CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNÓLOGICA DE MINAS GERAIS

Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

DISSERTAÇÃO

PAULO RICARDO DA PENHA

SIMULAÇÃO DO *KNOCK* EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA: COMPARAÇÃO E VALIDAÇÃO DOS MODELOS PARA E27.

Orientador: Profº. Drº.Thiago Augusto Araújo Moreira

Coorientador: Profº. Fernando Antônio Rodrigues Filho

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte

2022

Paulo Ricardo da Penha

Simulação do *Knock* em Motores de Ignição por Centelha: Comparação e Validação dos Modelos para E27.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Augusto Araújo Moreira

Coorientador: Prof. Drº Fernando Antônio Rodrigues Filho

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte
2022

Penha, Paulo Ricardo da
P399s Simulação do knock em motores de ignição por centelha: comparação e validação dos modelos para E27 / Paulo Ricardo da Penha. – 2022.
85 f. : il., gráfs, tabs.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.
Orientador: Thiago Augusto Araújo Moreira.
Coorientador: Fernando Antônio Rodrigues Filho
Banca examinadora: Thiago Augusto Araújo Moreira, Fernando Antônio Rodrigues Filho, José Eduardo Mautone Barros, José Guilherme Coelho Baeta.
Bibliografia: f. 82-85.
Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

1. Automóveis – Ignição – Teses. 2. Motores a gasolina – Teses. 3. Métodos de simulação – Teses. 4. Etanol – Teses. 5. Motores de combustão interna – Teses. I. Moreira, Thiago Augusto Araújo. II. Rodrigues Filho, Fernando Antônio. III. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. IV. Título.

CDD 629.2

Elaboração da ficha catalográfica pela bibliotecária Jane Marangon Duarte, CRB 6º 1592 / Cefet/MG

Paulo Ricardo da Penha

Simulação do *Knock* em Motores de Ignição por Centelha: Comparação e Validação dos Modelos para E27

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte, 18/08/2022

Resultado: **APROVADO**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Thiago Augusto Araújo Moreira (orientador)
CEFET-MG

Prof. Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho (coorientador)
CEFET-MG

Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta (membro da banca)
UFMG

Prof. Dr. José Eduardo Mautone Barros (membro da banca)
UFMG

Aos meus pais, fundação de tudo que sou, e às minhas irmãs, exemplo para tudo que almejo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Arlete e Geraldo, por todas as oportunidades que me deram ao longo da vida, por minha educação, sempre prioridade em seus planos, e por todo amor que me proporcionaram em toda minha vida. Às minhas irmãs, Duda e Ana, por todo carinho, incentivo e exemplos dados ao longo destes anos.

Agradeço ao Professor Thiago Moreira, orientador deste trabalho, por ser um companheiro nesta jornada, sempre disponível, disposto a apoiar, compreender e incentivar. Thiago, você foi seguramente minha maior rede de apoio, compreensão e suporte neste desafio.

Agradeço também ao Professor Fernando, co-orientador deste trabalho, por todo suporte prestado nesta jornada, e pelo incentivo sempre entusiasmado que recebo desde meados de 2017, quando ainda era aluno especial do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia.

Agradeço aos colegas do PPGEM, da AVL e da Stellantis por todas as experiências partilhadas.

E agradeço, do fundo do meu coração, à minha amada Cinara, que divide comigo sorrisos e lágrimas, alegria e tristeza. Meu esforço é por nós.

RESUMO

Os motores de combustão interna são a forma de propulsão ainda predominante em veículos de pequeno porte, além de estarem presentes em diversas outras aplicações de transporte, geração de energia e trabalho de grande porte. Segundo a ANFAVEA, 85% dos veículos de pequeno porte registrados em 2021 no Brasil eram equipados com motores de ignição por centelha. Desta forma, o desenvolvimento dos motores de ignição por centelha segue sendo uma relevante abordagem de pesquisa em transportes e conversão de energia, em busca do aumento de sua eficiência térmica e redução do consumo de combustível e emissões de poluentes. A detonação é uma forma de combustão anormal que impõe severas restrições à eficiência térmica dos motores de ignição por centelha. Também chamado de *knock*, termo que será utilizado neste trabalho, este fenômeno é caracterizado pela propagação de ondas de choque supersônicas que excitam a estrutura do motor podendo causar danos severos e irreparáveis. Por tais motivos, o *knock* é um fenômeno de combustão anormal que deve ser evitado a fim de que os motores operem de forma eficiente e alcancem sua vida útil necessária. O presente trabalho tem o objetivo de comparar métodos de detecção de *knock* com as equações básicas de modelos computacionais de *knock*, incluindo modelos utilizados em programas computacionais comerciais disponíveis no mercado, e verificar a aplicabilidade destes modelos para a um motor operando com E27 em plena carga. Para tal análise, uma rotina computacional foi escrita para, a partir de dados experimentais de um motor quatro cilindros, determinar os valores de três métodos de detecção de *knock*. A mesma rotina utiliza os dados do mesmo motor para calcular três modelos 0D de autoignição. Doze condições operacionais foram avaliadas, com poucas diferenças entre os resultados dos métodos de detecção utilizados. O indicador MAPO registrou valores abaixo de 5,5kPA de amplitude para os casos sem *knock* (de 1500rpm a 3600rpm) e valores acima de 20,5kPa para os casos com *knock* (4000rpm a 5500rpm). O modelo de Douaud resultou em boas correlações com os índices de *knock*, ainda que tenha identificado autoignição para todos os casos, exceto o caso de 6000rpm. Os modelos de Hoepke e Chen não obtiveram boas correlações com os indicadores de *knock*. Pode-se verificar ainda a boa correlação do modelo de Douaud com as inflexões nas curvas de liberação de calor, bem como correlacionar a inclinação da integral de autoignição com a existência do *knock* ou apenas autoignição no ciclo.

Palavras-chave: simulação de knock; motores de ignição por centelha; etanol; autoignição.

ABSTRACT

Internal combustion engines are still the predominant propulsion method for light vehicles and are also present in different applications for transport, energy generation and heavy workload. According to ANFAVEA, 85% of the light vehicles registered in Brazil within 2021 were equipped with spark ignition engines. Given this context, development of spark ignition engines continues to be a relevant approach to transportation and energy research, aiming to improve its thermal efficiency and to reduce its fuel consumption and pollutant emissions. Knock is na abnormal form of combustion that imposes harsh restrictions to performance and thermal efficiency of internal combustion engines. This phenomenon is characterized by the propagation of supersonic shockwaves that excite the engine structure potentially causing severe and irreparable damage to the engine structure. Nonetheless, knock is an abnormal phenomenon that must be avoided in order to allow the engines to run efficiently and with reasonable life time. The present work aims to compare data from different knock detection methods with data from computational knock models, including models available in commercially sold software, and to verify the potential application fo such models to an engine running on E27 fuel at wide open throttle. To achieve such goal, a computational routine was written to, based on experimental data from a four-cylinder engine, determine the values of three knock detection indexes. The same routine also utilizes the same engine data to calculate three 0D knock models. Twelve cases were evaluated, with slight differences between the detection methods. The MAPO index registered values below 5,5kPa for the cases without knock (1500rpm to 3600rpm) and higher then 20,5kPa for the cases with knocking combustion (4000rpm to 5000rpm). The Douaud model for autoignition presented the best correlation to the knock indexes, despite the fact that it identified autoignition for all cases, except for 6000rpm speed. The models of Chen did not present good correlations with the knock indexes. It was also possible to observe that the Douaud model resulted in good correlations with the heat release rate curve inflexion for a few cases and also to verify that the analysis of the autoignition integral slope correlated reasonably with the presence of knock or autoignition alone.

Keywords: knock simulation; spark ignition engines; ethanol; autoignition.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Classificação dos Motores de Combustão Interna 18
Figura 2 – Ciclo de operação do motor de 4 tempos 18
Figura 3 – Diagramas P-v e T-S para o Ciclo teórico Otto 20
Figura 4 – Diagrama P-V para o ciclo real 21
Figura 5 – Características geométricas do motor 22
Figura 6 – Características geométricas do motor 24
Figura 7- Propagação da chama em um motor de ignição por centelha 30
Figura 8 – Influência do avanço de ignição (em graus antes do PMS) na pressão e torque gerados 31
Figura 9 – Diagrama P x Ângulo para ciclos normais e com *knock* 35
Figura 10 – Operações da Rotina de Cálculo 48
Figura 11 – Oscilações de pressão no domínio da frequência – 1500RPM a 2500RPM WOT 59
Figura 12 – Osilações de pressão no domínio da frequência – 3000RPM e 4000RPM WOT 60
Figura 13 – Osilações de pressão no domínio da frequência – 45000RPM e 6000RPM WOT 61
Figura 14 – Pressão medida no cilindro – 4000rpm WOT 62
Figura 15 – Pressão no cilindro e oscilação de pressão – 4000rpm WOT 62
Figura 16 – Detecção do *Knock* pelo método MAPO – WOT 1500rpm a 6000rpm 64
Figura 17 – Detecção do *Knock* pelos métodos IMPO e IMPG – WOT 1500rpm a 6000rpm 64
Figura 18 – Pressão no cilindro e oscilação de pressão – 1500rpm WOT 66
Figura 19 – Pressão no cilindro e oscilação de pressão – 4000rpm WOT 67
Figura 20 – Pressão no cilindro e oscilação de pressão – 4500rpm WOT 68
Figura 21 – Pressão no cilindro e oscilação de pressão – 6000rpm WOT 69
Figura 22 – Integral de Auto-Ignição – WOT 1500rpm a 600rpm 70
Figura 23 – Instante de Auto-Ignição – 1500rpm a 6000rpm WOT 71
Figura 24 – Taxa de Liberação de Calor – 4000rpm WOT 73
Figura 25 – Taxa de Liberação de Calor – 1800rpm WOT 74
Figura 26 – Taxa de Liberação de Calor – 5000rpm WOT 75
Figura 27 – Tempo Característico de Auto-Ignição x Tempo 76
Figura 28 – Inclinação máxima da Integral de AI – WOT 1500rpm a 6000rpm 77

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades do Etanol e da Gasolina 28
Tabela 2 – Equações do Tempo Característico de Auto Ignição 42
Tabela 3 – Dados do Motor Avaliado 48
Tabela 4 – Condições operacionais dos testes 49
Tabela 5 – Resultados de operação do motor 50

LISTA DE ABREVIAÇÕES

0D	Zero dimensional
1D	Unidimensional
A/F	*Air Fuel Ratio* - Razão Ar-Combustível
ACEA	Associação Europeia de Fabricantes de Automóveis
AI	Autoignição
AKI	*Anti Knock Index*
APMS	Antes do Ponto Morto Superior
BMEP	*Brake Mean Effective Pressure* - Pressão Média Efetiva de Eixo
CFD	Computational Fluid Dynamics
DKI	Dimensionless Knock Index
DPMS	Depois do Ponto Morto Superior
EGR	*Exhaust Gas Recirculation* - Recirculação de Gases de Escape
EPA	*Environment Protection Agency* - Agência de Proteção Ambiental
EU	União Européia (*European Union)*
FFT	Fast Fourier Transform
IMEP	*Indicated Mean Effective Pressure* - Pressão Média Efetiva Indicada
IMPG	Integral of Modulus of Presure Gradient
IMPO	Integral of Modulus of Pressure Oscilations
MAPO	Maximum Amplitude of Pressure Oscilations
MBF	Mass Burned Fraction
MBT	*Maximum Brake Torque*
MON	*Motored Octane Number*
ON	*Octane Number*
PMI	Ponto Morto Superior
PMS	Ponto Morto Superior
PR	Propane Ratio
RON	*Research Ocnate Number*
STFT	Short Term Fourier Transform
WOT	*Wide Open Throtle* - Plena Carga

LISTA DE SÍMBOLOS

$\hat{p}$	Sinal de pressão filtrado no intervalo de frequência da *knock*
°APMS	graus Antes do Ponto Morto Superior
°DPMS	graus Depois do Ponto Morto Superior
a	comprimento da manivela do eixo virabrequim
Ap	Área do Pistão
B	Diâmetro do Pistão
c	Velocidade de propagação do som no gás
ign	Ignição
l	comprimento da biela
log	logarítimo em base 10
m	Massa
n	número de moles
P	Pressão
R	Constante universal dos gases
Rc	Razão Volumétrica de Compressão
Rgas	Constante R de um gás específico
S	Curso do Pistão
s	posição instantânea do pistão
T	Temperatura
t	Tempo
u	Velocidade
v	volume específico
Vc	Volume da câmara de combustão
Vd	Volume deslocado
W	Trabalho
x	Concentração
Xegr	Concentração de gás recirculado na admissão
γ	Razão de calores específicos do gás
δ	Intervalo de medição/avaliação do sinal
θ	Posição angular instantânea do virabrequim
λ	Razão de mistura lambda
π	Constante geométrica Pi
ρ	Massa Específica

τ	Tempo característico de autoignição
φ	Razão de equivalência da mistura ($\varphi=1/\lambda$)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 14

1.1 Objetivos 15

1.1.1 Objetivos Gerais 15

1.1.2 Objetivos Específicos 16

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 17

2.1 Combustíveis 26

2.2 Combustão 30

2.3 *Knock* 32

2.4 Detecção Experimental do *Knock* 34

2.5 Simulação computacional de motores 35

2.6 Modelagem do *Knock* em Simulações 37

2.7 Estado da Arte 39

2.7.1 Detecção do *Knock* 39

2.7.2 Modelos de *Knock* 41

2.7.3 Estratégias para evitar e mitigar o *knock* 44

3 METODOLOGIA 47

3.1 Procedimento Experimental 48

3.2 Modelo Matemático 52

3.2.1 Tratamento da Pressão 52

3.2.2 Volume Instantâneo 53

3.2.3 IMEP 53

3.2.4 Temperaturas nos Modelos de Duas Zonas 53

3.2.5 Temperaturas nos Modelos de Duas Zonas 54

3.2.6 Tempo Crítico do Modelo de *Autoignição* 56

3.2.7 Indicadores de *Knock* 57

3.2.8 Análise 57

4 RESULTADOS 59

4.1 Resultados Experimentais 59

4.2 Resultados dos Modelos de *Knock* 69

5 CONCLUSÃO 79

5.1 Trabalhos Futuros 81

6 REFERÊNCIAS 82

1 INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna de ciclo Otto representam uma parcela majoritária da propulsão global de veículos, sendo a gasolina o combustível predominante, principalmente para os veículos menores e de passeio (LI *et al.*, 2020). Em 2020, tais motores representavam aproximadamente 52% da frota de carros de passeio em uso na União Europeia (EU), de acordo com a Associação Europeia de Fabricantes de Automóveis (ACEA, 2022), e 92% dos veículos de pequeno porte produzidos nos Estados Unidos da América (EUA), conforme reportado pela Agência de Proteção Ambiental do país (EPA, 2021). No Brasil, O Anuário da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores reportava que, para o mesmo ano, cerca de 88% dos veículos de pequeno porte registrados no país eram equipados com motores de ignição por centelha (ANFAVEA, 2022). É preciso observar também que não há um grande número de alternativas que atendam às diversas aplicações dos motores de combustão interna (MIGANAKALLU *et al.*, 2020). Por este motivo, apesar dos avanços em novas tecnologias de propulsão, os motores de combustão interna ainda serão predominantes nos meios de transporte por um longo tempo (WANG *et al.*, 2017). Considerando este contexto, pode-se concluir que o desenvolvimento dos motores de combustão interna continuará exigindo redução de seu impacto ambiental e de consumo de combustível até que formas de conversão de energia alternativas e mais limpas possam substituir os motores em todas as suas aplicações.

A detonação, conhecida também pelo termo em língua inglesa “*knock*”, é um fenômeno amplamente abordado na literatura sobre motores de ignição por centelha. O “*knock*” é uma forma de combustão anormal com potencial para causar danos graves à integridade dos componentes do motor. Com o intuito de evitar este fenômeno e seus prejuízos, a eficiência e a performance dos motores de combustão interna são severamente limitadas. A tendência ao *knock* impõe ao motor restrições à razão volumétrica de compressão máxima e à pressão máxima de sobrealimentação, impede a otimização do avanço de ignição, como também pode causar danos graves ao motor e diminuir seu tempo de vida útil (HEYWOOD, 2018; MOSHREFI; SHOAEI, 2018; PANZANI *et al.*, 2019; ZHUANG *et al.*, 2017).

O desenvolvimento e a aplicação de estratégias de operação e controle motor que permitam mitigar a ocorrência do fenômeno do *knock* precisam de dados tanto de estudos experimentais e de métodos computacionais. É preciso entender tanto a natureza da ocorrência do *knock* quanto as possíveis abordagens matemáticas para sua estimativa em

simulações. Como observado por DA PENHA e AMORIM (2019), modelos 0D e com múltiplas zonas (*multi-zone models*) são boas opções para a calibração inicial de um motor e para o planejamento de um experimento, por apresentarem resultados viáveis sem exigir elevado esforço computacional.

Modelos para a avaliação do *knock* foram propostos por diferentes autores, como no trabalho apresentado DOUAUD e EYZAT (1978). A formulação matemática do modelo destes autores, contudo, considera apenas a influência do número de octanas do combustível, da temperatura e da pressão dos gases no cilindro. O uso de estratégias que tenham efeitos térmicos e químicos no cilindro requer a atualização dos modelos para a inclusão das variáveis pertinentes e para o aperfeiçoamento dos resultados nas novas condições. Estratégias recentes para a mitigação do *knock*, como o uso de EGR, injeção direta de água na câmara de combustão, estratificação da mistura, bem como outras já consolidadas (como a alteração da razão de mistura ar-combustível) têm efeitos térmicos e químicos no cilindro. Considerando a numerosa quantidade de novas técnicas aplicáveis em motores, pode-se concluir que os modelos apresentados na literatura possuem ampla margem para validação, calibração e modificação, dadas as numerosas e distintas condições operacionais possíveis.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivos Gerais

O objetivo geral deste trabalho é elaborar um estudo analítico computacional comparando diferentes modelos matemáticos de *knock* com resultados experimentais de ciclos de combustão avaliados por diferentes métodos de detecção do *knock*. Pretende-se, desta forma, validar os modelos de simulação para diferentes condições e, com isto, avaliar as aplicações e os limites dos modelos.

1.1.2 Objetivos Específicos

Destacam-se como objetivos específicos desta pesquisa:

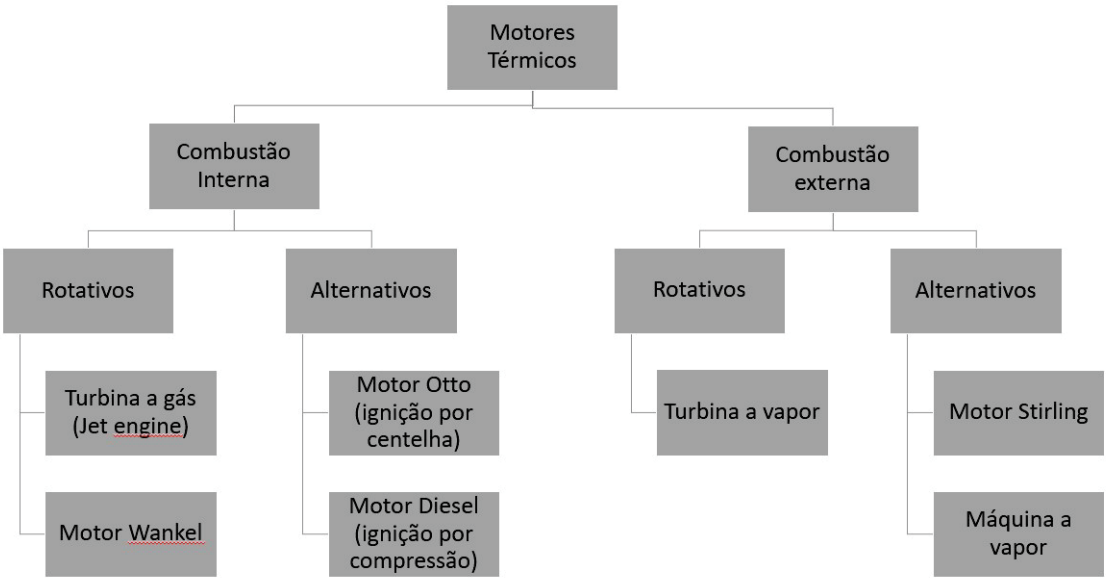
- Evidenciar o domínio dos modelos avaliados;
- Identificar sob quais condições os modelos retêm sua validade;
- Evidenciar quais métodos de detecção experimental de *knock* são mais coerentes com os resultados dos modelos de simulação usados;
- Avaliar a existência de métricas adicionais em relação aos modelos e métodos de detecção aplicados e que permitam correlacionar explicitamente os resultados experimentais e os modelos de simulação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os motores de combustão interna são máquinas de transformação de energia amplamente usadas no mundo. STONE (1999) sugere que os motores alternativos sejam, com ampla margem, a máquina motriz mais aplicada. Suas possibilidades de aplicação são variadas, estando presentes em veículos de transporte rodoviário, sobre trilhos, aéreo, marítimo, equipamentos de levantamento de carga, geração de energia, máquinas não estacionárias, entre outras.

O objetivo destas máquinas é transformar a energia proveniente da reação de combustão em movimento. Sendo assim, os motores são classificados como motores de combustão interna quando a reação de combustão ocorrer no mesmo fluido utilizado para gerar de trabalho, em oposição aos motores de combustão externa, onde a combustão ocorre em um fluido à parte e é utilizada para transferir calor para o fluido de trabalho. À partir desta classificação inicial, podemos ainda classifica-los quanto ao movimento produzido, que pode ser rotativo ou alternativo (GIACOSA, 1986). A Figura 1 ilustra esta classificação, conforme a qual os motores dos ciclos Otto e Diesel são considerados motores de combustão interna alternativos, enquanto os motores Wankel e as turbinas à jato são consideradas motores rotativos.

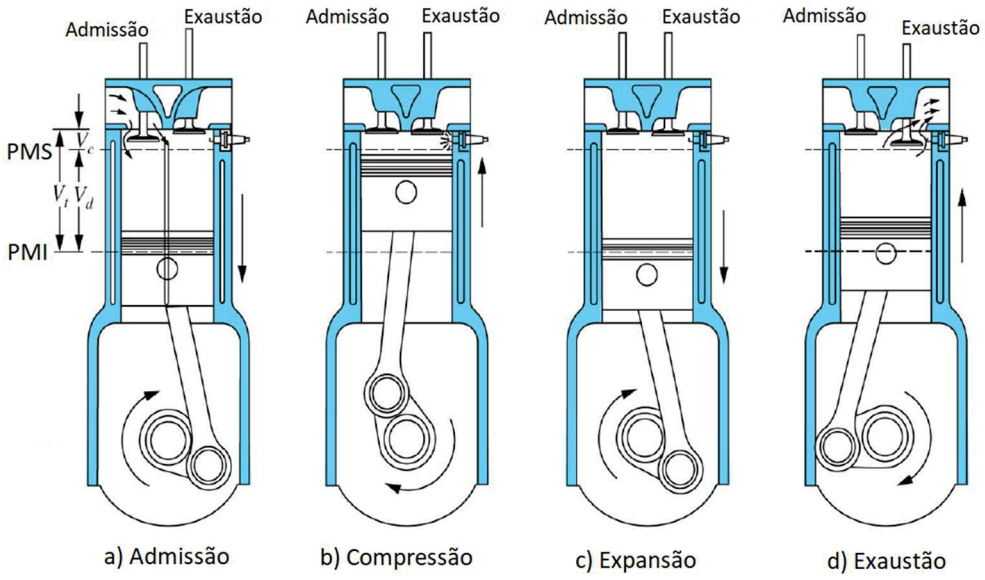
Figura 1 – Classificação dos Motores de Combustão Interna



Fonte: GANESAN (2004)

Os motores podem ser ainda classificados de outras formas, como quanto ao tipo de ignição (por centelha ou por compressão) ou quanto ao número de estágios ou processos do ciclo (2 tempos ou 4 tempos) (PULKRABEK, 2004). Os motores de 4 tempos operam por meio dos processos sequenciais de admissão, compressão, expansão e exaustão, ilustrados na Figura 2.

Figura 2 – Ciclo de operação do motor de 4 tempos



Fonte: HEYWOOD (2018)

HEYWOOD (2018) descreve os 4 tempos em movimentos do pistão entre o Ponto Morto Superior (PMS) e o Ponto Morto Inferior (PMI):

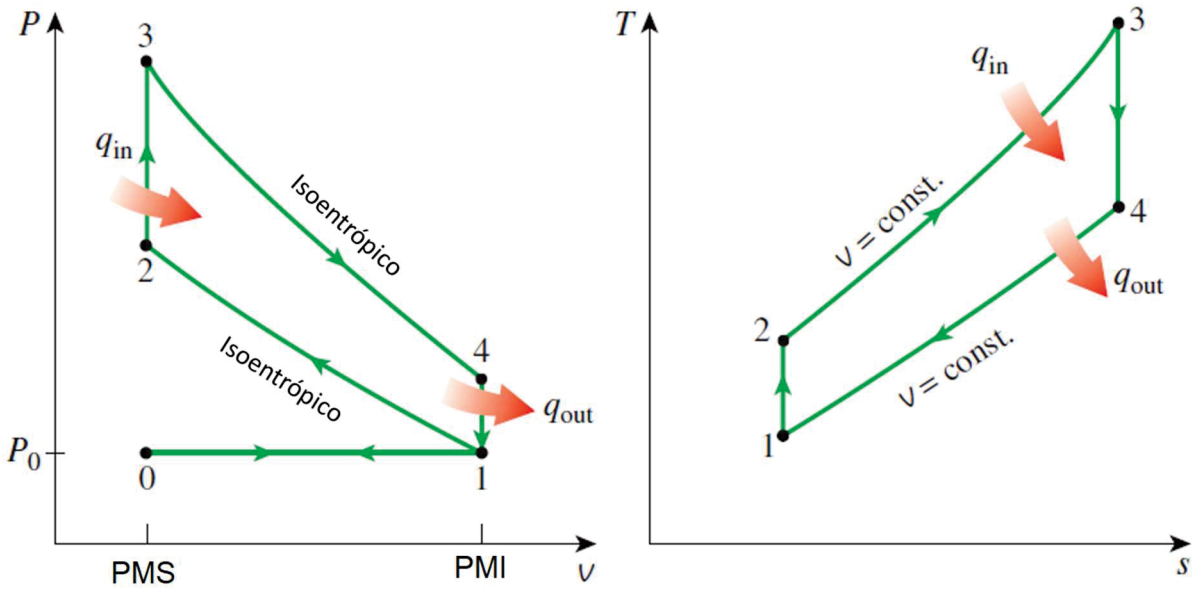
- Admissão: O pistão se movimenta de forma descendente do PMS ao PMI, com a válvula de admissão aberta (na parte superior da figura) admitindo ar puro ou mistura ar-combustível para o interior do cilindro;
- Compressão: O pistão se movimenta do PMI ao PMS, com as válvulas fechadas, reduzindo o volume do cilindro a uma fração de seu volume máximo e comprimindo os gases no seu interior. Ao final da compressão se inicia o processo de combustão da mistura que é provocado por um arco elétrico no interior do cilindro no caso dos motores de ignição por centelha;
- Expansão: Se inicia no PMS e termina no PMI. O calor liberado pela combustão eleva temperatura e pressão dos gases no cilindro e impulsiona o pistão em movimento descendente;
- Exaustão: Com a válvula de exaustão aberta, o pistão se movimenta do PMI ao PMS, reduzindo o volume do cilindro, enquanto a diferença de pressão entre os gases no cilindro e nos dutos força a saída dos produtos da combustão através da válvula.

Por uma abordagem termodinâmica, o ciclo de trabalho de um motor de ignição por centelha pode ser descrito por meio do ciclo teórico Otto. De acordo com STONE (1999), as hipóteses assumidas para o ciclo teórico Otto são:

- O ar se comporta como um gás perfeito e todos os processos são internamente reversíveis;
- Não há vazamento e uma quantidade mássica constante de ar é admitida e exaurida do cilindro;
- A combustão é modelada como admissão de calor a volume constante de uma fonte externa;
- Ao final da expansão, calor é rejeitado a volume constante, antes do processo de exaustão.

A Figura 3 representa os diagramas Pressão x Volume e Temperatura x Entropia para o ciclo teórico Otto. No diagrama P-V, os processos de admissão, compressão, expansão e exaustão estão representados, respectivamente, pelas linhas 0-1, 1-2, 3-4 e 1-0. As demais linhas, por sua vez, são os processos de liberação de calor da combustão, linha 2-3, e rejeição de calor dos produtos da combustão, linha 4-1.

Figura 3 – Diagramas P-v e T-S para o Ciclo teórico Otto



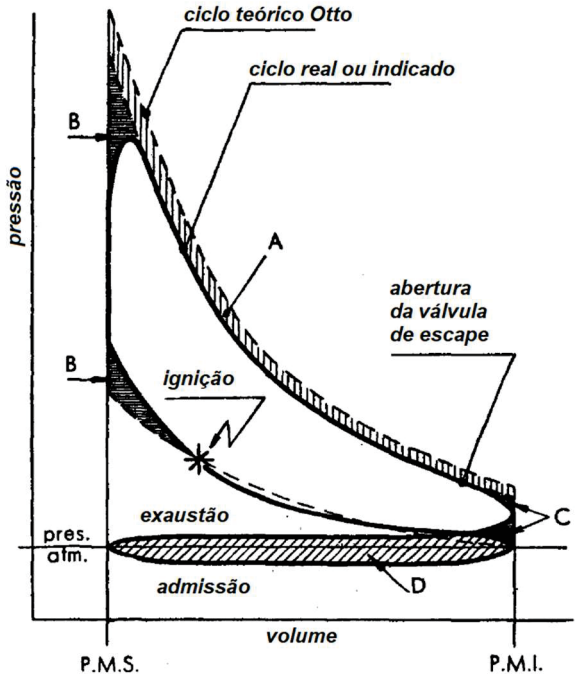
Fonte: ÇENGEL; BOLES (2015)

O ciclo apresentado na Figura 3, entretanto, apresenta simplificações teóricas e premissas que não são alcançáveis em uma situação real. Desta forma, o diagrama de um ciclo real difere do ciclo teórico na medida em que os fenômenos simplificados ou ignorados pela abordagem teórica afetam e desviam cada etapa do ciclo.

A Figura 4 compara o diagrama P-V de um ciclo real e de um ciclo teórico Otto. É possível notar que a expansão, no ciclo teórico, apresenta valores de pressão elevados ao longo de todo o processo, tendo ainda um pico máximo de pressão bastante elevado em comparação ao ciclo real. A área em branco na figura representa o trabalho indicado do ciclo, realizado pelos gases sobre o pistão. Além da redução da área do ciclo real em relação à área total, incluindo as regiões A, B e C marcadas, a presença da área marcada por D, que

representa o trabalho de bombeamento realizado pelo pistão no processo de admissão e de exaustão.

Figura 4 – Diagrama P-V para o ciclo real



Perdas em relação ao ciclo teórico:

A - Transferência de calor;

B - Duração finita da combustão;

C - *Blowdown* na exaustão;

D - Perdas de bombeamento (estágios de admissão e exaustão).

Fonte: GIACOSA (1986)

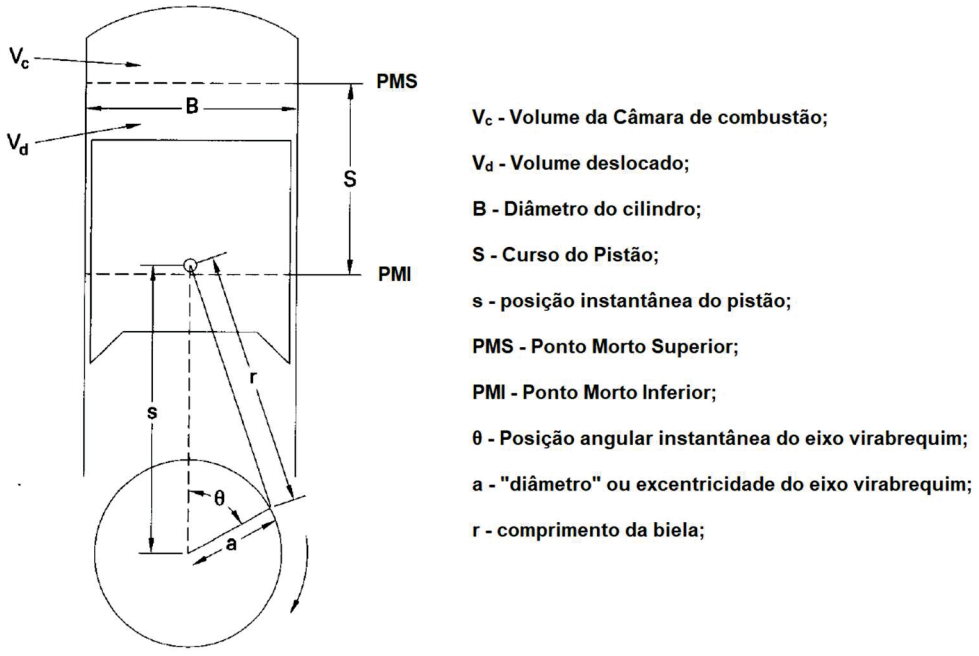
HEYWOOD (2018) cita, como principais diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real, os seguintes fenômenos:

- Transferência de calor para o cilindro: principalmente entre os produtos da combustão e as paredes do cilindro;
- Duração da combustão: a combustão tem uma duração finita e não ocorre a volume constante;
- "*Blowdown*" na exaustão: para reduzir a pressão no início do processo de exaustão, a abertura da válvula de exaustão acontece pouco antes do fim da expansão, fazendo com que a pressão no cilindro expulse os gases da combustão através da válvula;

- Vazamentos e efeitos de fendas (*crevice effects*): há fluxo de massa para a fenda entre a lateral do pistão e a parede do cilindro, podendo haver também vazamento através do anel de retenção nesta região;
- Combustão incompleta: Parte da massa de mistura ar-combustível não passa pela combustão completa, reduzindo a quantidade de energia liberada pela combustão.

Com o objetivo de analisar a performance e operação de um motor de combustão interna, uma série de parâmetros pode ser extraída de suas características geométricas e dados do regime de operação. A Figura 5 apresenta as principais características geométricas do motor.

Figura 5 – Características geométricas do motor



Fonte: Adaptado de PULKRABEK (2004)

O volume instantâneo do cilindro pode definido a partir dos dados geométricos do motor. Para a definição do volume instantâneo, é necessário definir a posição instantânea do pistão, expressa na Equação 1:

$$s(\theta) = a.\cos(\theta) + \sqrt{l^2 - a^2.sen^2(\theta)} \quad (1)$$

O volume total instantâneo da câmara de combustão pode então ser calculado pela Equação 2:

$$V(\theta) = V_{cc} + A_{cil}.[l + a - s(\theta)] \quad (2)$$

Onde:

- V_{cc} é o volume mínimo da câmara de combustão (m³);

- *l* é o comprimento da biela (m);

- *a* é o comprimento da manivela do virabrequim ou metade do curso do pistão (m);

- *s* é a posição do pistão (m);

- *θ* é a posição angular do eixo virabrequim (°);

O primeiro parâmetro importante a ser destacado com base nas características geométricas do motor é a razão volumétrica de compressão, definida conforme a Equação 3:

$$R_c = \frac{(V_d + V_c)}{V_c} \quad (3)$$

Onde:

- R_c é a razão volumétrica de compressão (adimensional);
- V_d é o volume deslocado pelo cilindro (cm³);
- V_c é o volume da câmara de combustão (cm³)

A razão volumétrica de compressão (R_c) está diretamente relacionada à pressão máxima e à eficiência térmica do ciclo. Entretanto, o valor máximo desse parâmetro aplicável a um dado motor é limitado por outras condições, como o combustível utilizado.

PULKRABEK (2004) define o trabalho indicado (W_i) do ciclo para um cilindro pela Equação 4:

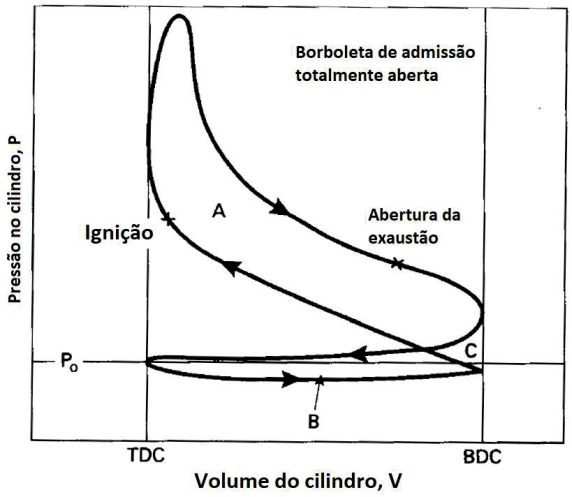
$$W_i = \int_{V_0}^{V_{360}} P.\, dV \qquad (4)$$

Onde:

- W_i é o trabalho indicado (J);
- V e o volume instantâneo do cilindro (m³);
- os índices *0* e *360*, se referem à posição angular do eixo virabrequim, sendo 0 o PMI ao final da admissão, e 360 o PMI ao final da expansão;
- *P* é a pressão instantânea do cilindro (Pa).

É possível também visualizar o trabalho indicado no diagrama P-V, como na Figura 6.

Figura 6 – Características geométricas do motor



Fonte: Adaptado de PULKRABEK (2004)

Pela mesma lógica dos índices 0 e 360, podemos considerar o índice 720 como o Ponto Morto Inferior ao final da admissão do ciclo seguinte e definir o trabalho de bombeamento, exercido pelo pistão sobre os gases, como na Equação 5:

$$W_b = \int_{V_{360}}^{V_{720}} P.dV \quad (5)$$

Na Figura 6, o trabalho indicado corresponde à soma das áreas A e C, enquanto o trabalho de bombeamento corresponde à soma das áreas B e C. O trabalho indicado líquido (W_{i_liq}) corresponde à diferença entre as áreas A e B, ou a soma do trabalho indicado com o trabalho de bombeamento.

Ainda de acordo com PULKRABEK (2004), a pressão média efetiva indicada (*Indicated Mean Effective Pressure* ou IMEP) é definida pela Equação 6:

$$IMEP = \frac{W_i}{V_d} \quad (6)$$

O termo V_d na Equação 6 é igual ao volume deslocado pelo pistão, e equivale ao produto da área do cilindro pelo curso do pistão, conforme definido na Equação 7:

$$V_d = A_p.S = \frac{\pi B^2}{4}.S \quad (7)$$

Onde:

- V_d é o volume deslocado pelo pistão (m³);
- A_p é a área do cilindro (m²);
- S é o curso do pistão (m);
- B é o diâmetro do cilindro (m).

A pressão média efetiva, bem como vários parâmetros de performance dos motores de combustão interna, pode ser diferenciada para diferentes análises da operação do motor. Desta forma, assim como a pressão média efetiva indicada (IMEP) se refere à razão entre o

trabalho indicado e o volume deslocado, a pressão média efetiva de eixo (*Brake Mean Effective Pressure* ou BMEP) se refere à razão entre o trabalho de eixo e o volume deslocado pelo cilindro. Enquanto torque e potência são parâmetros importantes a serem definidos para um motor específico, estes parâmetros de performance são dependentes de seu volume deslocado e rotação. Desta forma, a pressão média efetiva apresenta uma possibilidade mais adequada de comparação entre motores de diferentes volumes e velocidades de rotação (HEYWOOD, 2018; STONE, 1999).

2.1 Combustíveis

Os combustíveis mais utilizados nos motores de combustão interna são a gasolina, o diesel e o etanol. Enquanto os dois primeiros são compostos por misturas de hidrocarbonetos obtidos através do refino do petróleo, o último é um álcool obtido através da fermentação de biomassa. Também é importante citar outros combustíveis como o gás natural e o gás liquefeito de petróleo, bem como hidrocarbonetos como metano, propano e iso-octano, sendo estes últimos comumente usados em pesquisas (HEYWOOD, 2018).

De acordo com STONE (1999), as características mais importantes da gasolina são a volatilidade e a resistência à ignição espontânea. De maneira mais ampla, estas duas características são importantes para todos os combustíveis aplicados em motores de ignição por centelha, tendo impacto na partida a frio, formação da mistura, razão máxima de compressão do motor e no avanço de ignição. Deve-se observar também que a composição e estrutura molecular dos combustíveis têm relevância na relação de mistura entre o combustível e o ar admitidos no ciclo operacional do motor.

A resistência ao *knock* de um combustível é medida através de um índice normalmente chamado *número de octanos* (ou *octane number*, em língua inglesa). Este índice é a relação entre a resistência ao *knock* do combustível avaliado e as resistências ao *knock* de dois combustíveis de referência: o iso-octano, que recebe o valor 100, e o n-heptano, que recebe o valor 0 (PULKRABEK, 2004). Esta análise pode ser realizada seguindo duas condições de teste diferentes, das quais derivam dois valores número de octanos comumente usados, o RON (*research octane number*) e o MON (*motor octane number*). Destes dois valores, deriva ainda um terceiro índice comumente aplicado e chamado de AKI (*anti-knock index*). Este último é definido pela Equação 8:

$$AKI = \frac{(RON + MON)}{2} \quad (8)$$

Onde:

- *AKI* é *Anti-Knock Index* (adimensional);
- *RON* é o *Reasearch Octane Number* (adimensional);
- *MON* é o *Motored Octane Number* (adimensional).

A composição e estrutura molecular do combustível determina também a razão de mistura entre o ar e combustível admitidos no motor. Ainda que a gasolina seja uma mistura de hidrocarbonetos com diferentes estruturas e tamanhos de cadeia, é comum que sua composição seja aproximada pela do iso-octano de composição C_8H_{18} (PULKRABEK, 2004). A reação completa de combustão para o C_8H_{18}, assume então a forma da Equação 9:

$$C_8H_{18} + 12{,}5O_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O \quad (9)$$

O ar admitido pelo motor não é, contudo, composto apenas por oxigênio (O_2), mas também por nitrogênio (N_2), dióxido de carbono, argônio, dentre outros gases que são inertes em sua maioria. As frações molares na mistura são cerca de 78,08% de N_2, 20,95% de O_2, e menos de 1% dos demais componentes (MORAN; SHAPIRO, 2011). Simplificando a composição em fração molar do ar atmosférico para 79% de N_2 e 21% de O_2, podemos utilizar a proporção de 3,76 moles de N_2 para cada 1 mol de O_2. Desta forma a Equação 9 pode ser reescrita na forma da Equação 10:

$$C_8H_{18} + 12{,}5O_2 + (3.76x12{,}5)N_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + (3.76x12{,}5)N_2 \quad (10)$$

Tal equação leva a uma relação ar-combustível (A/F) estequiométrica, em massa, de aproximadamente 15:1 para o iso-octano. Utilizando as mesmas premissas, a combustão completa do etanol (C_2H_6O), como na Equação 11, leva a uma relação estequiométrica de aproximadamente 8,95g de ar para cada 1g de combustível.

$$C_2H_6O + 3O_2 + (3.76x3)N_2 \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O + (3.76x3)N_2 \quad (11)$$

A utilização de misturas de gasolina e etanol é comum em motores comerciais e, no Brasil, pela Lei 13033 de 2014, a fração máxima de etanol na gasolina comum comercial é de 27,5% (em volume). Na literatura, é comum denominar as misturas binárias de combustíveis com base na primeira letra de um dos componentes e na sua fração percentual na mistura. Desta forma, a gasolina comum comercial utilizada no brasil é comumente denominada E27 na literatura, pela presença de 27% de etanol em sua composição. A razão estequiométrica de mistura para o E27 pode ser estimada com base nas propriedades indicadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Propriedades do Etanol e da Gasolina

Combustível	Massa Molar	Massa Específica (ρ)
Etanol	46,1 kg/kmol	0,79 kg/dm³
Gasolina (Iso-octano)	114,2 kg/kmol	0,703 kg/dm³

Fonte: Elaborado pelo autor com base em ÇENGEL; BOLES (2015)

Considerando a massa específica de cada componente, o combustível e a composição volumétrica deste, pode-se estimar a presença em massa do componente em 1 litro de E27 por:

$$m = \rho . fração \quad (12)$$

Onde:

- ρ é a massa específica do componente do combustível (no caso, gasolina ou etanol, em kg/m³);

- *fração* é a fração decimal deste componente em volume na mistura (valor adimensional igual a 0,27 para o etanol e 0,73 para o iso-octano);
- *m* é a massa do componente presente em 1dm³ de E27 (kg).

Desta forma, 1dm³ de E27 contém 0,213kg de etanol e 0,513kg de gasolina modelada com as propriedades do iso-octano. A Equação 13 pode então ser utilizada para estimar a razão estequiométrica de mistura para o E27.

$$AF_{E27} = \frac{[(m_{C8H18} \cdot AF_{C8H18}) + (m_{C2H6O} \cdot AF_{C2H6O})]}{m_{C8H18} + m_{C2H6O}} \quad (13)$$

Na Equação 11:

- AF_{E27} é a razão ar-combustível estequiométrica para o E27;
- AF_{C8H18} é a razão ar-combustível para o iso-octano (15:1);
- AF_{C2H6O} é a razão ar-combustível para o etanol (8,95:1);
- m_{C8H18} é a massa de iso-octano presente em 1dm³ de E27 (0,513kg);
- m_{C2H6O} é a massa de etanol presente em 1dm³ de E27 (0,213kg).

Utilizando os dados da Tabela 1, as Equações 9 e 10 e considerando os valores de A/F já estimados para o iso-octano e para o etanol (15:1 e 8,95:1 respetivamente), é possível estimar a razão A/F estequiométrica para o E27, que é de aproximadamente 13,2:1.

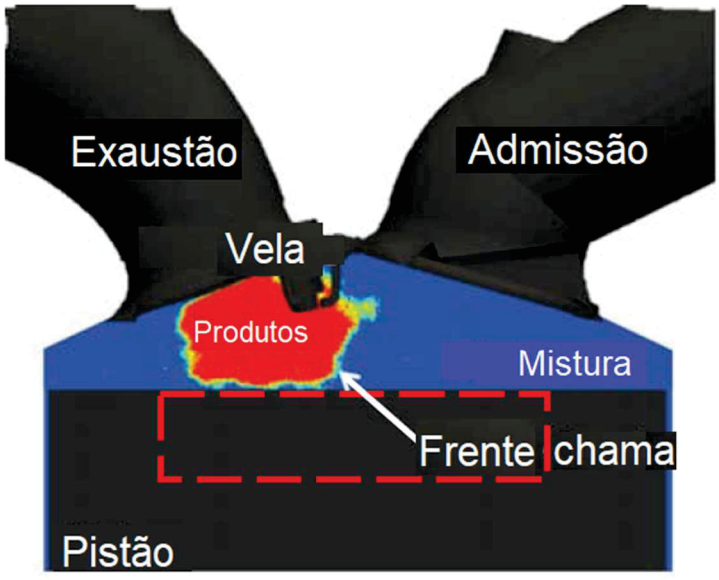
Como forma de avaliar a razão de mistura utilizada por diferentes combustíveis de forma generalizada, pode-se utilizar o fator lambda (λ), definido como a razão entre a relação A/F em uso e a relação A/F estequiométrica, como pode ser visto na Equação 14. O uso deste fator permite avaliar de forma mais direta a operação de um motor com diferentes combustíveis em virtude do enriquecimento (excesso de combustível) ou empobrecimento (excesso de ar) da mistura.

$$\lambda = \frac{A/F}{A/F_{estequiométrico}} \quad (14)$$

2.2 Combustão

O fenômeno da combustão é de especial importância para a compreensão e para o desenvolvimento dos motores de combustão interna. É durante este processo que ocorre a transformação de energia química em energia térmica e a produção dos poluentes responsáveis pelo impacto dos motores no clima e no meio ambiente. Conforme descreve STONE (1999), próximo ao ponto morto superior, durante a compressão, uma centelha é produzida pela vela causando um pequeno núcleo de chama que cresce consumindo a mistura ar-combustível e se propagando através do volume do cilindro. A Figura 7 mostra a propagação da chama a partir da vela no interior de um cilindro. No início da combustão, logo após a centelha, a propagação da chama é predominantemente laminar mas a maior parte do processo como um todo sofre efeito da turbulência dos gases no cilindro, que podem acelerar o processo de queima do combustível (AYALA *et al.*, 2006).

Figura 7- Propagação da chama em um motor de ignição por centelha

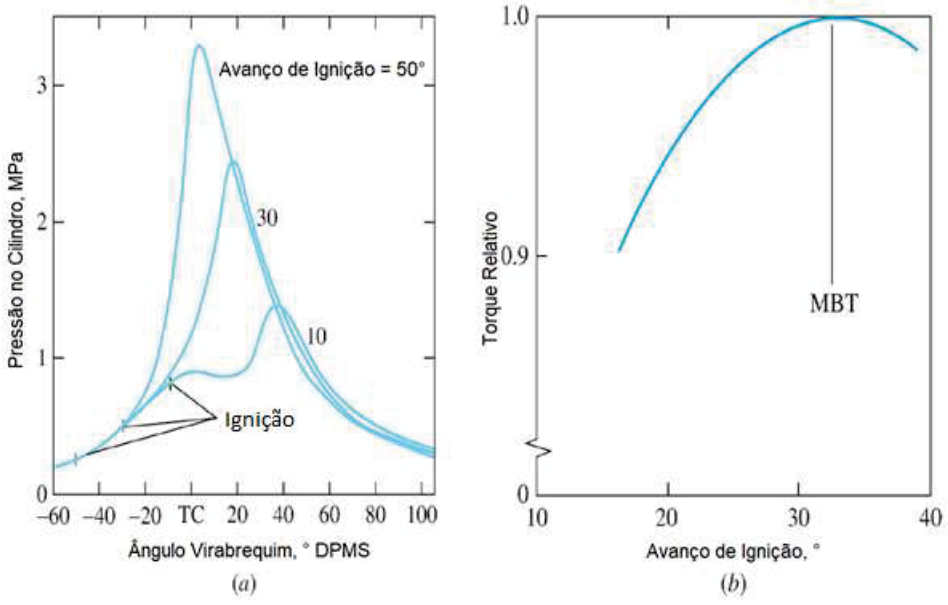


Fonte: JANAS et al. (2015)

O avanço de ignição é o instante de geração da centelha pela vela. Tal instante é medido em relação à posição angular do eixo virabrequim, abordagem comum no estudo dos motores

de combustão interna, já que a posição angular do eixo determina o início e fim de cada processo do ciclo. Desta forma, o avanço de ignição afeta o instante de início da combustão em relação ao PMS, que é a posição onde o cilindro tem o menor volume durante o ciclo. Consequentemente, o avanço de ignição afeta a pressão e a temperatura do cilindro durante os processos de compressão e expansão. A antecipação da centelha para instantes muito antes do fim da compressão eleva a pressão no cilindro durante a compressão e durante o início da expansão. Enquanto o aumento de pressão na expansão aumenta o trabalho exercido pelos gases sobre o pistão, o aumento da pressão na compressão aumenta o trabalho exercido pelo pistão sobre os gases, podendo causar perda de trabalho líquido do ciclo. Há, então, um avanço de ignição para uma determinada condição de operação de um motor que maximiza o trabalho líquido produzido. HEYWOOD (2018) se refere a este avanço de ignição que resulta no máximo trabalho líquido como *Avanço para MBT* (*Maximum Brake Torque timing*). A Figura 8 ilustra tal efeito do avanço de ignição sobre a pressão no cilindro e sobre o torque produzido pelo ciclo. É possível observar como o avanço excessivo aumenta substancialmente a pressão na compressão, aumentando o trabalho realizado pelo pistão neste estágio, ao passo que o atraso da ignição (em relação ao PMS), reduz a pressão na expansão, reduzindo o trabalho realizado pelos gases sobre o pistão.

Figura 8 – Influência do avanço de ignição (em graus antes do PMS) na pressão e torque gerados



HEYWOOD (2018)

Com base na Revisão Bibliográfica, pode-se observar que o controle adequado do processo de combustão tem fundamental importância na maximização da transformação de energia térmica em trabalho e , como consequência, na eficiência e consumo de combustível do motor (BAÊTA, 2006; HEYWOOD, 2018; MOREIRA, 2014; RODRIGUES FILHO, 2014). Ainda, como evidenciaram AYALA, GERTY & HEYWOOD (2006), a eficiência do motor é afetada pela duração da combustão, bem como pelo momento em que esta ocorre em relação ao PMS. Desta forma, é importante que o processo de combustão seja previsível, dentro das possibilidades, sem que ocorram fenômenos anormais e de difícil controle.

2.3 Knock

Existem condições nas quais a combustão pode alterar seu progresso normal, havendo início de frentes de propagação de chama que não a iniciada pela vela e com potencial para reduzir a eficiência do motor e causar sérios danos à sua estrutura (GANESAN, 2004; RODRIGUES FILHO, 2014). Uma forma de combustão anormal é a ignição espontânea, normalmente referida como autoignição (AI) nos textos sobre motores de combustão interna. Na medida em que a combustão aumenta a temperatura e a pressão dentro do cilindro, um conjunto de reações em cadeia começa a ser induzido na mistura combustível à frente da chama. Havendo tempo suficiente para que ocorram estas reações antes que a mistura ar-combustível na região seja consumida pela frente de combustão principal, um foco de ignição espontânea se formará, iniciando uma nova chama. (BAÊTA, 2006).

Outra forma de combustão anormal de extrema importância no estudo dos motores de combustão interna é a detonação, conhecida pelo termo de língua inglesa “*knock*”. O *knock* é uma forma de combustão anormal onde a autoignição da mistura combustível à frente da chama resulta em altas taxas de liberação de calor. Ondas de choque supersônicas surgem então no interior do cilindro, causadas e sustentadas pelas altas taxas de liberação de calor. As ondas de choque colidem e se refletem no interior do cilindro fazendo ressoar a estrutura do motor e provocando um ruído característico que origina o termo *knock* (GALLONI *et al.*, 2014; KONIG; SHEPPARD, 1990). O termo detonação remete também a um fenômeno distinto. Conforme GLASSMAN; YETTER (2008), observações da combustão em *shocktubes* resultam em condições nas quais as razões entre a temperatura da mistura combustível e dos

gases da combustão atingem valores muito elevados. Tais valores são muito superiores aos registrados em um motor em condição de *knock*. Por este motivo, o termo *knock,* será adotado neste trabalho por ser considerado mais adequado para descrever o fenômeno observado nos motores de ignição interna.

Ainda que *knock* e ignição espontânea não sejam sinônimos, há correlação verificável entre estes fenômenos. É possível observar esta correlação, por exemplo, através da refração de feixes laser projetados através dos gases no cilindro (*Schlieren imaging*). Usando este método, KONIG & SHEPPARD (1990) estudaram o *knock* e autoignição em um motor de dois tempos, fazendo importantes observações sobre a relação entre elas. Em seu experimento, os autores evidenciaram a presença de regiões de autoignição em todos os ciclos nos quais o sinal de pressão indicava *knock*. Também observaram que o *knock* ocorria nos ciclos onde a ignição espontânea da mistura se deu próxima ao início da combustão. Já nos ciclos nos quais a ignição espontânea ocorreu próxima ao fim da combustão, não houve a evolução para *knock* e a autoignição progrediu como uma frente secundária de deflagração.

A compreensão da ignição espontânea e do *knock*, bem como das estratégias para evitar tais fenômenos, é de relevante importância no projeto de um motor e na definição de sua razão volumétrica de compressão, característica geométrica que afeta diretamente as condições de temperatura e pressão no cilindro. Como mencionado brevemente nas seções anteriores, as propriedades do combustível utilizado também se relacionam com a ignição espontânea. Desta forma, a resistência ao *knock* de um dado combustível, medida pelos índices RON, MON e AKI, é de suma importância no projeto de um motor pelo seu impacto na máxima razão de compressão aplicável ao motor.

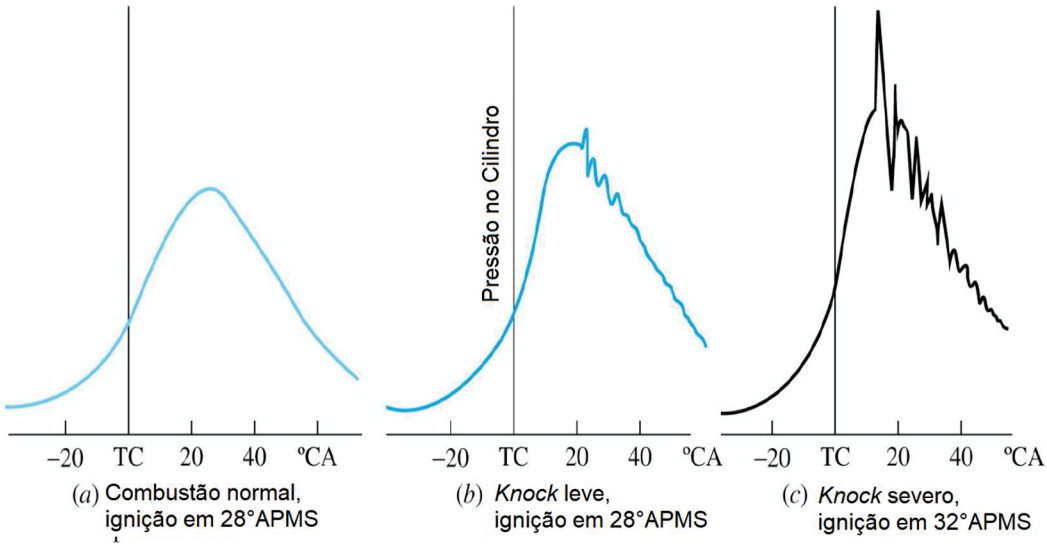
Além da consideração da resistência ao *knock* de um dado combustível e do uso de aditivos ou de misturas de combustíveis que melhorem tal resistência, existem estratégias que permitem evitar ou suprimir a ocorrência do *knock* durante a operação de um motor de ignição por centelha. De modo geral, estas estratégias visam reduzir a pressão e temperatura máximas durante a combustão, evitando o início da ignição espontânea. A diluição da mistura no cilindro com a recirculação de gases de exaustão (*exhaust gas recirculation*, ou EGR) é uma alternativa para redução da temperatura e, como consequência, do *knock*, já que tais gases podem ser resfriados antes de serem novamente admitidos no cilindro. Outra alternativa é o atraso da ignição com o objetivo de reduzir a pressão de pico da combustão, o método mais aplicado para motores comerciais em operação. Algumas alternativas visam reduzir o tempo disponível para que ocorram as reações precursoras da autoignição, como o aumento da turbulência dos gases e otimização da geometria da câmara de combustão, que

permitem o aumento da velocidade de propagação da chama. Outras formas de reduzir a temperatura no cilindro podem ser mencionadas, como o enriquecimento da mistura (redução da razão A/F) ou a injeção direta de combustível, que fazem com que a evaporação do combustível líquido ocorra dentro do cilindro, ou ainda a redução da temperatura do sistema de arrefecimento, da temperatura de admissão, entre outras (HEYWOOD, 2018; WANG *et al.*, 2017; ZHEN *et al.*, 2012).

2.4 Detecção Experimental do *Knock*

As ondas de choque do *knock* provoca sucessivas colisões de ondas de choque com as paredes do cilindro. Além disso, as ondas de choque provocam distribuições heterogêneas de pressão no interior do cilindro que podem ser percebidas por sensores nele instalados (GALLONI *et al.*, 2014). Por estas características, pode-se identificar o fenômeno do *knock* na operação de um motor através da medição da vibração do bloco do motor ou da pressão no interior do cilindro. O primeiro método é mais viável para motores comerciais enquanto o segundo é extensamente aplicado em pesquisas experimentais (ZHEN *et al.*, 2012). A Figura 09 apresenta o gráfico Pressão x Volume para o mesmo motor em um ciclo sem *knock* e ciclos com *knock* leve e severo. É visível, principalmente no ciclo com *knock* intenso, a oscilação de pressão resultante das ondas de choque no cilindro.

Figura 9 – Diagrama P x Ângulo para ciclos normais e com *knock*



Fonte: HEYWOOD (2018)

Como o sinal de pressão do cilindro é uma fonte rica de informações sobre a combustão, a utilização desse sinal requer análise cuidadosa e sistematizada. Métodos descritos na literatura utilizam por exemplo o sinal de pressão no tempo filtrado em um intervalo de frequência ou a transformação do sinal de pressão no tempo para o domínio da frequência (SHU *et al.*, 2013). Ao filtrar o sinal de pressão, obtêm-se apenas as oscilações nas frequências características do *knock* naquele motor.

2.5 Simulação computacional de motores

O uso de simulações computacionais para a solução de problemas de engenharia é prática comum em diversos segmentos de pesquisa e desenvolvimento, bem como em ambientes de projeto e produção. Também na área de motores de combustão interna, esta abordagem tem potencial para proporcionar a redução dos tempos e custos empenhados em testes experimentais. A simulação de motores tem se tornado cada vez mais relevante, com sua importância crescendo conforme aumentam a capacidade de processamento dos computadores e a confiabilidade dos modelos (STIESCH, 2003). Ainda, como sugerem

MERKER et al. (2006), a simulação dos processos relativos à combustão nos motores se tornou indispensável no desenvolvimento de novos conceitos de combustão.

Diferentes nomenclaturas são aplicadas para classificar e categorizar os modelos utilizados para a simulação de motores de combustão interna, sendo as mais comuns: termodinâmicos, *quasi-dimensional*, fenomenológicos e fluidodinâmicos. Os últimos, também chamados de multidimensionais ou *computational fluid dynamics* (CFD), baseiam-se na solução das equações de conservação de massa, momento e energia à geometria em análise subdividida em uma grande quantidade de células (HEYWOOD, 2018; KOMNINOS; RAKOPOULOS, 2016). Ainda que estes modelos possam ser simplificados, por exemplo, através da solução em apenas uma dimensão, como no caso do fluxo unidimensional em um tubo de geometria uniforme, eles são geralmente complexos e demandam grande esforço computacional, o que faz com que outros modelos sejam comumente aplicados nos processos que ocorrem no interior do cilindro.

Conforme MERKER et al. (2006), os modelos termodinâmicos, também conhecidos como modelos de uma zona ou *zero-dimensional*, aplicam balanços de massa e de energia, sem distinção de geometria, numa abordagem semelhante à aplicada na termodinâmica clássica. Desta forma, a câmara de combustão é tratada como uma única região, fazendo com que estes modelos não possam computar o fluxo dentro da zona de interesse, tampouco modelar heterogeneidades na região analisada. Também de acordo com MERKER et al. (2006), a hipótese da zona única homogênea utilizada por esses modelos impossibilita a execução de estimativas de produção de poluentes, que são agudamente afetadas pelas composições e temperaturas locais num cilindro heterogêneo. Como alternativa a essa limitação, os modelos de duas zonas possibilitam a diferenciação das regiões da mistura combustível e dos produtos da combustão em um modelo termodinâmico. Desta forma, o modelo é capaz ao menos de computar as diferenças de estado e composição entre estas duas regiões e permitem o uso de submodelos que necessitem desta diferenciação.

Por fim, os modelos fenomenológicos ou *quasi-dimensionals* são uma abordagem intermediária. Por um lado, são capazes de modelar heterogeneidades na região de análise, o que permite a inclusão de submodelos baseados nas propriedades locais de cada região. Por outro, não executam a solução explícita do campo de fluxo, como nos modelos CFD, e utilizam um número muito menor de subdivisões, o que proporciona um esforço computacional muito menor em relação aos modelos multidimensionais (MERKER *et al.*, 2006; STIESCH, 2003). O modelo de spray de HIROYASU et al. (1983), por exemplo, é um modelo *quasi-dimensional* utilizado para a combustão difusiva em motores diesel. Neste modelo, várias

subzonas são geradas durante a duração da injeção de combustível, sendo computados, para cada uma, seus próprios valores de temperatura, composição, penetração de oxigênio, atraso de ignição, liberação de calor, entre outros parâmetros. Desta forma, os complexos mecanismos de formação de particulados e poluentes à base de nitrogênio (NO_X) na combustão diesel podem ser modelados de forma mais adequada.

2.6 Modelagem do *Knock* em Simulações

Dada a relação entre o *knock* e a ignição espontânea, a modelagem matemática do fenômeno da autoignição tem grande importância na identificação do *knock* em simulações. LIVENGOOD & WU (1955) realizaram estudos experimentais em um dispositivo de compressão rápida (*rapid compression machine*) para deduzir uma correlação numérica a partir dos dados de seu experimento. Estes autores propuseram que as reações intermediárias da ignição, induzidas pelo estado termodinâmico dos gases, resultam numa concentração crítica (x_c) dos produtos intermediários. A partir desta concentração se inicia a autoignição da mistura. Formulando o tempo característico de reação de forma similar a uma taxa de reação de *Arrhenius*, os autores obtiveram boa correlação entre o experimento e a formulação da Equação 15:

$$\frac{x}{x_c} = \int_{t_i}^{t_f} \frac{1}{\tau} dt \qquad (15)$$

Onde:

- x é a concentração dos produtos intermediários;
- x_c é a concentração crítica que inicia a ignição espontânea;
- t_i é o tempo inicial de integração (s);
- τ é o tempo característico de autoignição (-);
- t_f é o instante onde se inicia a ignição espontânea (s).

Pode-se observar na equação o caráter cumulativo (integral) desta abordagem ao calcular o aumento da concentração de espécies ao longo do tempo e não simplesmente a taxa de reação. Desta forma, o instante de início da ignição espontânea será o tempo t_f em que a concentração x se iguala à concentração x_c. O termo $\frac{1}{\tau}$ representa, então, a taxa adimensional de aumento da concentração, normalizada para a concentração critica x_c, ao invés de uma taxa de reação em massa/tempo.

A partir deste trabalho, vários outros foram elaborados com a mesma abordagem, mas com pequenas alterações na equação geral do tempo característico de autoignição. Usando um motor de razão de compressão variável, DOUAUD & EYZAT (1978) usaram a mesma abordagem para formular uma equação incluindo a resistência ao *knock* do combustível (*octane number* ou *ON*) na equação do tempo característico τ. A equação para o tempo característico, resultante deste trabalho, tem a forma apresentada na Equação 16:

$$\tau = 17{,}68 \left(\frac{ON}{100}\right)^{3{,}402} p^{-1{,}7} e^{\frac{3800}{T}} \qquad (16)$$

Onde:

- τ é o tempo característico da autoignição (s);
- p é a pressão no cilindro (bar);
- T é a temperatura na mistura combustível (K);
- *ON* é o *Octane Number* do combustível, mais especificamente, o *AKI*

O trabalho destes autores é amplamente utilizado, com sua formulação aplicada em softwares comerciais de simulação de motores. É importante observar que, como esta abordagem computa o valor da temperatura e pressão da mistura combustível, ela deve ser utilizada idealmente em um modelo de cilindro *quase-dimensional*, que permita computar esses valores em uma zona distinta dos gases produto da combustão, que já não estão mais sujeitos à ignição espontânea.

2.7 Estado da Arte

Nesta seção, serão apresentados os trabalhos recentes na literatura pertinente ao tema, como forma de ilustrar o estado atual da pesquisa sobre o *knock* e os métodos para sua detecção e modelagem em simulações numéricas.

2.7.1 Detecção do *Knock*

Diferentes métodos foram elaborados pelos pesquisadores da área como forma de transformar o sinal filtrado da pressão no cilindro em um índice quantitativo para avaliar o *knock*. Dentre os métodos frequentemente usados, podemos citar: *Integral of Modulus of Pressure Gradient* (IMPG), *Integral of Modulus of Pressure Oscillations* (IMPO) e *Maximum Amplitude of Pressure Oscillations* (MAPO) (ZHEN *et al.*, 2012). Estes índices são definidos matematicamente pelas Equações 17, 18 e 19:

$$IMPG = \int_{\theta_i}^{\theta_i+\delta} \left|\frac{d\hat{p}}{d\theta}\right| \, d\theta \qquad (17)$$

$$IMPO = \int_{\theta_i}^{\theta_i+\delta} |\hat{p}| \, d\theta \qquad (18)$$

$$MAPO = \max\left(|\hat{p}|_{\theta_i}^{\theta_i+\delta}\right) \qquad (19)$$

onde:

- θ_i é a posição angular do eixo virabrequim (°DPMS) onde se inicia a análise;
- $\hat{p}$ é o sinal de pressão filtrado no intervalo de frequência das oscilações (Pa);
- δ é o intervalo de medição/avaliação do sinal (°DPMS).

É possível observar que os índices apresentados têm características matemáticas diferentes e provavelmente apresentarão resultados ligeiramente divergentes, embora se baseiem em parâmetros comuns e que certa coerência entre eles seja esperada. Dessa forma, o índice MAPO, por exemplo, quantifica diretamente a amplitude máxima das oscilações de

pressão. Por outro lado, o IMPO integra o módulo destas oscilações ao longo da posição θ e, consequentemente, do volume do cilindro, expressando um tipo de energia associada a toda a oscilação de pressão.

Índices análogos aos apresentados estão implementados no software Indicom©, utilizado para análise de combustão e ensaios de motores de combustão interna. Neste, os índices *Knock Peak* e *Knock Integral* apresentam abordagem matemática similar para identificar e mensurar a intensidade de *knock* por meio da medição da pressão na câmara de combustão. Considerando ainda a variabilidade da combustão e a consequente variabilidade do *knock*, o software conta ainda com as ferramentas *Knock Frequency*, para estimar a frequência de ocorrência de *knock* numa dada condição, e *Knock Histogram*, para análise da distribuição normal da intensidade de *knock* ao longo de ciclos consecutivos na mesma condição(AVL LIST GMBH, 2018).

O trabalho de (BRECQ *et al.*, 2003) avaliou o *knock* em um motor adaptado para operação com ignição por centelha utilizando gás natural como combustível e propôs um indicador diferente para a detecção e avaliação da intensidade do *knock*. O novo índice, denominado *Dimensionless Knock Indicator* (DKI) combina os índices MAPO e IMPO em uma só análise, como apresentado na Equação 20.

$$DKI = \frac{IMPO}{MAPO\ x\ \delta} \qquad (20)$$

O termo δ na Equação 18 representa o intervalo de análise utilizado no cálculo do indicador IMPO. Desta forma, o DKI compara a área calculada pelo IMPO com a superfície formada pela máxima amplitude de oscilação e pelo intervalo de análise. Neste trabalho, os autores consideraram principalmente os valores médios de MAPO e IMPO calculados para 400 ciclos consecutivos e estimaram o limite do avanço de ignição para o *knock* com cerca de 1º de erro.

Um diferente índice para a determinar se há ou não a ocorrência do *knock* em um ciclo foi proposto por BARES et al. (2018) .O experimento destes autores foi realizado em um motor de 3 cilindros, sobrealimentado, com comando de válvulas variável, razão de compressão igual 10,1, operando com gasolina e mistura estequiométrica. Os autores realizaram uma análise do *knock* através de uma transformada de Fourier de termo curto (STFT ou *Short Term Fourier Transform*) para visualizar a distribuição do espectro de frequências de oscilação do

sinal de pressão ao longo do tempo. A partir da observação destes resultados, notaram que o pico de ressonância dos ciclos com *knock* ocorria próximo ao pico de temperatura dos gases de mistura, enquanto, para os ciclos sem *knock*, o pico de ressonância ocorria próximo à máxima taxa de liberação de calor. Desta forma, propuseram a utilização da análise da ressonância do sinal de pressão em dois intervalos distintos, um deles centrado no pico de liberação de calor e outro no pico de temperatura da mistura combustível. Para analisar a ressonância, uma função janela de Blackman-Harris centrada em cada intervalo foi utilizada para multiplicar o sinal de pressão antes da aplicação da transformada rápida de Fourier (FFT, *Fast Fourier Transform*) e, em seguida, integraram os sinais resultantes ao longo do intervalo de frequências para obter os picos de ressonância em cada intervalo. Desta forma, propuseram que, quando o pico de ressonância obtido através do intervalo centrado na máxima temperatura fosse superior ao obtido pelo intervalo centrado na liberação de calor, haveria *knock* no ciclo analisado.

2.7.2 Modelos de *Knock*

A abordagem resultante dos trabalhos de LIVENGOOD; WU (1955) e de DOUAUD; EYZAT (1978), além de amplamente utilizadas, têm sido exploradas em sua versatilidade por diversos outros autores. O trabalho realizado por WAYNE; CLARK & ATKINSON (1998), por exemplo, chegou a uma formulação distinta a partir do estudo da operação de um motor bicombustível (gasolina e gás natural) sobrealimentado.

Um modelo 0D foi composto por SOYLU (2005) para simulação do *knock* em um motor operando com gás natural utilizando um submodelo empírico de combustão e incorporando um modelo de *knock* baseado na integral do tempo característico τ. O modelo foi validado com dados em diferentes regimes, utilizando gás natural com diferentes proporções de propano na composição e a formulação considera, em suas constantes, o efeito da razão de mistura e da razão de propano no combustível. Com base neste modelo validado, os autores realizaram um estudo paramétrico do *knock*, mostrando a capacidade do modelo de responder à variação de parâmetros como avanço de ignição, razão de mistura, condições iniciais de admissão, razão de compressão e a proporção de propano no combustível.

O trabalho de HOEPKE et al. (2012), realizado em um motor sobrealimentado comercial, estudou os efeitos do EGR arrefecido sobre o *knock*. Além de observar que o aumento do

EGR possibilitava avanços de ignição mais otimizados sem ocorrência de *knock*, o trabalho avaliou a integral de autoignição e obteve uma formulação que inclui a diluição da mistura por meio do EGR (*Exhaust Gas Recirculation*) no cálculo do tempo τ.

CHEN et al. (2014) estudaram o fenômeno do *knock* e avaliaram os modelos de DOUAUD & EYZAT (1978) e de HOEPKE et al. (2012). O estudo utilizou dois motores sobrealimentados com diferentes razões de compressão alimentados com uma gasolina comercial com resistência ao *knock* equivalente a 97 RON. Para estes motores, foram usados regimes de operação considerando diferentes avanços de ignição, diferentes valores de diluição por EGR, e diferentes razões de mistura ar-combustível. Os autores definiram os ciclos com *knock* como sendo os ciclos com MAPO acima de 0,1 Pa e determinou o início do *knock* pela avaliação do início das oscilações do sinal filtrado de pressão. Com esta matriz de dados, os autores avaliaram os modelos de HOEPKE et al. (2012) e de DOUAUD; EYZAT (1978) comparando o instante de início do *knock* obtido através dos modelos, com o instante de início do *knock* avaliado pelo sinal de pressão. Além de avaliar os modelos e propor ajustes em suas constantes, os autores propuseram uma nova correlação que inclui, além da diluição por EGR, a razão ar-combustível como parâmetro no cálculo do tempo característico τ.

A Tabela 2 apresenta a formulação apresentada pelos autores já citados, bem como de outros autores, como forma de sumarizar as diferenças matemáticas entre os modelos.

Tabela 2 – Equações do Tempo Característico de Auto Ignição

Formulação para o cálculo do tempo característico τ	Autor(es)
$\tau = 17{,}68 \left(\frac{ON}{100}\right)^{3.402} p^{-1,7} e^{\frac{3800}{T}}$	(DOUAUD; EYZAT, 1978)
$\tau = 0.389 \left(\frac{ON}{100}\right)^{7,202} p^{-1,15} e^{\frac{5200}{T}}$	(WAYNE *et al.*, 1998)
$\tau = 0{,}0187. \left(\frac{RON}{100}\right)^{3,402} p^{-1,70}. e^{\frac{3800}{T}}$	(WORRET *et al.*, 2002)
$\tau = 0{,}021. p^{-1,7}. e^{\frac{3800}{T}}$	(ELMQVIST *et al.*, 2003)

$\tau = 0{,}01869.\left(\frac{ON}{100}\right)^{3{,}4017}.p^{-1{,}7}.e^{\frac{3800}{T}}$	(BURLUKA *et al.*, 2004)
$\tau = (-8{,}3.Ln(n) + 0{,}887).p^{2{,}1}.e^{\frac{5785}{T}}$	(FUIORESCU; RADU, 2010)
$\tau = 0{,}985\, p^{-0{,}887}\, e^{\frac{f(\phi,PR)}{T}}$	(SOYLU, 2005)
$\tau = 8{,}449x10^{-5}\,(1 - X_{EGR})^{0{,}8881}\left(\frac{p}{T}\right)^{-1{,}343}\, e^{\frac{5266}{T}}$	(HOEPKE *et al.*, 2012)
$\tau = 5{,}35x10^{-5}.\left(\frac{p}{T}\right)^{-2{,}374}.(1 - X_{EGR})^{-3{,}013}.\lambda^{-1{,}927}.e^{\frac{3167}{T}}$	(CHEN *et al.*, 2014)

Fonte: Elaborado pelo autor com base em (CHEN *et al.*, 2014)

Existem diversos trabalhos cujos modelos de *knock* obtidos derivam de formulações semelhantes às propostas por LIVENGOOD & WU (1955) e por DOUAUD & EYZAT (1978). No modelo de Soylu, apresentado na Tabela 2, o termo $f(\phi, PR)$ é função da razão de equivalência ϕ da mistura ($\phi = \frac{1}{\lambda}$) e da proporção de propano no combustível (PR, *propane ratio*). Já no modelo de FUIORESCU & RADU (2010), o termo *n* é a velocidade angular de rotação do eixo virabrequim.

Dentre os modelos apresentados e baseados na integral de autoignição de LIVENGOOD & WU (1955), o modelo de Douaud e Eyzat e o modelo de Worret estão implementados no programa computacional GT Power© como modelos para simulação de *knock* (GAMMA TECHNOLOGIES LLC, 2018). O programa computacional AVL Boost© utiliza um modelo cálculo do RON mínimo do combustível para que o motor opere na condição simulada sem *knock*. Este modelo se baseia também na integral de autoignição e utiliza as mesmas constantes do modelo de Douaud e Eyzat (AVL LIST GMBH, 2016).

YATES; BELL & SWARTS (2010) utilizaram, em seu trabalho, dados experimentais de um motor CFR (*Cooperative Fuel Research*, em acordo com a norma ASTM) e com diferentes misturas de PFR (*Primary Reference* Fue, 80% isooctano e 20% n-heptano), etanol e metanol. A partir de tais dados, validaram um modelo de simulação do instante do *knock* que considera quatro estágios do processo de autoignição: atraso a temperatura constante antes da “chama fria”; aumento instantâneo da temperatura da ”chama fria”; atraso adicional a temperatura constante; e autoignição exotérmica terminal. Equacionando o modelo a partir destes quatro estágios, os autores chegaram a uma formulação que contempla dois termos integrais com os propostos por LIVENGOOD & WU (1955). Os autores pontuam que algumas das misturas

utilizadas apresentam comportamento de autoignição de dois estágios, enquanto outras apresentam comportamento de apenas um estágio, e que o modelo empírico proposto e aplicado em conjunto com um modelo de combustão de duas zonas apresentou boa correlação com os dados experimentais. Observaram, também, que um modelo de múltiplas zonas poderia melhorar a representação da sequência de eventos que levam à autoignição.

Boa parte dos modelos do tipo 0D e *quasi dimensional* utilizados na simulação de *knock* se fundamentam na identificação dos ciclos com *knock*, e algumas estimativas de intensidade de *knock*. Com isto em mente LI; YIN & WANG (2017) propuseram uma abordagem para a definição da intensidade do *knock*. Com dados experimentais de um motor comercial aspirado, MPFI (*multi point port fuel injection*), de quatro cilindros e 1,468 dm³ de deslocamento, os autores identificaram o knock por meio de uma abordagem estatística. Observando a distribuição normal do MAPO de ciclos consecutivos, os autores definiram o fator KF (*knock factor*) como sendo igual a MAPO95/MAPO25, onde MAPO25 e MAPO95 são os valores de MAPO onde a função de distribuição cumulativa assume os valores de 25% e 95%, respectivamente. O trabalho utiliza, então, este fator em conjunto com a integral do tempo característico pelo método de CHEN et al. (2014) para elaborar o modelo de intensidade de *knock*. Adicionalmente, agregam à análise a estimativa da massa específica energética e liberação de calor em pontos quentes na mistura. Os autores observaram, em sua conclusão, alguns pontos críticos no modelo, como o fato de o modelo de duas zonas não prover informações suficientes para a estimativa do tamanho dos pontos quentes.

2.7.3 Estratégias para evitar e mitigar o *knock*

A necessidade de melhorar a eficiência e durabilidade dos motores faz com que haja constante busca por meios de evitar o *knock* e mitigar seu impacto sobre os motores. Uma das alternativas apresentadas é a injeção de água ou outro fluido líquido na câmara de combustão, com o intuito de que a evaporação do fluido reduza a temperatura dos gases no cilindro. Esta abordagem foi avaliada, por exemplo, no trabalho de MARCHITTO et al. (2018). O trabalho destes autores foi realizado em um motor de dois cilindros, injeção indireta de combustível e direta de água, turboalimentado, com comando de válvulas eletro-hidráulico, operando com gasolina (95 RON). Os testes consideraram velocidades entre 3000rpm e 4500rpm, cargas entre 15bar e 17bar, e diferentes razões de mistura. Os autores obtiveram

resultados positivos quanto a mitigação do *knock*, o que proporcionou maior liberdade para o uso de diferentes razões de mistura e para avanços de ignição otimizados.

BAI et al. (2013) propuseram uma estratégia de combustão estratificada estequiométrica com duas regiões homogêneas como forma de mitigar a ocorrência do *knock*. O conceito foi estudado por meio de simulação CFD e validações experimentais. O aparato utilizado no experimento era um motor de ignição por centelha, razão de compressão igual à 13:1 e injeção direta de gasolina. Por meio do controle dos pulsos de injeção em um ciclo, os autores buscaram a formação de uma região de mistura mais rica em combustível próxima à vela e uma região de mistura mais pobre no restante do cilindro. A razão média de mistura do cilindro seria aproximadamente estequiométrica. Desta forma, haveria queima mais rápida no início da combustão, que aconteceria na região mais rica, e boa resistência ao *knock* na região com excesso de ar. Os autores concluíram que a estratégia reduziu efetivamente a tendência ao *knock* com menor impacto se comparado ao retardo do avanço de ignição, estratégia comum utilizada em motores. Ainda, a estratégia utiliza uma mistura global estequiométrica que permite o uso de catalizadores de três vias como os utilizados nos veículos atuais para redução de emissões.

Sobre o estado da arte, podemos concluir que diferentes estratégias tem sido abordadas com o objetivo de evitar o *knock*, entre elas o uso de EGR, combustíveis alternativos, misturas de combustíveis, injeção direta de água na câmara de combustão, estratificação da mistura, entre outras (WANG *et al.*, 2017; ZHEN *et al.*, 2012; ZHU *et al.*, 2019). Estratégias como as já citadas na seção anterior acabam por afetar os fenômenos químicos e termodinâmicos da combustão, já que interferem na composição local ou global dos gases no cilindro. As diferentes condições químicas e termodinâmicas nos motores fizeram com que os diferentes trabalhos que buscam elaborar modelos adequados para a simulação de *knock* obtivessem correlações diferentes uns dos outros. Esta diversidade de resultados deriva das diferenças de abordagens utilizadas nestes trabalhos e pelo fato de serem formulações numéricas cujas constantes são calibradas avaliando-se as condições experimentais dos testes realizados. Nota-se, também, que o uso de tecnologias posteriores aos trabalhos mais antigos resulta em novas tentativas de modelar o fenômeno sob estas novas condições.

O *knock* é um fenômeno cuja observação direta sempre enfrentou grandes dificuldades técnicas devido à construção dos motores, curtíssima duração de um ciclo nos motores e do risco de dano que ela oferece ao equipamento de teste. Desta forma, com a progressão da pesquisa, métodos e instrumentos disponíveis aos autores da área, surgem novos trabalhos com abordagens distintas para a detecção do *knock*. Ainda, a variabilidade cíclica da

combustão anormal faz com que, sob um mesmo regime, existam ciclos com diferentes intensidades de *knock*, abrindo margem também para análises estatísticas do fenômeno.

Por fim, é visível a aplicação e funcionalidade dos modelos mencionados para o cálculo de *knock* em simulações computacionais, bem como dos métodos de detecção de *knock* pelo sinal de pressão. Contudo, a variedade de modelos e de possíveis condições operacionais abre ampla margem para a validação destas abordagens em condições diversas e incluindo metodologias e estratégias mais recentes.

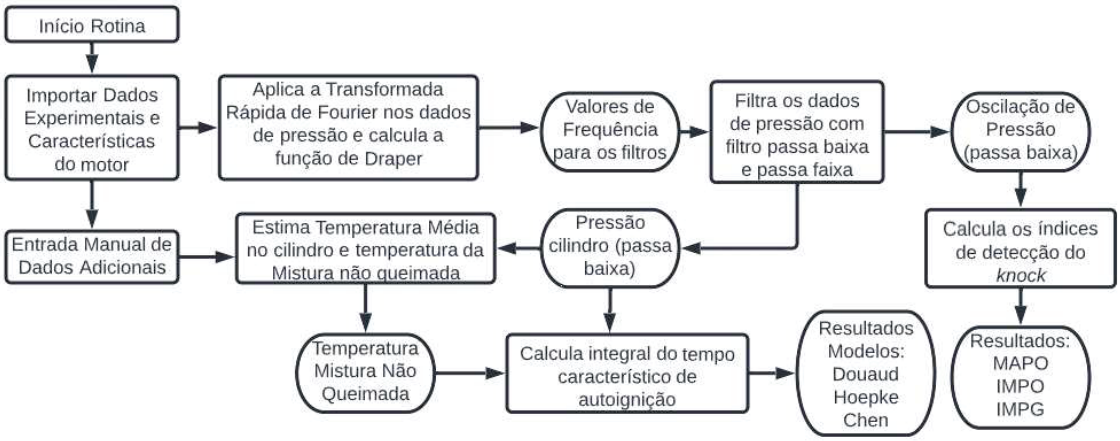
3 METODOLOGIA

Nesta seção está descrita a metodologia utilizada neste trabalho, o aparato experimental, sequência de testes, modelos matemáticos e abordagem utilizada na exposição dos resultados. Os cálculos foram executados por meio de uma rotina computacional escrita utilizando o software SciLab®.

A referência experimental para esta dissertação é o trabalho realizado por RODRIGUES FILHO (2014) em um motor 4 cilindros 1600 cm^3 operando com E27. Os dados experimentais foram exportados pelo software AVL Indicom® para o formato de planilhas do MS Excel®. Antes da execução da rotina de cálculos, todas as planilhas de dados medidos e parâmetros dos testes foram convertidas em arquivos de texto no formato ".dat". A rotina se inicia, então, com a leitura dos arquivos de texto e carregamento das variáveis medidas e parâmetros para o ambiente do SciLab®.

Os índices de detecção de *knock* foram calculados diretamente sobre os valores medidos de pressão instantânea no cilindro. Os modelos de *knock* utilizados neste trabalho, por sua vez, são voltados, principalmente, para simulações do tipo 0D e *quasi dimensional*. Contudo, como forma de isolar o modelo a ser analisado, as variáveis medidas experimentalmente foram utilizadas como entradas para o modelo. Essa abordagem visa evitar a construção de um modelo de simulação de um motor completo, o que demandaria algumas simplificações e aproximações como, por exemplo, a imposição de temperaturas constantes às superfícies da câmara de combustão e a não consideração dos efeitos de turbulência no cilindro. A Figura 10 ilustra, de forma resumida, o fluxo de operações e cálculos da rotina computacional utilizada.

Figura 10 – Operações da Rotina de Cálculo



Fonte: Elaborado pelo autor

3.1 Procedimento Experimental

A referência experimental para este trabalho são ensaios dinamométricos realizados no Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), em um motor 4 cilindros de injeção indireta abastecido com gasolina tipo C (E27). Os detalhes do motor testado estão descritos na Tabela 4.

Tabela 3 – Dados do Motor

Volume deslocado	1596cm³
Configuração	4 cilindros em linha; 4 válvulas por cilindro
Comprimento da biela	137mm
Curso	81,4mm
Diâmetro do Pistão	79mm
Razão Volumétrica de Compressão	11:1
Sistema de Injeção de combustível	Injeção indireta no coletor de admissão

Admissão de ar	Aspirada
Combustível	Gasolina Tipo C (E27)

Fonte: Adaptado de RODRIGUES FILHO (2014)

Os testes foram realizados com diferentes velocidades de rotação do motor, operando em plena carga (*wide open throttle*, ou *WOT*) e com razão estequiométrica de mistura ar-mistura (lambda = 1). A Tabela 5 apresenta os parâmetros de operação utilizados nos experimentos.

Tabela 4 – Condições operacionais dos testes

Velocidade	Razão Ar/Combustível (-)	Avanço de ignição (graus APMS)	Carga
1500	13,2:1	11,9°	*WOT*
1800	13,2:1	13,5°	*WOT*
2000	13,2:1	16,1°	*WOT*
2500	13,2:1	19,9°	*WOT*
3000	13,2:1	21,0°	*WOT*
3500	13,2:1	18,2°	*WOT*
3600	13,2:1	18,1°	*WOT*
4000	13,2:1	18,5°	*WOT*
4500	13,2:1	23,1°	*WOT*
5000	13,2:1	21,2°	*WOT*
5500	13,2:1	24,8°	*WOT*
6000	13,2:1	28,1°	*WOT*

Fonte: Adaptado de RODRIGUES FILHO (2014)

A Tabela 6 apresenta a velocidade de rotação, massa de ar admitida, massa de combustível injetada e a carga de operação do motor, medida pela Pressão Média Efetiva Indicada, para cada condição operacional. As condições avaliadas cobrem a maior parte da faixa operacional de velocidades do motor. Os testes mantiveram mistura ar-combustível estequiométrica.

Tabela 5 – Resultados de operação do motor

Caso	Rotação (RPM)	Pressão Média Efetiva Indicada Líquida (bar)	Massa de ar admitida por ciclo (mg)	Massa de combustível injetada por ciclo (mg)
1	1500	9,82	306,1	24,6
2	1800	10,31	326,8	25,4
3	2000	10,20	340,6	25,9
4	2500	10,47	331,2	26,3
5	3000	10,49	337,5	26,7
6	3500	10,97	408,5	28,5
7	3600	11,21	399,8	28,9
8	4000	11,72	401,7	30,4
9	4500	11,95	403,0	30,5
10	5000	11,73	406,9	30,8
11	5500	11,27	402,0	30,5
12	6000	10,26	375,1	28,3

Fonte: Adaptados de RODRIGUES FILHO (2014)

A medição dos dados de cada condição operacional foi realizada em regime permanente e os dados são apresentados como média de 100 ciclos. Para cada condição avaliada, as variáveis relevantes medidas foram:

- Posição angular da árvore de manivelas. A referência utilizada nesta medição é de 0° no Ponto Morto Superior de compressão do cilindro. Esta variável é expressa em graus Depois do Ponto Morto Superior (ºDPMS), ou seja. aumenta de valor no sentido de rotação do motor;

- Pressão instantânea no cilindro medida em Pascal (Pa);

- Vazão mássica de combustível injetado (g/h);

- Vazão mássica admitida de ar (kg/h);

O sinal de pressão no cilindro precisa ser tratado antes de ser utilizado para o cálculo de outras variáveis, como também para separar o sinal de oscilação de pressão do *knock*. A partir dos dados de entrada e das variáveis medidas nos experimentos, os parâmetros a seguir foram calculados:

- Volume instantâneo da câmara de combustão, desconsiderando o deslocamento do pino do pistão (*offset*) (m^3);

- Temperaturas no cilindro (K);

- Pressão média efetiva indicada para o ciclo (cada regime de operação) (bar);

- Tempo crítico para a autoignição (τ) conforme os modelos de Douaud (DOUAUD; EYZAT, 1978), Chen (CHEN *et al.*, 2014) e Hoepke (HOEPKE *et al.*, 2012);

- Integral do tempo crítico, conforme proposto por Livengood (LIVENGOOD; WU, 1955)

- Taxa sensível de liberação de calor e fração instantânea de combustível queimada (J/s e %);

Por meio do sinal de oscilação da pressão do *knock*, foram ainda calculados os indicadores de *knock*:

- *Maximum Amplitude of Pressure Oscillation* (MAPO)

- *Integral of Modulus of Pressure Oscillation* (IMPO)

- *Integral of Modulus of Pressure Gradient* (IMPG)

Com base nos dados descritos, foi realizada a comparação entre os modelos de *knock* e os indicadores de *knock* baseado no sinal de pressão.

3.2 Modelo Matemático

A implementação do modelo matemático foi feita através do software SciLab®. Os dados experimentais foram utilizados como dados de entrada tanto para o cálculo dos métodos de detecção quanto para o cálculo dos modelos de *knock*.

3.2.1 Tratamento da Pressão

Para uso adequado do sinal de pressão medido pelo sensor na câmara de combustão, é necessário preparar os dados coletados antes dos cálculos e análises. O sinal de pressão precisa ser tratado de duas formas distintas, de acordo com o uso pretendido para este sinal. Primeiro, para remover ruídos e oscilações do sinal de pressão, o sinal foi filtrado por meio da aplicação de um filtro de baixa frequência do tipo Butterworth de 4ª ordem. A frequência de corte utilizada foi de 6,6kHz, o que implica que sinais acima desta frequência foram removidos da medição. Esta frequência foi escolhida através do uso da equação de Draper (DRAPER, 1935), e equivale ao primeiro modo de vibração radial. Tal procedimento é necessário, por exemplo, para reduzir os ruídos ao utilizar o sinal de pressão para o cálculo da liberação de calor.

Em paralelo, o sinal de pressão medido precisa ser tratado para separar e distinguir as oscilações de pressão causadas pelas ondas de choque do *knock*. Para isto, um filtro passa-faixa do tipo Butterworth de 7ª ordem foi aplicado no sinal medido. O filtro de Butterworth foi escolhido para as tarefas de filtragem do sinal de pressão por ter resposta mais suave próximo às frequências de corte. Para definir as frequências de corte do filtro passa faixa, o sinal de pressão foi submetido à uma Transformada Rápida de Fourier, sendo transposto para o domínio da frequência. Como o *knock* excita a estrutura do cilindro em frequências específicas à geometria deste, o gráfico Amplitude x Frequência da transformada de Fourier apresenta picos de amplitude perto dessas frequências nos casos em que ocorre o *knock*. Desta forma, o intervalo de corte do filtro será definido com base na análise deste sinal no domínio da frequência.

3.2.2 Volume Instantâneo

O volume instantâneo do cilindro foi definido conforme a Equação 2, apresentada no Capítulo 2.

3.2.3 IMEP

A pressão média efetiva indicada é definida como o trabalho indicado do ciclo dividido pelo volume deslocado do motor. O trabalho indicado pode ser encontrado pela integração da área do diagrama Pressão x Volume do cilindro no intervalo entre o PMI ao final da admissão e o PMI ao final da expansão. A integral foi calculada pelo método dos trapézios. Neste trabalho, foi considerado o valor chamado de PME Líquida (*Net IMEP* em inglês), ou *IMEP 720*, por considerar o intervalo de integração de um ciclo completo, incluindo as perdas de bombeamento na admissão e exaustão.

$$NIMEP = \frac{\int_{V_0}^{V_{720}} P.dV}{V_d} \quad (21)$$

3.2.4 Temperaturas nos Modelos de Duas Zonas

As Taxas de Liberação de Calor foram estimadas pela Equação 22:

$$\frac{dQ_{quim}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (22)$$

Na Equação 22, temos:

- V é o volume total instantâneo da câmara de combustão (m³);

- γ é a razão de calores específicos do gás na câmara de combustão (m);

- θ é a posição angular do eixo virabrequim (graus);

- P é a pressão instantânea na câmara de combustão (bar);

- Q_{quim} é a energia química liberada pela combustão (J);

A Equação 22 tem duas simplificações relevantes. Ela desconsidera a troca de calor através das fronteiras do cilindro e também desconsidera os efeitos de frestas (ou *crevice effects*, em inglês). Contudo, para a análise feita neste trabalho, tais efeitos tem pouca relevância, já que não será avaliada a energia total liberada pela combustão.

3.2.5 Temperaturas nos Modelos de Duas Zonas

Os modelos de *knock* que serão utilizados avaliam a tendência de autoignição da mistura ar-combustível com base em seu estado termodinâmico. Desta forma, a temperatura média do cilindro não seria a mais adequada para o cálculo destes modelos. A distinção das temperaturas das zonas de gases queimados e de mistura combustível se faz então necessária para o cálculo do *knock*.

A temperatura média na câmara de combustão pode ser obtida modelando os gases em seu interior como um gás ideal, como na Equação 23.

$$T = \frac{PV}{n\bar{R}} \; ou \; T = \frac{Pv}{R_{gas}} \qquad (23)$$

Na Equação 23 temos que:

- T é a temperatura média na câmara de combustão (K)
- P é a pressão medida na câmara de combustão (Pa)
- V é o volume instantâneo dda câmara de combustão (m³)
- v é o volume específico médio dos gases na câmara de combustão (m³/kg)
- n é o número de moles dos gases na câmara de combusão (mol)
- $\bar{R}$ é a constante universal dos gases (J/mol.K)

- R_{gas} é a constante do gás na câmara de combustão (J/kg.K)

Para a definição do volume específico, seria necessário estimar as massas de ar e combustível admitidas no cilindro, bem como a massa de gases de escape residuais remanescentes do processo de exaustão. A definição da massa residual, contudo, é de modelamento complexo, e exige avaliação da dinâmica dos gases nos processos de exaustão e admissão. Para este trabalho, contudo, foi assumida a fração de 5% de massa residual com o objetivo de manter o modelo tão simples simples quanto possível para aplicações em modelos de simulação ou análises experimentais.

Para a estimativa da temperatura na mistura ar-combustível durante a combustão, é preciso fazer algumas considerações:

1) O volume da câmara de combustão é dividido em duas zonas distintas contendo, respectivamente, a mistura ar-combustível e os gases produzidos na combustão.
2) As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis
3) A variação dos calores específicos é desprezível
4) Não há troca de calor significativa entre as zonas
5) As zonas estão em equilíbrio de pressão
6) A mistura ar-combustível à frente da chama passa por um processo de compressão politrópica devido ao aumento de pressão durante a combustão.

Considerando, então, a compressão politrópica da mistura desde o instante imediatamente anterior à ignição até o instante determinado pela posição angular θ do eixo virabrequim, temos a Equação 24:

$$\frac{T_{nq}(\theta)}{T(\theta_{ign})} = \left[\frac{P(\theta)}{P(\theta_{ign})}\right]^{\frac{n-1}{n}} \quad \Rightarrow \quad T_{nq}(\theta) = T(\theta_{ign})\left[\frac{P(\theta)}{P(\theta_{ign})}\right]^{\frac{n-1}{n}} \qquad (24)$$

Onde:

- T é a temperatura média da câmara de combustão (K)
- T_{nq} é a temperatura da zona contendo a mistura combustível à frente da chama (K)
- P é a pressão na câmara de combustão (Pa)
- θ é a posição angular instantânea do eixo virabrequim (°DPMS)
- θ_{ign} é a posição angular do virabrequim no instante em que ocorre a centelha (°DPMS)

- n é o coeficiente politrópico do processo de compressão (-)

TEIXEIRA et al.(2015) avaliaram o coeficiente politrópico no intervalo de 5° de deslocamento angular do virabrequim imediatamente anterior à centelha, de acordo com a Equação 25:

$$n = \frac{\log[P(\theta_{ign})] - \log[P(\theta_{ign} - 5°)]}{\log[V(\theta_{ign} - 5°)] - \log[V(\theta_{ign})]} \quad (25)$$

3.2.6 Tempo Crítico do Modelo de *Autoignição*

Os modelos de tempo crítico de autoignição utilizados neste trabalho consideram os seguintes parâmetros de entrada:

- pressão instantânea na câmara de combustão (*p,* em bar);
- temperatura instantânea na câmara de combustão (*T,* em K)
- resistência ao *knock* do combustível (*ON*) expressa pelo AKI (*Anti-Knock Index*);
- fração de gás de escape recirculado (X_{EGR}, decimal sem unidade);
- razão de mistura ar-combustível (*λ*, sem unidade).

Os modelos utilizados são os modelos de Douaud (DOUAUD; EYZAT, 1978), Wayne (WAYNE *et al.*, 1998), Hoepke (HOEPKE *et al.*, 2012) e Chen (CHEN *et al.*, 2014). As formulações destes modelos estão expressas, respectivamente, nas Equações 26, 27 e 28.

$$\tau = 17{,}68 \left(\frac{ON}{100}\right)^{3.402} p^{-1{,}7} e^{\frac{3800}{T}} \quad (26)$$

$$\tau = 8{,}449x10^{-5} (1 - X_{EGR})^{0{,}8881} \left(\frac{p}{T}\right)^{-1{,}343} e^{\frac{5266}{T}} \quad (27)$$

$$\tau = 5{,}35x10^{-5} . \left(\frac{p}{T}\right)^{-2{,}374} . (1 - X_{EGR})^{-3{,}013} . \lambda^{-1{,}927} . e^{\frac{3167}{T}} \quad (28)$$

Os valores do tempo característico τ foram usados para o cálculo da integral conforme descrito por LIVENGOOD & WU (1955) e expressas na Equação 29.

$$1 = \int_{t_i}^{t_f} \frac{1}{\tau} dt \qquad (29)$$

O critério para a autoignição é atendido quando a Equação 29 assume o valor 1. A integral foi calculada usando o método dos trapézios.

3.2.7 Indicadores de *Knock*

Os indicadores de *knock* utilizados são o MAPO, IMPO, em IMPG, calculados conforme as Equações 17, 18 e 19.

$$IMPG = \int_{\theta_i}^{\theta_i+\delta} \left|\frac{d\hat{p}}{d\theta}\right| d\theta \qquad (17)$$

$$IMPO = \int_{\theta_i}^{\theta_i+\delta} |\hat{p}|\, d\theta \qquad (18)$$

$$MAPO = \max\left(|\hat{p}|_{\theta_i}^{\theta_i+\delta}\right) \qquad (19)$$

Onde:

- θ_i é a posição angular do eixo virabrequim (°DPMS) onde se inicia a análise;
- $\hat{p}$ é o sinal de pressão filtrado no intervalo de frequência das oscilações (Pa);
- δ é o intervalo de medição/avaliação do sinal (°DPMS).

3.2.8 Análise

Os resultados obtidos pelos cálculos foram analisados comparando a detecção do *knock* de acordo com os indicadores e considerando os instantes em que a integral de Livengood & Wu atinge o critério de autoignição.

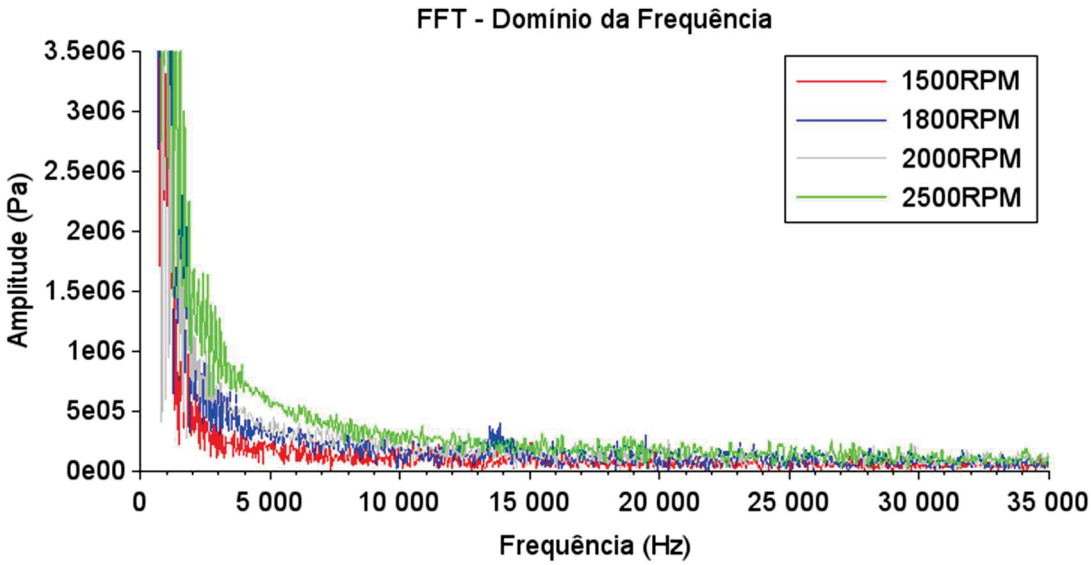
4 RESULTADOS

Nesta seção, estão expostos os resultados referentes aos experimentos de referência, bem como os resultados calculados pelos métodos de detecção de *knock* e pelos modelos de autoignição. Para este trabalho, 12 condições operacionais foram avaliadas com o intuito de mostrar a viabilidade da metodologia aplicada e consistência das análises.

4.1 Resultados Experimentais

Para a análise das oscilações de pressão, a distribuição das amplitudes ao longo do domínio da frequência foi avaliada pela Transformada Rápida de Fourier do sinal de pressão na câmara de combustão. A Figura 11 mostra a FFT para cada os casos com velocidade até 2500rpm.

Figura 11 – Oscilações de pressão no domínio da frequência – 1500RPM a 2500RPM WOT

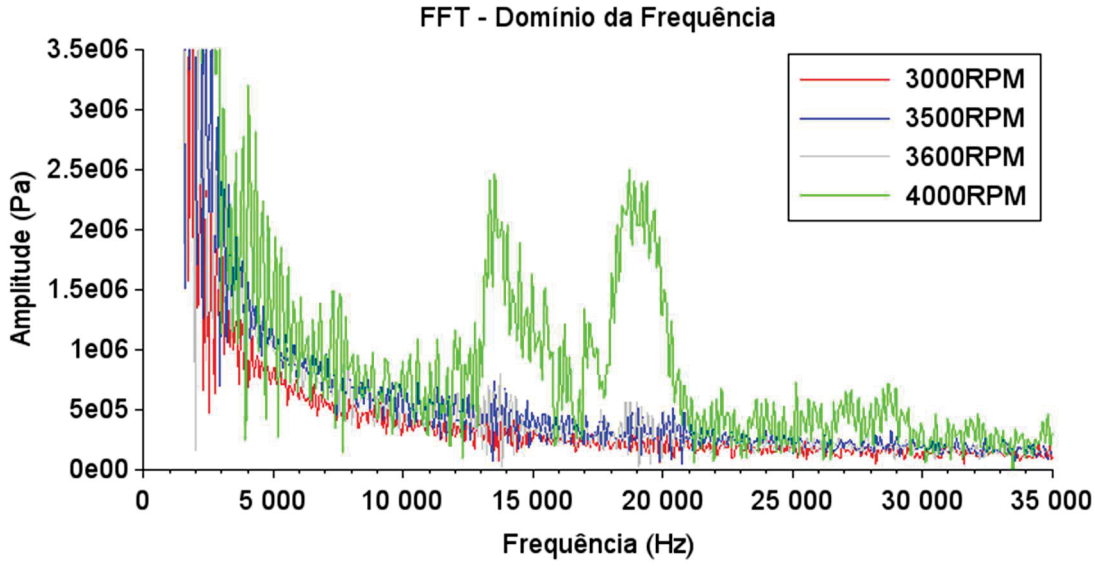


Fonte: Elaborado pelo autor

Na região à esquerda dos gráficos a amplitude se aproxima de seu valor máximo que está relacionado à máxima pressão do ciclo e que ocorre com menor frequência (uma vez por ciclo). Ao longo do eixo horizontal, no sentido do aumento de frequência, estes casos não apresentam notável elevação de amplitude. Isto indica que os casos apresentados na Figura 11 não apresentam oscilações de alta frequência com amplitude significativa, além de possíveis ruídos de medição.

A Figura 12 apresenta a análise por FFT para os casos com velocidade entre 3000 rpm e 4000 rpm. Os casos com velocidade 3000rpm, 3500rpm e 3600rpm apresentam comportamento similar ao observado nos casos com menores velocidades de rotação. Já o caso de 4000 rpm apresenta elevação da amplitude nas frequências próximas a 15kHz. Tal resultado implica que a medição de pressão para o caso de 4000rpm apresenta oscilações nas frequências próximas à 15kHz com amplitude notavelmente elevada em relação aos ruídos e demais oscilações que compõem a onda de pressão.

Figura 12 – Osilações de pressão no domínio da frequência – 3000RPM e 4000RPM WOT

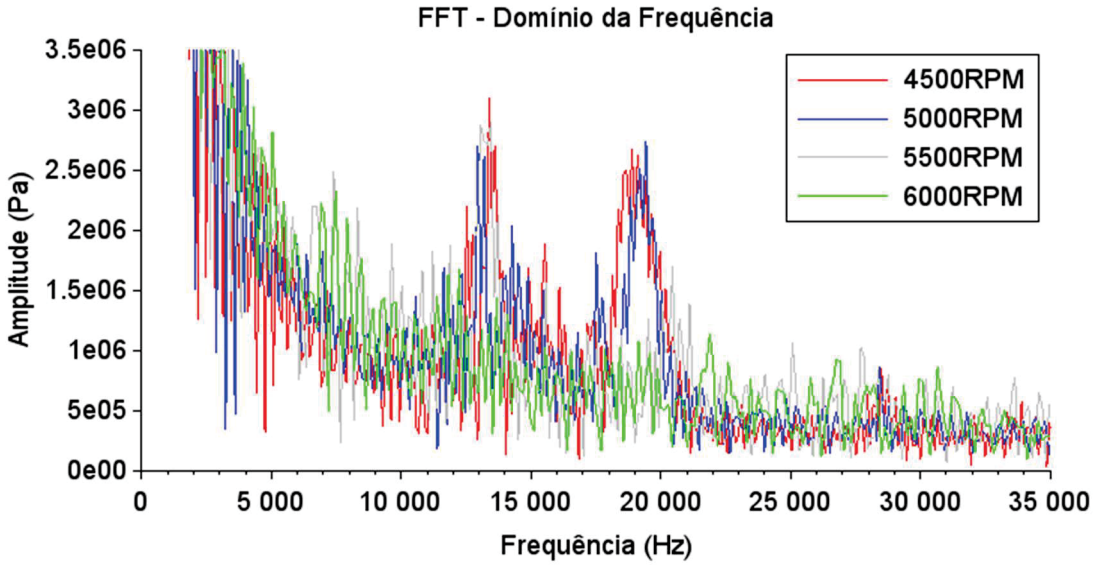


Elaborado pelo autor

Comportamento similar pode ser observado para os casos com velocidades entre 4500rpm a 6000rpm, apresentados na Figura 13. Os casos com velocidade de 4500rpm e 5000rpm apresentam a mesma elevação de amplitude na região de 15kHz, como observado

para o caso de 4000rpm. É possível observar também a elevação da amplitude na região de 20kHz para estes casos. Já o caso com velocidade igual a 5500rpm apresenta elevação notável de amplitude apenas na região de 15kHz. Por fim, não é possível observar elevações de amplitude no caso de 6000rpm.

Figura 13 – Osilações de pressão no domínio da frequência – 45000RPM e 6000RPM WOT

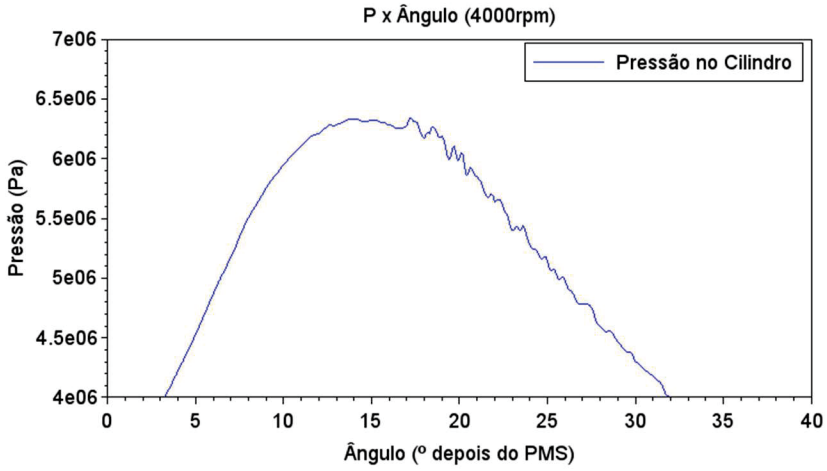


Elaborado pelo autor

Com base nos resultados da análise FFT, é possível inferir que as configurações geométricas deste motor fazem com que as ondas de choque de *knock* oscilem nas frequências nas quais foram observadas elevações de amplitude. Desta forma, o intervalo de frequência para o filtro passa-faixa foi definido como sendo de 12kHz e 23kHz.

Sem o processo de filtragem de sinal com o filtro passa-faixa, a oscilação da pressão pode ser visualizada pela ampliação da região de maior pressão do ciclo, como podemos ver na Figura 14, que apresenta a pressão para o caso com rotação igual a 4000rpm

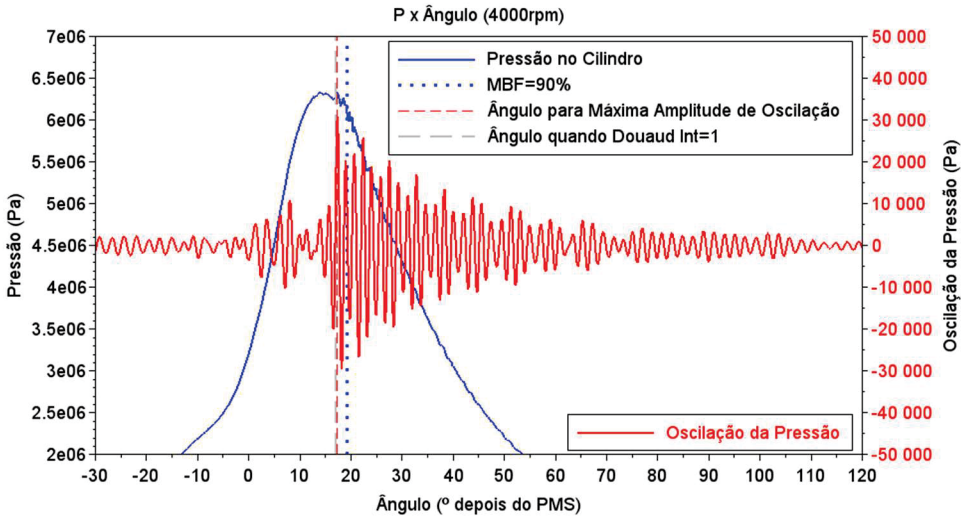
Figura 14 – Pressão medida no cilindro – 4000rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo autor

Devido à complexidade dos fenômenos na câmara de combustão, oscilações causadas por *knock* mais leves podem ser visualmente difíceis de distinguir na medição direta da pressão. Isto ocorre devido aos diversos fatores que interferem nesta medição: heterogeneidades na distribuição de pressão na câmara, as diferentes ondas de choque se propagando em virtude do *knock*, ruídos de medição interferindo nos sensores, entre outros. Está representada, na Figura 15, a oscilação de pressão filtrada no intervalo de 12kHz a 23kHz.

Figura 15 – Pressão no cilindro e oscilação de pressão – 4000rpm WOT



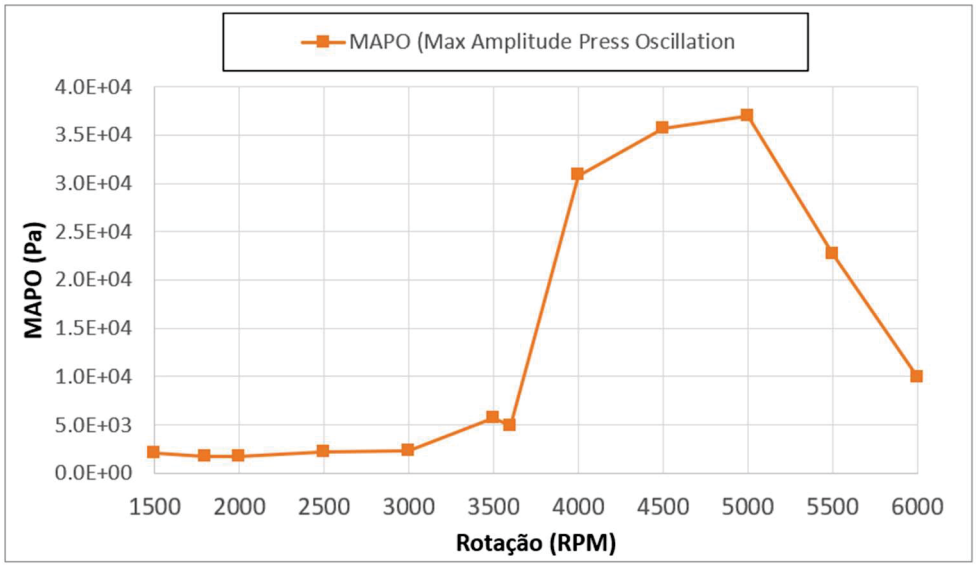
Fonte: Elaborado pelo autor

Ao analisar a oscilação da pressão para o caso de 4000rpm, representada pela linha vermelha com escala no eixo à direita, é possível notar características próprias da oscilação de pressão do fenômeno do *knock*: picos de oscilação no início do fenômeno e redução gradativa da amplitude de oscilação, de maneira similar a uma vibração subamortecida. Também estão indicados na Figura 15: o ângulo no qual ocorre a maior amplitude de vibração; o ângulo no qual o modelo de Douaud atinge o valor 1; e o ângulo no qual a massa de mistura ar-combustível consumida pela combustão atinge 90% da massa total de combustível. Os dois primeiros eventos, marcados pelas linhas verticais tracejadas, ocorrem pouco antes do terceiro (marcado pela linha pontilhada). A primeira onda de choque impulsionada pelo início do *knock* se relaciona à máxima amplitude medida. Não havendo, então, grande quantidade de massa combustível a ser consumida, as demais oscilações indicam a reflexão e propagação das ondas de choque no cilindro que diminuem gradativamente de amplitude na medida em que sua energia se dissipa na ausência da combustão.

É interessante observar, ainda, a coerência entre os instantes onde ocorre a máxima amplitude de vibração e o instante onde o modelo de Douaud atinge o valor 1, indicando a propensão ao *knock*. Seria esperado, contudo, que o modelo indicasse a propensão ao *knock* um pouco antes da ocorrência da primeira oscilação e da máxima amplitude. Entretanto, considerando a complexidade do fenômeno e possíveis heterogeneidades dentro da câmara de combustão, é esperado que tanto o modelo quanto a detecção do *knock* tenham pequenas variações instantâneas.

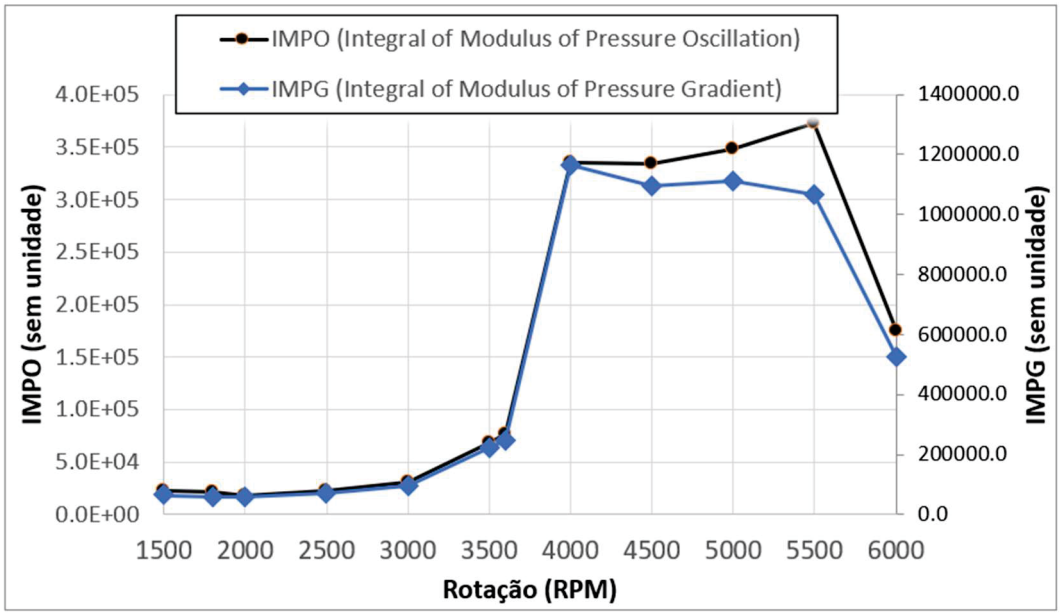
Para avaliar o comportamento do modelo e dos métodos de detecção do *knock* ao longo dos modos de operação utilizados, é interessante observar seus resultados lado a lado. As Figuras 16 e 17 indicam os resultados dos diferentes métodos de detecção para todos os casos apresentados neste trabalho.

Figura 16 – Detecção do *Knock* pelo método MAPO – WOT 1500rpm a 6000rpm



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 17 – Detecção do *Knock* pelos métodos IMPO e IMPG – WOT 1500rpm a 6000rpm



Fonte: Elaborado pelo autor

O índice MAPO, medido para cada condição operacional e expresso na Figura 16, apresenta valores baixos e aproximadamente constantes para os casos com velocidade até 3600rpm, ligeiramente menores para os casos de menor rotação. O mesmo pode ser observado, na Figura 17, em relação aos índices IMPO e IMPG. Para estes casos, os três índices de detecção não indicariam a presença do *knock* ou indicariam intensidades de *knock* inferiores comparadas aos demais casos. Para os casos com velocidade de rotação de 4000rpm até 6000rpm, há uma mudança no comportamento dos três índices.

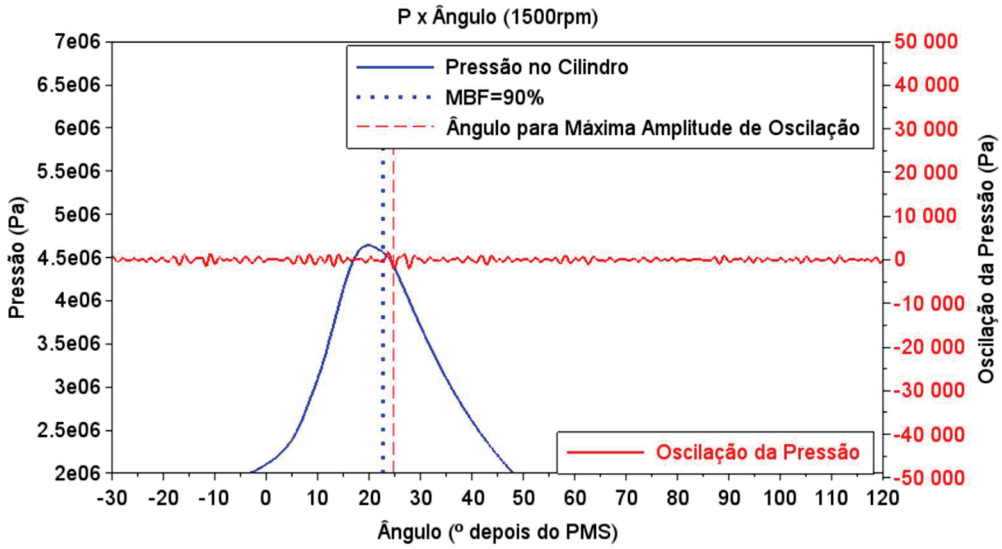
Observa-se que o índice MAPO apresenta valores crescentes e acima de 30.000kPa para os casos entre 4000rpm e 5000rpm, com um decréscimo sensível para 5500rpm e 6000rpm. Neste último caso, o valor calculado para o índice foi de 9.969,7kPa de amplitude de oscilação. Por este índice, os casos entre 4000rpm e 5500rpm apresentariam valores intensidades de *knock* elevados em relação aos demais casos e o caso com velocidade igual a 6000rpm apresentaria menor intensidade de *knock*, aproximando-se mais dos resultados obtidos nos casos até 3600rpm. Já os índices IMPO e IMPG apresentam valores calculados que indicam similar intensidade de *knock* para os casos entre 4000rpm e 5500rpm. Estes índices divergem entre si ao passo em que os casos em questão apresentam índices de IMPO ligeiramente crescentes enquanto seus valores de IMPG são ligeiramente decrescentes. Já o caso de 6000rpm, considerando os índices IMPO e IMPG, apresenta intensidade de *knock* inferior aos casos entre 4000rpm e 5500rpm e ligeiramente superior aos casos com velocidade inferior a 3600rpm. De modo geral, os índices IMPG e IMPO apresentam resultados coerentes entre si e, à exceção do caso de 5500rpm, são coerentes também com o índice MAPO

Esta similaridade entre os valores encontrados é um possível resultado do fato de serem calculados a partir do mesmo parâmetro: a oscilação de pressão filtrada. Desta forma, certa coerência entre os resultados é de fato esperada. Por outro lado, o arranjo matemático para o cálculo de cada um traz certas diferenças importantes. A principal diferença entre o MAPO e os demais índices de detecção de *knock* é que o MAPO considera apenas a maior amplitude de oscilação, enquanto o IMPG e o IMPO são integrais calculadas ao longo do intervalo de vibração. Desta forma, ainda que a amplitude máxima para o caso de 5500rpm seja menor, é possível que as oscilações tenham durado por um intervalo maior de tempo, o que seria uma possível explicação para que os valores de IMPO e IMPG não tenham caído tanto quanto o valor de MAPO para o caso em questão.

De forma a complementar esta análise, é necessário observar diretamente as oscilações de pressão filtradas. A Figura 18 apresenta a curva de pressão e oscilações filtradas condição operacional velocidade de rotação igual a 1500rpm. É possível observar que, para este caso,

a oscilação da pressão (em vermelho) não apresenta alterações significativas ao longo do ciclo, mantendo oscilações de pequena amplitude ao longo do intervalo mostrado. Tais oscilações podem ser frutos de ruídos de medição ou outros efeitos dinâmicos de pressão dentro da câmara de combustão. Desta forma, considerando as características das oscilações, os baixos valores dos índices calculados para esta condição não indicam *knock* sensível.

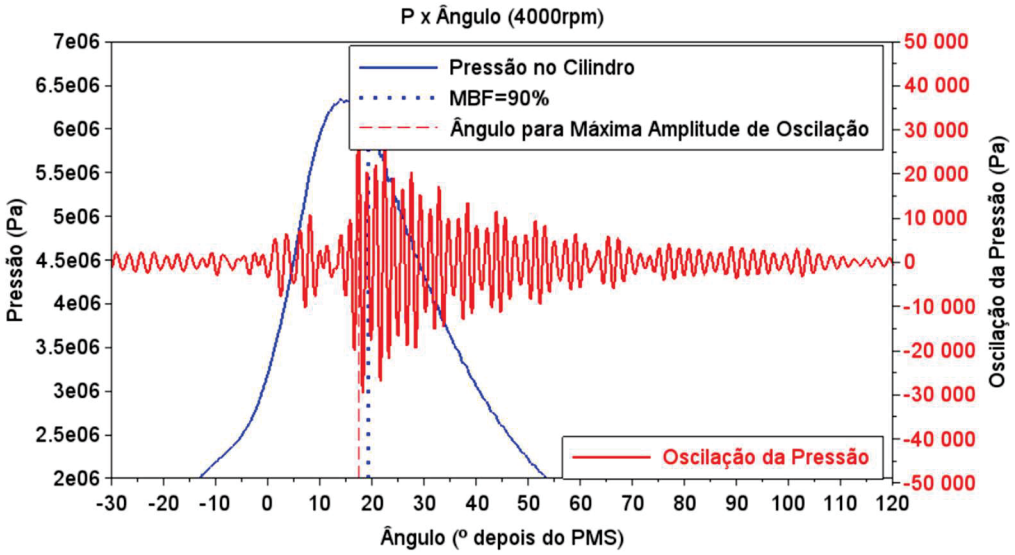
Figura 18 – Pressão no cilindro e oscilação de pressão – 1500rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo autor

A curva de pressão e a oscilação de pressão filtrada para a condição operacional com velocidade igual a 4000rpm estão expressas na Figura 19. Na mesma Figura está indicado também o ângulo em que ocorre a maior intensidade de oscilação de pressão em módulo. Á partir deste ponto, localizado em 17,3° de posição angular do eixo virabrequim, as oscilações de pressão passam por um aumento de módulo intenso. Em seguida, decaem gradualmente até valores próximos aos encontrados antes do aumento de oscilação. Pode-se observar a natureza das ondas de choque do *knock* que se refletem no interior do cilindro como as oscilações de uma vibração subamortecida. Não havendo mais energia de combustão que a sustente, a onda de choque se reflete nas paredes do cilindro dissipando gradualmente sua energia.

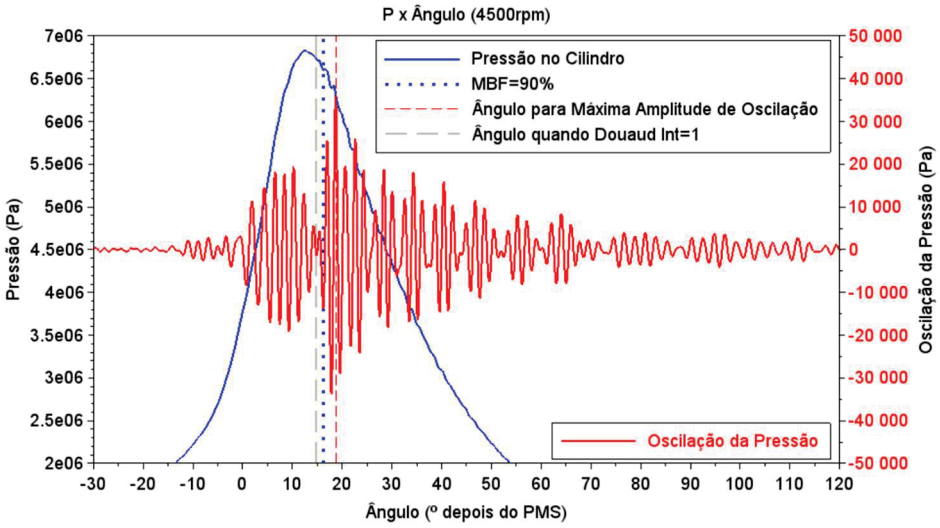
Figura 19 – Pressão no cilindro e oscilação de pressão – 4000rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 20 apresenta a condição operacional com velocidade igual a 4500rpm, que apresentou valores elevados nos três índices de *knock*. A curva de oscilação filtrada de pressão, para este caso, não apresenta o comportamento puramente subamortecido observado na figura anterior. Para esta condição, a oscilação de pressão se inicia com amplitude crescente e, a partir de sua máxima amplitude, apresenta tendência de decrescimento. É possível observar, também, que as oscilações não são uniformes. Tais características observadas são, possivelmente, resultado da medição das variáveis por meio da média de 100 ciclos. Desta forma, ciclos com e sem *knock*, bem como ciclos com oscilações de pressão defasadas entre si, são incorporados ao cálculo da média, dificultando a identificação do comportamento subamortecido do *knock*.

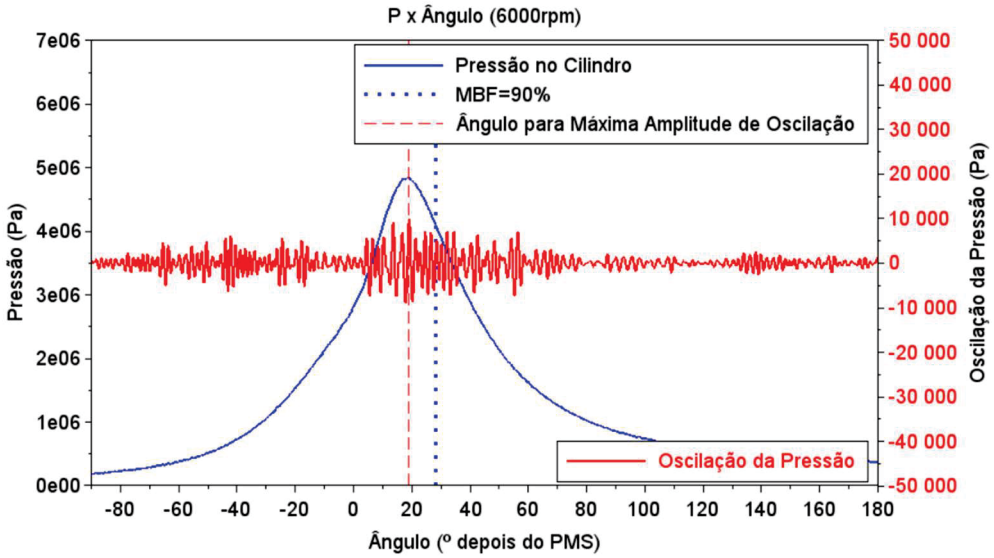
Figura 20 – Pressão no cilindro e oscilação de pressão – 4500rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 21 apresenta as curvas de pressão no cilindro e oscilações de pressão para a condição operacional com velocidade angular igual a 6000rpm. Esta condição apresentou valores inferiores para os índices de *knock* em relação às condições com velocidade entre 4000rpm e 5500rpm. É possível observar que, ao longo do estágio de compressão e do início da expansão, a oscilação de pressão não sofre variações intensas. Pode-se observar amplitudes ligeiramente maiores na região do pico de pressão do ciclo, mas a diferença de amplitude entre este intervalo e o intervalo anterior não é tão notável quanto nos demais casos apresentados. Por fim, após aproximadamente 60°, é possível ver que a oscilação de pressão reduz sensivelmente sua amplitude por todo o intervalo restante do gráfico. Como observado anteriormente, é possível que as medições médias de 100 ciclos tenham interferido na medição do sinal de oscilação de pressão. Desta forma, ciclos com *knock* e ciclos sem *knock* dentre os cem ciclos medidos se somariam à média registrada. Como o caso de 6000rpm registrou menores valores para os índices MAPO, IMPO e IMPG, espera-se que este fenômeno seja mais intenso já que, por estar mais próximo ao que seria o limiar de *knock*, a quantidade de ciclos sem *knock* dentre os cem ciclos medidos seria maior em comparação aos demais casos.

Figura 21 – Pressão no cilindro e oscilação de pressão – 6000rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo autor

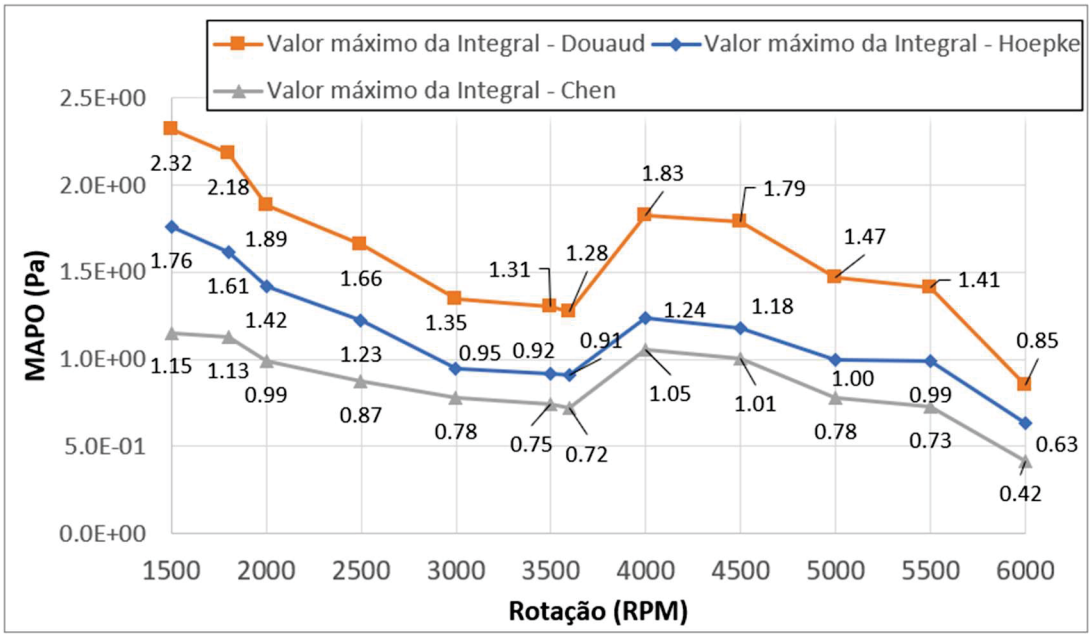
É possível observar que, ao longo do estágio de compressão e do início da expansão, a oscilação de pressão não sofre variações significativas. Considerando a característica das oscilações apresentadas nesta condição operacional, os baixos valores encontrados para os índices de *knock* indicam a ausência de *knock* sensível nesta condição operacional. Ao comparar esta condição operacional com as demais condições que apresentaram *knock*, pode-se presumir que, devido à alta rotação, as diferenças de turbulência e velocidade de propagação de chama podem ter reduzido o tempo disponível para as reações precursoras da ignição espontânea, mitigando assim a ocorrência de autoignição e *knock* nesta condição.

4.2 Resultados dos Modelos de *Knock*

A Figura 22 apresenta os valores medidos para os modelos de *knock* para cada caso avaliado, bem como os valores máximos para a integral de autoignição. A princípio, de acordo com o modelo de Douaud, ocorreria o *knock* em quase todos os casos avaliados já que o valor máximo da integral, calculado no intervalo da combustão, supera 1 na maioria dos casos. A única exceção para este modelo é o caso de 6000rpm, cuja valor máximo calculado para a integral foi igual a 0,85.

Já o modelo de Hoepke aponta a presença de autoignição nos casos de 1500 a 2500rpm e de 4000rpm a 5000rpm. É importante observar que, mesmo considerando os quatro casos com maiores índices de *knock* calculados (4000rpm a 5500rpm), a integral calculada pelo modelo de Hoepke decresce de 1,24 para 0,99, ainda que os casos em questão tenham valores próximos para os índices IMPO e IMPG. Por fim, observa-se que os três modelos apresentam tendências similares, mas com valores bastante reduzidos para os modelos de Hoepke e Chen. O modelo de Chen apresenta tendência similar ao modelo de Hoepke, porém com valores ainda mais reduzidos, o que implica que esse modelo apresenta as mesmas discordâncias entre seus resultados e os resultados dos índices de *knock*.

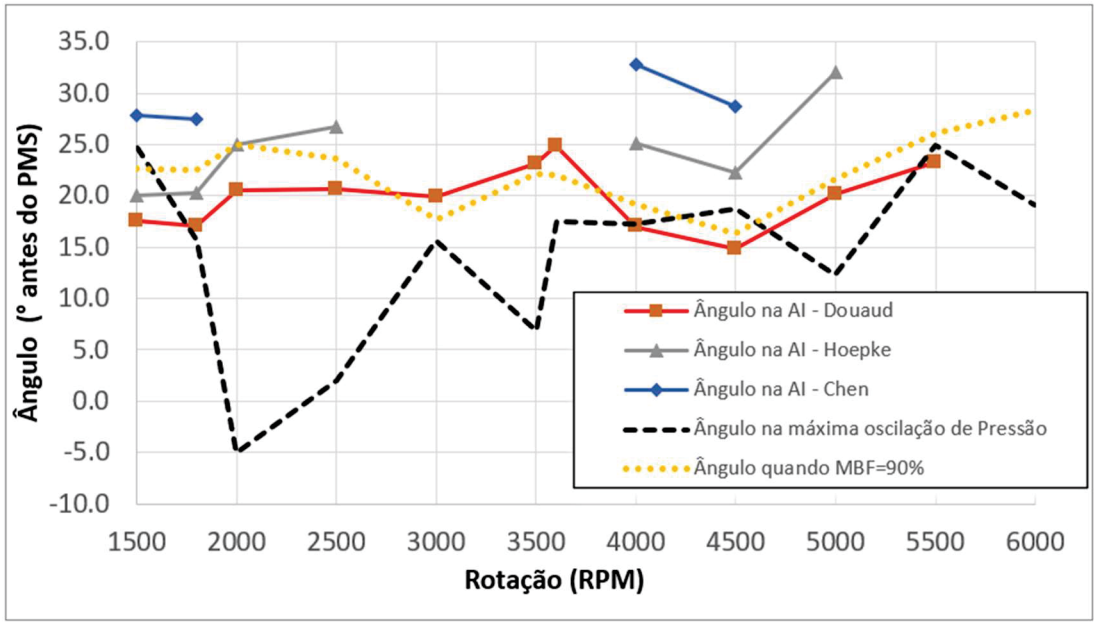
Figura 22 – Integral de Auto-Ignição – WOT 1500rpm a 600rpm



Fonte: Elaborado pelo autor

Para correlacionar melhor os resultados obtidos pelos modelos de *knock* com os resultados experimentais de observação do *knock*, é preciso fazer um paralelo entre estes valores. Na Figura 23 estão representados os instantes (em graus antes do Ponto Morto Superior) em que a Integral dos modelos de *knock* atinge o valor 1 (Ângulo na AI), bem como o instante em que ocorre a maior amplitude de oscilação e o instante em que a combustão consome massa equivalente a 90% da massa total de combustível na câmara de combustão.

Figura 23 – Instante de Auto-Ignição – 1500rpm a 6000rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo autor

Para os casos com velocidade com velocidade entre 1500rpm e 3600rpm, o instante em que os modelos de autoignição indicam o início da combustão anormal não coincide adequadamente com o instante em que ocorre a maior amplitude de oscilação de pressão. Não era esperado, entretanto, que apresentassem boa correlação, já que os casos em questão não apresentaram *knock* sensível se considerados os resultados dos índices de *knock*. Ainda que os modelos indiquem a presença da autoignição para estes casos, o fenômeno não resultou em oscilações de pressão sensível.

Para os casos com velocidades maiores que 4000rpm, contudo, o modelo de Douaud já se correlaciona de maneira mais adequada com os instantes de máxima oscilação de pressão. Para o caso de 4000rpm, o modelo de Douaud registrou a propensão ao *knock* em um instante muito próximo ao instante onde ocorreu a máxima amplitude de vibração medida. Para os casos de 4500rpm e 5500rpm, o modelo de Douaud registrou a propensão ao *knock* em instantes ligeiramente anteriores à ocorrência da máxima amplitude de vibração. Este resultado é coerente já que as ondas de choque se propagam e chegam ao sensor de pressão após o início do fenômeno. Já os modelos de Hoepke e Chen, mesmo para os casos em que a autoignição foi detectada, registraram a propensão ao *knock* de forma bem tardia comparados ao modelo de Douaud e à ocorrência da maior amplitude de oscilação de pressão. No caso de 5000rpm, o modelo de Douaud registrou a propensão ao *knock* após o instante

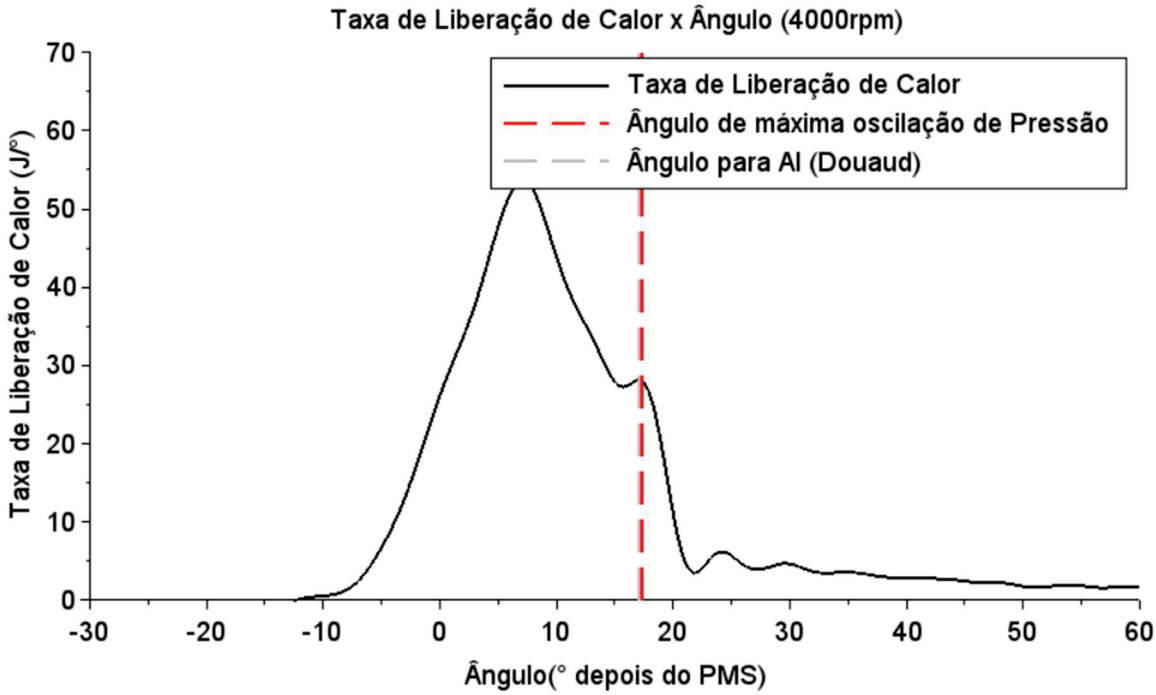
de máxima oscilação de pressão. Este desvio pode ser resultado das distorções na oscilação de pressão causadas pelo cálculo da média dos 100 ciclos medidos. A interferência destrutiva entre oscilações em diferentes fases poderia ter atenuado algum pico de oscilação ou mesmo deslocado sua posição angular.

As diferenças entre os resultados dos três modelos de autoignição podem ser explicadas considerando alguns pontos. Os modelos de Chen e Hoepke computam variáveis adicionais (EGR e lambda) e foram concebidas com o objetivo de avaliar a condição de operação de motores com tecnologias mais recentes. Desta forma, o modelo de Douaud parece responder de forma mais adequada no caso do motor avaliado neste trabalho. É preciso observar, também, que os casos avaliados não variam as condições de EGR e lambda, parâmetros cuja variação foi o foco nos trabalhos de HOEPKE et al. (2012) e CHEN et al. (2014) e não considerados explicitamente na concepção do modelo de Douaud.

Os dados, da forma como foram apresentados, indicam boa correlação entre o modelo de Douaud e as oscilações de pressão nos casos com maiores valores para os índices de *knock*. Contudo, é necessário compreender a combustão nos casos onde os índices indicaram a ausência do *knock* mas, ainda assim, o modelo sugeriu a presença da autoignição. Para tanto, deve-se observar a taxa de liberação de calor durante a combustão.

A Figura 24 apresenta a liberação de calor para o caso com velocidade igual a 4000rpm. Para este caso, é possível ver uma inflexão na curva de liberação de calor, entre 15° e 20° após o PMS. Posicionada na região descendente da liberação de calor, quando a taxa de queima da combustão se reduz em virtude da desaceleração da chama, esta inflexão é, possivelmente, o resultado de uma nova frente de combustão que se formou no interior da câmara de combustão. Tal hipótese é reforçada pela proximidade em que se encontra do instante onde ocorreu a máxima oscilação de pressão e do instante onde a integral do modelo de autoignição atingiu o valor 1.

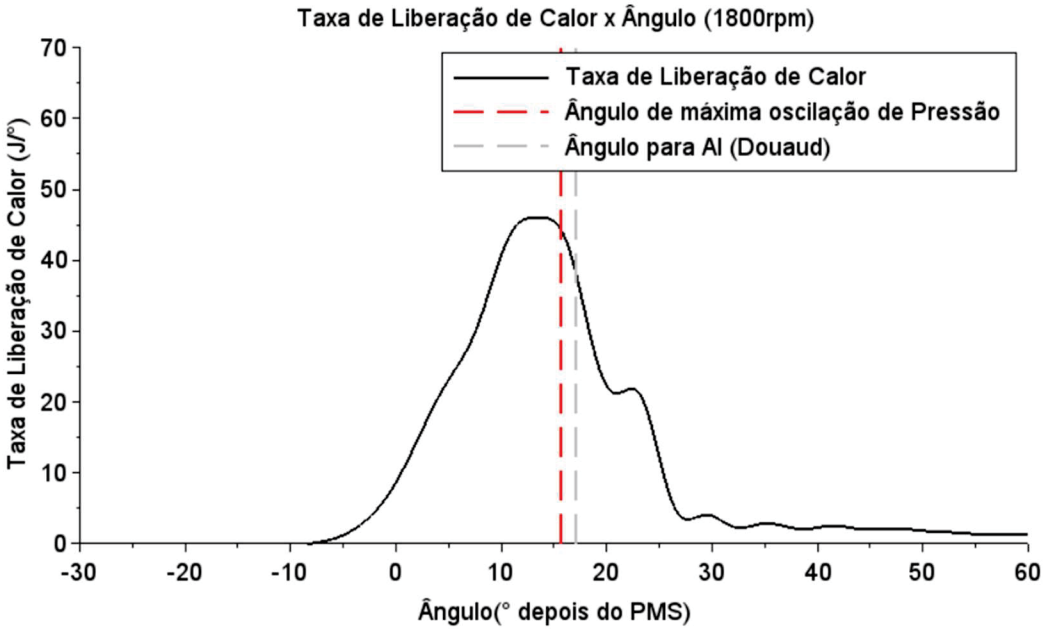
Figura 24 – Taxa de Liberação de Calor – 4000rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 25 mostra a taxa de liberação de calor para o caso de 1800rpm. Como no caso de 4000rpm, é possível ver ume inflexão na curva de liberação de calor na região descendente da curva, entre 20° e 25° depois do ponto morto superior. Pouco antes da inflexão, entre 15° e 20°, o modelo de Douaud identificou a propensão a autoignição. Este conjunto de resultados sugere que, ainda que não tenha havido *knock* neste caso, de acordo com os índices MAPO, IMPO e IMPG, uma frente secundária de combustão se formou em virtude da autoignição da mistura. Estas inflexões não são tão visíveis nos demais casos avaliados. As possíveis explicações para tal dificuldade podem estar relacionadas a ruídos na medição e à abordagem experimental usada, registrando-se a média de 100 ciclos consecutivos para cada caso. O cálculo da liberação de calor envolve as derivadas da pressão e do volume no cilindro, sendo muito mais sensível a possíveis ruídos, oscilações e distorções na medição de pressão e requerendo um criterioso processo de filtragem do sinal para sua estimativa.

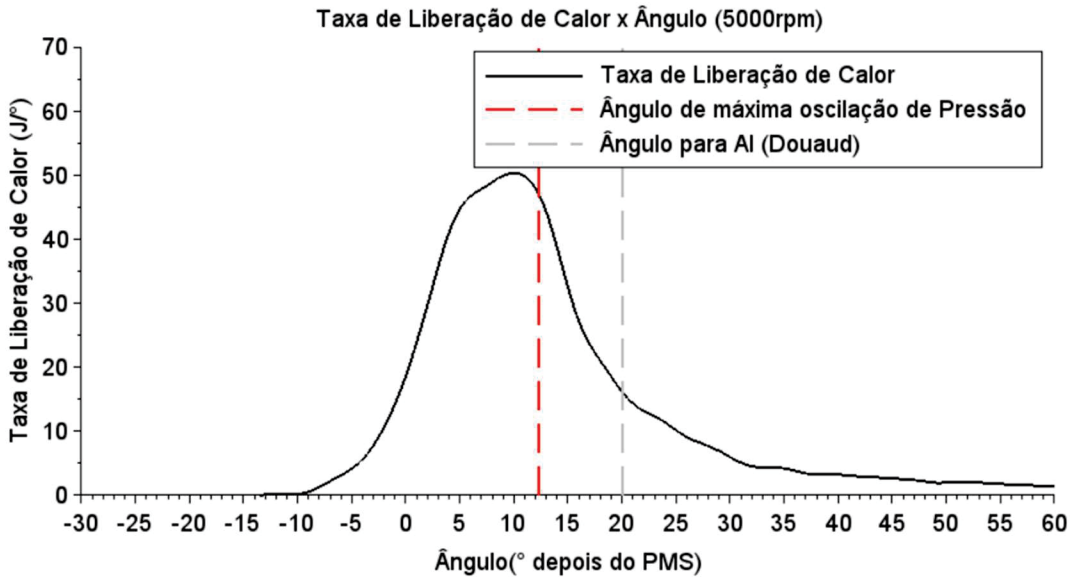
Figura 25 – Taxa de Liberação de Calor – 1800rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo autor

Em contrapartida aos resultados já apresentados, é possível ver, na Figura 26, a curva de liberação de calor para a condição operacional com velocidade de rotação igual a 5000rpm. Este caso, no qual foram encontrados elevados valores para os índices de *knock*, não apresenta inflexão perceptível que denote claramente a formação de uma frente secundária de ignição. Assim como o caso de 5000rpm, outros casos não mostraram claras evidências de frentes de combustão secundárias pela análise da curva de liberação de calor. Também para estes caso, é preciso considerar a influência de ruídos de medição e da medição de 100 ciclos consecutivos. Deve-se observar também que a dinâmica no interior do cilindro pode suprimir a formação e aceleração de uma frente secundária, principalmente os casos onde o *knock* não apresentou índices elevados de MAPO. Ou seja, apesar das condições termodinâmicas favoráveis (avaliadas pelo modelo de autoignição), o surgimento e propagação de uma nova frente de combustão pode ser suprimido pela dinâmica dos gases no interior do cilindro. O aumento da turbulência, ou o uso de uma geometria na câmara de combustão que reduza a distância entre pistão e cabeçote, gerando uma zona de "*squish*", podem acelerar a propagação local da frente chama, favorecendo o consumo de toda a massa combustível antes que haja a formação de zonas de autoignição.

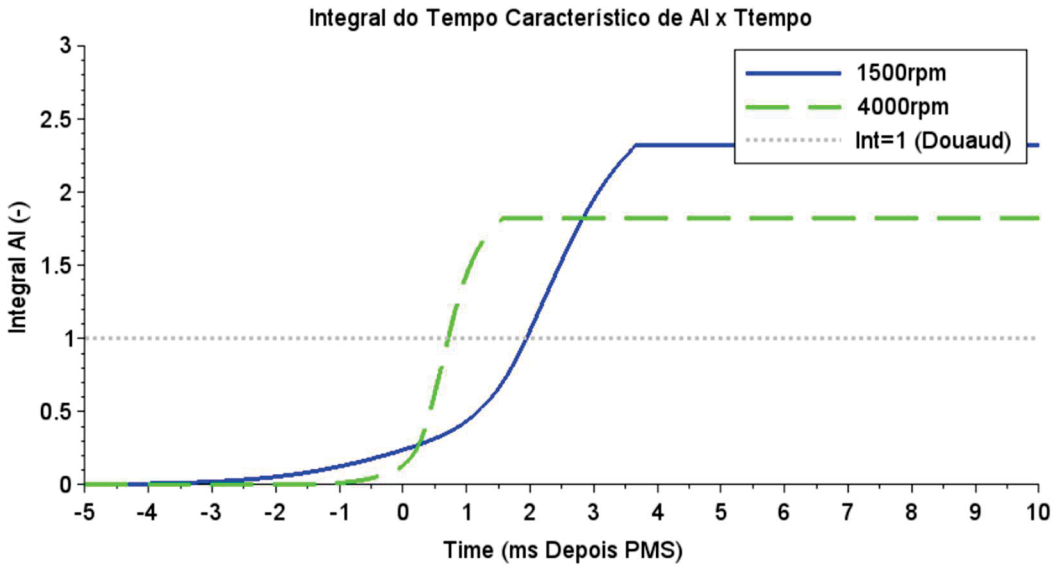
Figura 26 – Taxa de Liberação de Calor – 5000rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo autor

Por fim, resta avaliar se é possível diferenciar, nos casos apresentados, sob quais condições a autoignição resulta em *knock*. Avaliando-se as Figuras 22 e 23, mostradas anteriormente, não é possível estabelecer relação entre a intensidade de *knock* e a fração de mistura queimada no instante em que o modelo identifica a autoignição. Por outro lado, o modelo de autoignição pela integral de LIVENGOOD; WU (1955) se fundamenta na hipótese de que produtos das reações intermediárias da combustão aumentam em concentração até um valor de concentração crítico. Em outros termos, a integral de autoignição é o valor acumulado da concentração dos produtos intermediários normalizado em relação ao valor crítico de concentração. Assim sendo, é possível avaliar a taxa com que ocorre tal reação por meio da análise da inclinação da curva integral, o termo $\frac{1}{\tau}$, de forma a obter mais informações relevantes sobre os fenômenos modelados de autoignição e de *knock*. A Figura 27 apresenta o progresso do valor da integral de autoignição, pelo modelo de Douaud, ao longo do tempo, em milissegundos, para os casos de 1500rpm e 4000rpm.

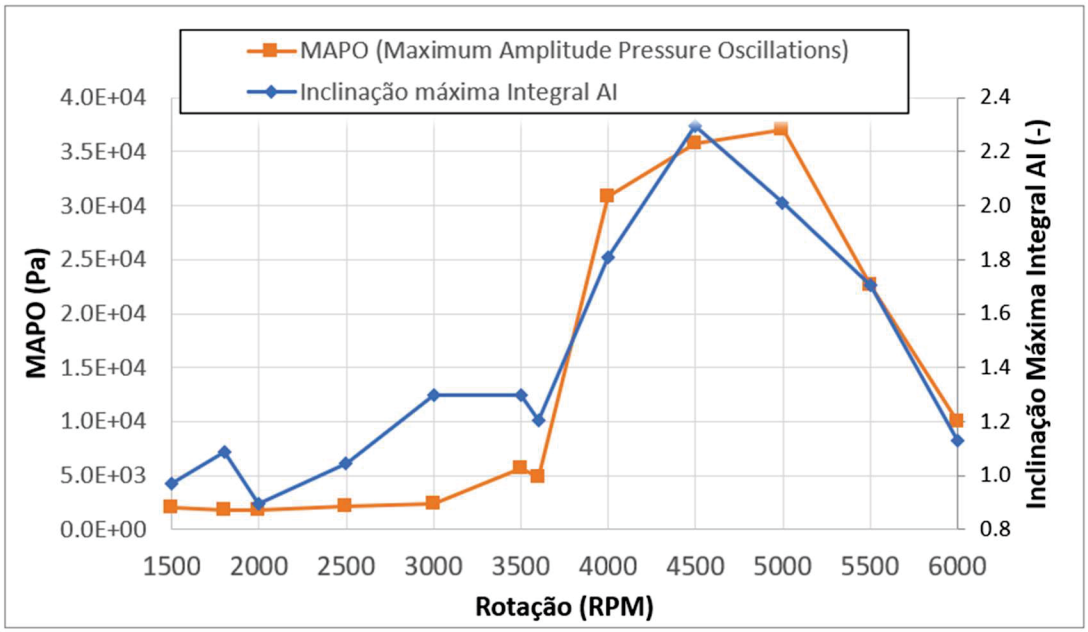
Figura 27 – Tempo Característico de Auto-Ignição x Tempo



Fonte: Elaborado pelo autor

Na Figura 27, a integral foi calculada até o final da combustão, mantendo seu valor constante deste ponto em diante. É possível observar que, embora o caso de 1500rpm tenha atingido um valor final mais elevado, o progresso da integral é mais intenso no caso de 4000rpm. Se a integral guarda alguma relação com a taxa de reação de formação dos produtos intermediários, então é razoável supor que este resultado indique que tais reações foram nitidamente favorecidas no caso de 4000rpm. Os dados obtidos neste trabalho reforçam esta relação, como é possível observar na Figura 28. Na Figura em questão, está representada a inclinação máxima do gráfico da integral de auto ignição (modelo de Douaud) para todos os casos, bem como os valores o índice MAPO para cada caso. Apesar de apresentar relativa oscilação em relação ao índice MAPO, a avaliação da inclinação do gráfico segue a mesma tendência deste índice, resultando em inclinações mais acentuadas para os casos com maiores valores de MAPO. Esta relativa discrepância nos resultados é, de certa forma, esperada já que o cálculo da integral de autoignição depende de variáveis como pressão e temperatura no cilindro que são sensíveis a todos as interferências já descritas neste trabalho. É importante pontuar que tal resultado indica um possível parâmetro que permita diferenciar ciclos com autoignição de ciclos com *knock*, distinção que não é possível apenas pela análise do valor final da integral.

Figura 28 – Inclinação máxima da Integral de AI – WOT 1500rpm a 6000rpm



Fonte: Elaborado pelo autor

5 CONCLUSÃO

Diferentes índices de detecção de *knock* foram avaliados e utilizados como referência para avaliar diferentes modelos de *knock* aplicados a um motor aspirado de 4 cilindros operando com gasolina comum (E27) em doze rotações diferentes, entre 1500rpm e 6000rpm.

Sobre a Revisão Bibliográfica, conclui-se que:

- O *knock* é um fenômeno de grande relevância no projeto e definição das condições operacionais dos motores de ignição por centelha;
- As principais abordagens utilizadas na pesquisa para identificação deste fenômeno e avaliação de sua intensidade se baseiam na leitura da pressão instantânea na câmara de combustão;
- Diferentes modelos para simulação do *knock* foram propostos, cada qual com suas particularidades;
- A ampla variedade de condições operacionais possíveis para os motores de combustão interna representa uma lacuna de validação dos modelos existentes e dos métodos de detecção do *knock*.

Sobre a metodologia aplicada, conclui-se que:

- A metodologia utilizada permitiu avaliar a coerência entre os modelos de simulação de *knock* e os métodos de identificação e quantificação da intensidade de *knock*;
- A proposta experimental do experimento de referência permitiu gerar dados satisfatórios para a comparação dos modelos e índices de *knock* ainda que sua proposta inicial não tenha sido o estudo do fenômeno do *knock*;
- O uso do valor médio de 100 ciclos consecutivos na medição dos dados de teste resultou em distorções que dificultaram a análise dos dados obtidos sobre a operação do motor e, consequentemente, da comparação entre os dados experimentais e modelados;
- A proposição de um plano de testes cujo objetivo principal seja a avaliação dos métodos de detecção de *knock* bem como dos modelos de simulação de autoignição pode, contudo, ajudar a gerar dados ainda mais consistentes para análises desta natureza.

Sobre os resultados experimentais, conclui-se que:

- Os métodos de detecção MAPO, IMPO e IMPG apresentaram valores coerentes, devido à sua formulação em torno da mesma variável: as oscilações da pressão no cilindro. Os três índices apresentaram valores baixos e constantes para as condições operacionais com velocidade de rotação de 1500rpm até 3600rpm.
- A diferença entre os métodos se evidencia nas condições operacionais acima de 4000rpm. Para as condições com velocidade de rotação entre 4000rpm e 5000rpm, os três índices apresentaram valores elevados e aproximadamente constantes. O índice MAPO apontou valores já bem reduzidos para 5500rpm e 6000rpm, enquanto os índices IMPO e IMPG apresentaram valores significativamente reduzidos apenas para o a condição de 6000rpm.

Sobre os resultados dos modelos de *knock*, conclui-se que:

- Os modelos de Hoepke e Chen não corresponderam de forma coerente com os índices de *knock*, indicando ausência de *knock* mesmo nas condições nas quais os índices registraram valores elevados. Estes modelos foram concebidos considerando, em sua formulação, a variação dos parâmetros lambda e razão de EGR, tecnologias relativamente recentes e não concebidas na formulação do modelo de Douaud.
- O modelo de Douaud correspondeu de forma relativamente coerente para esta aplicação com E27 e identificou a propensão ao *knock* em todos as condições avaliadas, exceto a condição com velocidade de rotação igual a 6000rpm.
- Para os casos de 4000rpm, 4500rpm e 5500rpm, o instante no qual o modelo indica a propensão à autoignição coincide razoavelmente com o instante no qual as medições apontaram a máxima oscilação de pressão. O mesmo não foi observado para a condição operacional com velocidade de rotação igual a 5000rpm
- Por meio da análise da taxa de liberação de calor, foi possível observar que o modelo de Douaud foi capaz de correlacionar a autoignição com as inflexões nas curvas de liberação de calor, mesmo em casos com menores valores de MAPO. Tal resultado reforça a concepção do modelo, elaborado como forma de identificar a autoignição.
- A análise dos dados obtidos mostra ainda uma boa correlação entre a máxima inclinação do gráfico da integral de autoignição e os valores de MAPO, parâmetro

que, possivelmente, pode ser usado como fator de distinção entre ciclos com autoignição e ciclos com *knock*.

5.1 Trabalhos Futuros

Para trabalhos futuros, o uso de medições feitas em condições diferentes e considerando motores com configurações geométricas diferentes pode servir como validação dos resultados e correlações encontrados neste trabalho. Por fim, a inclusão de medições de motores equipados com EGR, injeção direta, e outras estratégias recentes, bem como operando em condições estequiométricas variadas, pode reavaliar os resultados dos modelos de Chen e Hoepke, já que ambos não resultaram em boas correlações com os dados obtidos para este trabalho.

6 REFERÊNCIAS

ACEA. **Vehicles in use in Europe 2022**. Bruxelas, Bélgica: [*s. n.*], 2022. Disponível em: https://www.acea.auto/files/ACEA-report-vehicles-in-use-europe-2022.pdf. Acesso em: 15 jun. 2022.

ANFAVEA. **Anuário da Indústria Automobilística Brasileira 2022**. São Paulo, Brasil: [*s. n.*], 2022. Disponível em: https://acervo.anfavea.com.br/AcervoDocs/Anuário ANFAVEA 2022-422-0.pdf. Acesso em: 15 jun. 2022.

AVL LIST GMBH. **AVL Boost v2017 User Guide**. Graz: [*s. n.*], 2016.

AVL LIST GMBH. **AVL IndiCom2 - Exploration Guide**. Graz: AVL List Gmbh, 2018.

AYALA, F. A.; GERTY, M. D.; HEYWOOD, J. B. Effects of Combustion Phasing, Relative Air-fuel Ratio, Compression Ratio, and Load on SI Engine Efficiency. **SAE Technical Papers**, [*s. l.*], n. 724, 2006. Disponível em: https://www.sae.org/content/2006-01-0229/.

BAÊTA, J. G. C. **Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global**. 2006. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte 2006.

BAI, Y.; WANG, J.; WANG, Z.; SHUAI, S. Knocking Suppression by Stratified Stoichiometric Mixture With Two-Zone Homogeneity in a DISI Engine. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, [*s. l.*], v. 135, n. 1, 2013. Disponível em: https://asmedigitalcollection.asme.org/gasturbinespower/article/doi/10.1115/1.4005113/373184/Knocking-Suppression-by-Stratified-Stoichiometric.

BARES, P.; SELMANAJ, D.; GUARDIOLA, C.; ONDER, C. A new knock event definition for knock detection and control optimization. **Applied Thermal Engineering**, [*s. l.*], v. 131, p. 80–88, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.138.

BRECQ, G.; BELLETTRE, J.; TAZEROUT, M. A new indicator for knock detection in gas SI engines. **International Journal of Thermal Sciences**, [*s. l.*], v. 42, n. 5, p. 523–532, 2003. Disponível em: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072902000522.

BURLUKA, A. A.; LIU, K.; SHEPPARD, C. G. W.; SMALLBONE, A. J.; WOOLLEY, R. The Influence of Simulated Residual and NO Concentrations on Knock Onset for PRFs and Gasolines. [*s. l.*], 2004. Disponível em: https://www.sae.org/content/2004-01-2998/.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. 8ª Ediçãoed. Nova Iorque: McGraw-Hill Education, 2015. 2015.

CHEN, L.; LI, T.; YIN, T.; ZHENG, B. A predictive model for knock onset in spark-ignition engines with cooled EGR. **Energy Conversion and Management**, [*s. l.*], v. 87, p. 946–955, 2014. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.08.002.

DA PENHA, P. R.; AMORIM, R. J. Comparison Between MCC and MZCM Combustion Models. *In*: CONGRESSO SAE BRASIL 2019, 2019, São Paulo, Brasil. **Anais** [...]. São Paulo, Brasil: SAE International, 2019. Disponível em: https://www.sae.org/content/2019-36-0133/.

DOUAUD, A. M.; EYZAT, P. Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines. **SAE Technical Paper**, [*s. l.*], 1978. Disponível em: https://doi.org/10.4271/780080.

DRAPER, C. S. **The Physical Effect of Detonation in a Closed Cylindrical Chamber**. Washington, D. C.: [*s. n.*], 1935. Disponível em: https://ntrs.nasa.gov/citations/19930091567. .

ELMQVIST, C.; LINDSTRÖM, F.; ÅNGSTRÖM, H.-E.; GRANDIN, B.; KALGHATGI, G. Optimizing Engine Concepts by Using a Simple Model for Knock Prediction. *In*: 2003, [*s. l.*], . **Anais** [...]. [*S. l.: s. n.*], 2003. Disponível em: https://www.sae.org/content/2003-01-3123/.

EPA. **The 2020 EPA Automotive Trends Report**. Washington, D.C., United States: [*s. n.*], 2021. Disponível em: https://www.epa.gov/automotive-trends/download-automotive-trends-report. Acesso em: 15 jun. 2022.

FUIORESCU, D.; RADU, B. A Proposed Relation for Knock Auto-Ignition Induction Period Evaluation in a LPG Fueled SI Engine. **SAE Technical Papers**, [*s. l.*], 2010. Disponível em: https://www.sae.org/content/2010-01-1455/.

GALLONI, E.; FONTANA, G.; STACCONE, S. Numerical and experimental characterization of knock occurrence in a turbo-charged spark-ignition engine. **Energy Conversion and Management**, [*s. l.*], v. 85, p. 417–424, 2014. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.054.

GAMMA TECHNOLOGIES LLC. **GT-SUITE v2016 - Engine Perfomance Application Manual**. Westmont, IL: Gamma Technologies LLC, 2018.

GANESAN, V. **Internal Combustion Engines**. 2ªed. Nova Delhi: Tata Mcgraw-Hill Publishing Company Limited, 2004. 2004. Disponível em: https://books.google.com.br/books?id=jcoZhwRr5UIC.

GIACOSA, D. **Motores Endotermicos**. 3ªed. Madrid: Editorial Dossat S.A., 1986. 1986.

GLASSMAN, I.; YETTER, R. A. **Combustion**. 4ªed. [*S. l.*]: Academic Press, 2008. 2008.(Academic Press).

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engines Fundamentals**. 2nd. ed. [*S. l.*]: McGraw-Hill Education, 2018. 2018.

HIROYASU, H.; FURUKAWA, O.; ARAI, M.; IIDA, S.; MOTONAGA, H. Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions : Part 3 An analysis by the method of system-model transformation. **Bulletin of JSME**, [*s. l.*], v. 26, n. 214, p. 584–591, 1983. Disponível em: http://www.mendeley.com/research/geology-volcanic-history-eruptive-style-yakedake-volcano-group-central-japan/.

HOEPKE, B.; JANNSEN, S.; KASSERIS, E.; CHENG, W. K. EGR Effects on Boosted SI Engine Operation and Knock Integral Correlation. **SAE Int. J. Engines**, [*s. l.*], v. 5, p. 547–559, 2012. Disponível em: https://doi.org/10.4271/2012-01-0707.

JANAS, P.; RIBEIRO, M. D.; KEMPF, A.; SCHILD, M.; KAISER, S. A. Penetration of the Flame Into the Top-Land Crevice - Large-Eddy Simulation and Experimental High-Speed Visualization. [*s. l.*], 2015. Disponível em: https://www.sae.org/content/2015-01-1907/.

KOMNINOS, N. P.; RAKOPOULOS, C. D. Heat transfer in hcci phenomenological simulation models: A review. **Applied Energy**, [*s. l.*], v. 181, p. 179–209, 2016. Disponível em:

https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261916311473.

KONIG, G.; SHEPPARD, C. G. W. End Gas Autoignition and Knock in a Spark Ignition Engine. **SAE Technical Paper**, [*s. l.*], 1990. Disponível em: https://doi.org/10.4271/902135.

LI, T.; YIN, T.; WANG, B. A phenomenological model of knock intensity in spark-ignition engines. **Energy Conversion and Management**, [*s. l.*], v. 148, p. 1233–1247, 2017. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.078.

LI, A.; ZHENG, Z.; PENG, T. Effect of water injection on the knock, combustion, and emissions of a direct injection gasoline engine. **Fuel**, [*s. l.*], v. 268, n. February, p. 117376, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117376.

LIVENGOOD, J. C.; WU, P. C. Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines. **Symposium (International) on Combustion**, [*s. l.*], v. 5, n. 1, p. 347–355, 1955.

MARCHITTO, L.; TORNATORE, C.; COSTAGLIOLA, M. A.; IACOBACCI, A.; VALENTINO, G. Effect of Water Injection on Fuel Efficiency and Gaseous and PN Emissions in a Downsized Turbocharged SI Engine. **Journal of Energy Engineering**, [*s. l.*], v. 144, n. 4, p. 04018044, 2018. Disponível em: http://ascelibrary.org/doi/10.1061/%28ASCE%29EY.1943-7897.0000559.

MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; STIESCH, G.; OTTO, F. **Simulating Combustion**. 2006. ed. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. 2006. Disponível em: http://link.springer.com/10.1007/3-540-30626-9.

MIGANAKALLU, N.; YANG, Z.; ROGÓŻ, R.; KAPUSTA, Ł. J.; CHRISTENSEN, C.; BARROS, S.; NABER, J. Effect of water - methanol blends on engine performance at borderline knock conditions in gasoline direct injection engines. **Applied Energy**, [*s. l.*], v. 264, n. February, 2020.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6ª Ediçãoed. Rio de Janeiro: LTC, 2011. 2011. Disponível em: https://search.library.wisc.edu/catalog/9910050486202121.

MOREIRA, T. **Análise E Caracterização De Um Sistema De Ignição Por Lança Chamas Operando Com Carga Homogênea**. 2014. 201 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte 2014.

MOSHREFI, A.; SHOAEI, O. Improved Knock Detection Method Employing Wavelet and Adaptive Filter Based on Vibration Sensor Data. [*s. l.*], n. July 2017, 2018.

PANZANI, G.; POZZATO, G.; SAVARESI, S. M.; RÖSGREN, J.; ONDER, C. H. Engine knock detection: An eigenpressure approach. **IFAC-PapersOnLine**, [*s. l.*], v. 52, n. 5, p. 267–272, 2019.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. 2ªed. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2004. 2004. Disponível em: https://books.google.com.br/books?id=_uZSAAAAMAAJ.

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

SHU, G.; PAN, J.; WEI, H. Analysis of onset and severity of knock in SI engine based on in-cylinder pressure oscillations. **Applied Thermal Engineering**, [*s. l.*], v. 51, n. 1–2, p. 1297–1306, 2013. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.039.

SOYLU, S. Prediction of knock limited operating conditions of a natural gas engine. **Energy Conversion and Management**, [*s. l.*], v. 46, n. 1, p. 121–138, 2005.

STIESCH, G. **Modeling Engine Spray and Combustion Processes**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2003. 2003.(Heat and Mass Transfer). Disponível em: http://link.springer.com/10.1007/978-3-662-08790-9.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 3ª Ed.ed. London: Macmillan Education UK, 1999. 1999. Disponível em: http://link.springer.com/10.1007/978-1-349-14916-2.

TEIXEIRA, A. F.; RODRIGUES FILHO, F. A.; MOREIRA, T. A. A.; BARROS, J. E. M.; BAETA, J. G. C. Hybrid Combustion Model for Engine Analysis in Real Time. **SAE Technical Papers**, [*s. l.*], v. 2015-Septe, n. September, p. 1–14, 2015.

WANG, Z.; LIU, H.; REITZ, R. D. Knocking combustion in spark-ignition engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, [*s. l.*], v. 61, p. 78–112, 2017. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2017.03.004.

WAYNE, W. S.; CLARK, N. N.; ATKINSON, C. M. A Parametric Study of Knock Control Strategies for a Bi-Fuel Engine. **SAE Transactions**, [*s. l.*], v. 107, p. 1387–1398, 1998. Disponível em: http://www.jstor.org/stable/44736624.

WORRET, R.; BERNHARDT, S.; SCHWARZ, F.; SPICHER, U. Application of Different Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods in Spark Ignition Engines. *In*: 2002, [*s. l.*], . **Anais** [...]. [*S. l.: s. n.*], 2002. Disponível em: https://www.sae.org/content/2002-01-1668/.

YATES, A.; BELL, A.; SWARTS, A. Insights relating to the autoignition characteristics of alcohol fuels. **Fuel**, [*s. l.*], v. 89, n. 1, p. 83–93, 2010.

ZHEN, X.; WANG, Y.; XU, S.; ZHU, Y.; TAO, C.; XU, T.; SONG, M. The engine knock analysis - An overview. **Applied Energy**, [*s. l.*], v. 92, p. 628–636, 2012. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079.

ZHU, S.; HU, B.; AKEHURST, S.; COPELAND, C.; LEWIS, A.; YUAN, H.; KENNEDY, I.; BERNARDS, J.; BRANNEY, C. A review of water injection applied on the internal combustion engine. **Energy Conversion and Management**, [*s. l.*], v. 184, n. January, p. 139–158, 2019.

ZHUANG, Y.; QIAN, Y.; HONG, G. The effect of ethanol direct injection on knock mitigation in a gasoline port injection engine. **Fuel**, [*s. l.*], v. 210, n. August, p. 187–197, 2017. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.08.060.