **Desempenho comparativo de um motor de ciclo diesel utilizando diesel e misturas de biodiesel.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola)-Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2006. Disponível em:<<http://repositorio.ufla.br/handle/1/3603>> . Acesso em: 12 mai. 2018.

SILVA, R. L.; **Fuel consumption in an air blower for agricultural use under different operating conditions.** Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, Campina Grande, v.21, n.8, p.579-584, 2017. Disponível em :<http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&lang=pt&pid=S1415-43662017000800579> . Acesso em: 08 jan. 2019.

SOTO, F. P. **Cálculo térmico em motores de combustão, construção de diagrama indicado e característica exterior de velocidade.** Apostila da disciplina Trabalho de Integração Multidisciplinar do curso de Engenharia Mecânica, UFSJ, 2013.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna.** Trad. de Mauro O. C. Amorelli. São Paulo, SP: Edgard Blücher, 1988.v.1

TAO G, LESTANDER TA, GELADI P, XIONG S. **Biomass properties in association with plant species and assortments I: A synthesis based on literature data of energy properties.** Renewable & Sustainable Energy Reviews 2012a; 16(5): 3481-3506.

TILLMANN, C. A. C. **Motores de Combustão Interna e seus Sistemas.** Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia Sul-Rio-Grandense. Pelotas, RS, 2013

TOMANIK, Eduardo; UEHARA, Samantha. **O futuro do motor flex no Brasil.** Revista SAE, São Paulo, v. 54, 2014.

TOSSELO, A. **Curso prático sobre combustão e combustíveis.** Fundação Tropical de Pesquisas e Tecnologia. Programa: Energia para a Agricultura. Ministério da Agricultura. Campinas, 1980.

UNINTER. **Apostila de Máquinas e motores elétricos.** Disponível em <<https://www.passeidireto.com/arquivo/19294201/apostila-de-maquinas-motores-eletricos>>. Acesso em: 05 jan. 2019

WIEBE, I.I., 1956, “**Semi-Empirical Expression for Combustion Rates in Engines**”. In: **Proceedings of the Conference on Piston Engines**”, pp. 185-191, Moscou, URSS.

WISNIESKI S, L. **Simulação numérica de um motor de ignição por compressão yt22e em baixa rotação usando avl-boost**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Centro Tecnológico Engenharia Automotiva , Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/182292>>. Acesso em: 19 out. 2018.

APÊNDICE A – TELAS E DADOS DE ENTRADA DA METODOLOGIA DO CÁLCULO TÉRMICO DESENVOLVIDO NO SIMULINK DO SOFTWARE MATLAB.

TABELA 15- CARACTERÍSTICAS DO MOTOR

Diâmetro do pistão	D	67	mm
Curso da biela	S	49	mm
Número de cilindros	i	1	-
Taxa de compressão	ϵ	8,5	-
Rotação	n	3600	rpm
Tempo	τ	4	-

Temperatura (°C)	Ar	O ₂	N ₂ (Atmosférico)	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂
0	20,758	20,959	20,704	27,545	25,184	20,808	20,302
100	20,838	21,223	20,733	29,797	25,426	20,863	20,62
200	20,984	21,616	20,8	31,744	25,803	20,988	20,758
300	21,206	22,085	20,972	33,44	26,26	21,202	20,808
394,112218	21,45822074	22,5348564	21,17245902	34,84697766	26,74467792	21,45798523	20,8672907
400	21,474	22,563	21,185	34,935	26,775	21,474	20,871
500	21,78	23,019	21,449	36,258	27,315	21,784	20,934
600	22,09	23,446	21,729	37,438	27,88	22,11	21,001
700	22,408	23,834	22,027	38,498	28,474	22,437	21,093
800	22,713	24,187	22,32	39,448	29,077	22,755	21,202
900	23,006	24,51	22,609	40,302	29,693	23,061	21,332
1000	23,283	24,803	22,881	41,077	30,304	23,35	21,474
1100	23,547	25,071	23,14	41,784	30,901	23,622	21,629
1200	23,794	25,318	23,392	42,425	31,51	23,877	21,792
1300	24,018	25,548	23,626	43,007	32,092	24,112	21,972
1400	24,25	25,761	23,848	43,543	32,661	24,338	22,152
1500	24,459	25,967	24,057	44,033	33,21	24,543	22,332
1600	24,652	26,159	24,25	44,485	33,741	24,736	22,517
1700	24,863	26,343	24,434	44,903	34,261	24,916	22,697
1800	25,003	26,519	24,602	45,299	34,755	25,087	22,877
1900	25,167	26,691	24,765	45,644	35,224	25,246	23,057
2000	25,326	26,854	24,916	45,975	35,68	25,393	23,233
2100	25,474	27,013	25,062	46,281	36,12	25,535	23,408
2200	25,611	27,168	25,2	46,566	36,538	25,665	23,576
2300	25,745	27,319	25,326	46,829	36,94	25,791	23,743
2400	25,87	27,47	25,447	47,076	37,33	25,908	23,907
2500	25,992	27,612	25,56	47,302	37,702	26,021	24,07

FIGURA 56 - Calor específico molar médio dos gases a volume constante (KJ/(kmol*°C)).

Fonte: Adaptado de Kolchin e Demidov, 1984, p. 22.

Ciclo Otto para diferentes valores de α										Temperatura (°C)
1,25	1,2	1,15	1,101486206	1,1	1,05	1	0,9	0,8	0,7	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2,2216	2,2266	2,2325	2,238612738	2,2388	2,2457	2,253	2,2045	2,1881	2,1685	100
4,5046	4,5168	4,53	4,543971973	4,5444	4,5592	4,5766	4,5352	4,4867	4,4285	200
6,8694	6,8892	6,9108	6,933795538	6,9345	6,96	6,3969	6,9165	6,8337	6,7344	300
9,3156	9,344	9,3748	9,40740127	9,4084	9,4452	9,4881	9,3842	9,2584	9,1123	400
11,851	11,8885	11,9295	11,97267728	11,974	12,0225	12,074	11,9386	11,7688	11,5713	500
14,4684	14,5158	14,568	14,62214139	14,6238	14,685	14,75	14,5759	14,359	14,1057	600
17,1689	17,227	17,29	17,35656093	17,3586	17,4335	17,513	17,2989	17,0422	16,7202	700
19,94	20,0096	20,0848	20,16397451	20,1664	20,2552	20,309	20,0938	18,7753	19,4024	800
22,7781	22,86	22,9482	23,04076432	23,0436	23,148	23,26	22,9688	22,587	22,151	900
25,672	25,766	25,867	25,97373035	25,977	26,098	26,2262	25,8806	25,4548	24,9534	1000
28,6176	28,7254	28,8409	28,9625726	28,9663	29,1027	29,249	28,8569	28,3743	27,7968	1100
31,614	31,7352	31,8648	32,00219106	32,0064	32,16	32,325	31,8871	31,3476	30,714	1200
34,6489	34,7841	34,9284	35,0810244	35,0857	35,2573	35,443	34,9565	34,3598	33,6586	1300
37,723	37,8714	38,0324	38,20219828	38,2074	38,3964	38,601	38,0531	37,4129	36,6433	1400
40,8315	40,995	41,1705	41,35679297	41,3625	41,571	41,676	41,1669	40,499	39,6603	1500
43,9632	44,1408	44,3328	44,5315125	44,5376	44,7696	45,014	44,368	43,6125	42,7048	1600
47,1274	47,3195	47,5286	47,74797938	47,7547	48,0012	48,268	47,5716	46,758	45,7802	1700
50,3064	50,5134	50,7384	50,97592354	50,9832	51,2514	51,537	50,7924	49,9207	48,8732	1800
53,5116	53,7358	53,9771	54,23334986	54,2412	54,5262	54,835	53,0398	53,1101	51,9929	1900
56,734	56,974	57,232	57,5056178	57,514	57,82	58,15	57,3052	56,3174	55,1298	2000
59,9802	60,2364	60,5115	60,80287385	60,8118	61,1373	61,491	60,5947	59,5484	58,2851	2100
63,2434	63,514	63,8088	64,1161834	64,1256	64,4732	64,846	63,9001	62,7955	61,4671	2200
66,5091	66,7966	67,1071	67,43515027	67,4452	67,8132	68,208	67,2127	66,0498	64,6528	2300
			68,27472467							2325,13831
69,7968	70,1016	70,428	70,77497065	70,7856	71,172	71,588	70,5432	69,3238	67,8557	2400
73,09	73,41	73,755	74,11885345	74,13	74,5375	74,976	73,882	72,6038	71,9678	2500
76,3984	76,7338	77,0978	77,47873031	77,4904	77,9194	78,3874	77,2356	75,8862	74,282	2600
79,7229	80,0739	80,4519	80,85272097	80,865	81,3132	81,8046	80,6058	79,1964	77,5197	2700
83,0564	83,4232	83,8208	84,23918296	84,252	84,7196	85,232	83,9832	82,516	80,7716	2800

FIGURA 57 - Energia interna dos produtos da combustão U (MJ/kmol).
 Fonte: Adaptado de Kolchin e Demidov, 1984, p. 25.

TABELA 16- CONSTRUÇÃO DA CARACTERÍSTICA EXTERIOR DE VELOCIDADE DA GASOLINA

	n(rpm)	Ne(kW)	Me(Nm)	ge(g/kW/h)
1	900	0,603688	17,55242	380,8099
2	1200	0,880593	18,03885	352,4563
3	1500	1,178137	18,41618	327,5925
4	1800	1,486	18,65712	306,2183
5	2100	1,793863	18,7344	288,3337
6	2400	2,091407	18,62075	273,9388
7	2700	2,368313	18,28889	263,0336
8	3000	2,614259	17,71153	255,6181

TABELA 17- CONSTRUÇÃO DA CARACTERÍSTICA EXTERIOR DE VELOCIDADE DO ETANOL

	n(rpm)	Ne(kW)	Me(Nm)	ge(g/kW/h)
1	900	0,605313	17,60193	675,1079
2	1200	0,882963	18,08973	624,8421
3	1500	1,181308	18,46812	580,7629
4	1800	1,49	18,70974	542,8703
5	2100	1,798692	18,78724	511,1642
6	2400	2,097037	18,67327	485,6446
7	2700	2,374688	18,34047	466,3116
8	3000	2,621296	17,76149	453,1652

TABELA 18- CONSTRUÇÃO DA CARACTERÍSTICA EXTERIOR DE VELOCIDADE DA MISTURA (GASETA)

	n(rpm)	Ne(kW)	Me(Nm)	ge(g/kW/h)
1	900	0,647156	18,81909	415,1236
2	1200	0,944	19,34063	384,2152
3	1500	1,262969	19,74518	357,1109
4	1800	1,593	20,00351	333,8108
5	2100	1,923031	20,08637	314,3147
6	2400	2,242	19,96452	298,6227
7	2700	2,538844	19,60871	286,7349
8	3000	2,8025	18,98969	278,6511

TABELA 19- CONSTRUÇÃO DA CARACTERÍSTICA EXTERIOR DE VELOCIDADE DA GASOLINA WIEBE

	n(rpm)	Ne(kW)	Me(Nm)	ge(g/kW/h)
1	900	0,890625	9,56807	222,64
2	1200	1,22222	9,84784	212,7448889
3	1500	1,55381	10,01570	205,3235556
4	1800	1,875	10,07165	200,376

5	2100	2,17534	10,01570	197,9022222
6	2400	2,44444	9,84784	197,9022222
7	2700	2,67187	9,56807	200,376
8	3000	2,84722	9,17639	205,3235556

TABELA 20- CONSTRUÇÃO DA CARACTERÍSTICA EXTERIOR DE VELOCIDADE DO ETANOL WIEBE

	n(rpm)	Ne(kW)	Me(Nm)	ge(g/kW/h)
1	900	0,94109375	10,46815287	361,98
2	1200	1,291481481	10,77423921	345,892
3	1500	1,641869213	10,95789101	333,826
4	1800	1,98125	11,01910828	325,782
5	2100	2,298616898	10,95789101	321,76
6	2400	2,582962963	10,77423921	321,76
7	2700	2,82328125	10,46815287	325,782
8	3000	3,008564815	10,03963199	333,826

TABELA 21- CONSTRUÇÃO DA CARACTERÍSTICA EXTERIOR DE VELOCIDADE DA MISTURA (GASETA) WIEBE

	n(rpm)	Ne(kW)	Me(Nm)	ge(g/kW/h)
1	900	0,91734375	10,20342357	244,03
2	1200	1,258888889	10,50176929	233,1842222
3	1500	1,600434028	10,68077672	225,0498889
4	1800	1,93125	10,74044586	219,627
5	2100	2,240607639	10,68077672	216,9155556
6	2400	2,517777778	10,50176929	216,9155556
7	2700	2,75203125	10,20342357	219,627
8	3000	2,932638889	9,785739561	225,0498889