

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

INVESTIGAÇÃO DO FENÔMENO DE
PRÉ-IGNIÇÃO A BAIXAS VELOCIDADES EM
MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

VITOR ALVARENGA TORRES

Belo Horizonte, 09 de Janeiro de 2018

Vitor Alvarenga Torres

Investigação do fenômeno de pré-ignição a baixas velocidades em motor de ignição por centelha

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais.

Universidade Federal de Minas Gerais

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Orientador: Dr. Ramón Molina Valle

Coorientador: Dr. José Guilherme Coelho Baêta

Belo Horizonte

2018

Vitor Alvarenga Torres

Investigação do fenômeno de pré-ignição a baixas velocidades em motor de ignição por centelha/ Vitor Alvarenga Torres. – Belo Horizonte, 2018
94 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Dr. Ramón Molina Valle

Coorientador: Dr. José Guilherme Coelho Baêta

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Minas Gerais

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

1. Motor de combustão interna. 2. Pré-ignição. 3. Detonação. 4. *Superknock*.
I. Dr. Ramon Molina Valle. II. Dr. José Guilherme Coelho Baêta III. Universidade Federal de Minas Gerais. IV. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. V. Investigação do fenômeno de pré-ignição a baixas velocidades em motor de ignição por centelha

Vitor Alvarenga Torres

Investigação do fenômeno de pré-ignição a baixas velocidades em motor de ignição por centelha

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais.

Trabalho aprovado. Belo Horizonte, 09 de Janeiro de 2018:

Dr. Ramón Molina Valle

Orientador

Dr. José Guilherme Coelho Baêta

Coorientador

Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti

Examinador

Dr. Rogério Jorge Amorim

Examinador

Belo Horizonte

2018

Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente à minha família, em especial aos meus pais, Patrícia e Artur, por todo o suporte dado não só durante a elaboração deste trabalho, mas ao longo de toda a minha vida.

Ao Professor Ramón, por acreditar no meu potencial e me orientar durante a elaboração do trabalho, e ao Professor Baêta, pelos conselhos e pelo conhecimento compartilhado.

Ao tutores da FCA, Heder Fernandes e Gustavo Hindi, pela oportunidade dada, pela orientação e pelo auxílio prestado durante todo o projeto.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, pela oportunidade dada.

À Fiat Chrysler Automobiles, pela oportunidade e pelo suporte técnico e financeiro dado ao projeto.

À equipe de engenharia de calibração da FCA: Igor, Charles, Lucas, Wander-son, Venício e Raphael; pelo apoio técnico dado, pelo acolhimento e pelas discussões enriquecedoras.

Aos técnicos Agnaldo e Enilton, pela companhia, paciência, competência e presteza no desenvolvimento do projeto.

Aos colegas do Programa de Pós-Graduação, do CTM, e da Residência Tecnológica pela amizade e pelo companheirismo.

À Marina, pelo amor, carinho, apoio e paciência.

Aos meus amigos – vocês sabem quem são – que sempre estiveram lá por mim nos momentos de necessidade.

Resumo

A pré-ignição a baixas velocidades (LSPI, do inglês *Low-Speed-Pre-Ignition*) representa um grande desafio no desenvolvimento de motores de combustão interna menores e mais eficientes. Suas causas e os mecanismos relacionados a ela não são completamente conhecidos e a literatura consultada indica resultados diferentes para cada motor. Com o objetivo de avaliar a influência de parâmetros de calibração e operação do motor na ocorrência de LSPI e buscar soluções potenciais para o motor utilizado, uma metodologia para a investigação do fenômeno é desenvolvida, utilizando a análise de dados de pressão indicada para avaliar a ocorrência e a intensidade da LSPI combinada com a análise da intensidade de luz dentro do cilindro durante a combustão para definir as regiões de maior ocorrência de fenômenos de combustão anormal. Neste trabalho utilizou-se um motor flex 1.0L, com ignição por centelha, naturalmente aspirado, com injeção no pórtilo e razão volumétrica de compressão de 13:1. Os dados obtidos fornecem forte evidência do mecanismo causador da LSPI e a distribuição espacial da combustão permite a avaliação de mudanças no projeto da câmara de combustão, dos dutos de admissão, das válvulas e do mapa de operação das mesmas. Orientações para a interpretação dos resultados dos testes também são apresentadas. A facilidade de instrumentação e de montagem do equipamento tornam esta metodologia útil para o diagnóstico da pré-ignição em uma grande variedade de motores, tanto comerciais quanto experimentais. Os resultados obtidos indicam uma maior influência da variação da temperatura do fluido de arrefecimento na ocorrência e intensidade da LSPI. Conclui-se que a presença de pontos quentes na câmara de combustão é o principal mecanismo causador da LSPI no motor utilizado, e que a cinética química da mistura também tem papel importante na ocorrência da combustão anormal.

Palavras-chave: Motor de combustão interna. Pré-ignição. Detonação. *Superknock*.

Abstract

Low-speed-pre-ignition (LSPI) presents a great challenge for developing smaller, more efficient internal combustion engines. Its causes and related mechanisms are not yet fully understood and the literature review indicates varying results for each particular engine. With the objective of assessing the influence of calibration and operation engine parameters on the occurrence of LSPI and searching for potential solutions, a methodology for investigating the phenomenon is developed, using indicated pressure data in order to evaluate LSPI occurrence and intensity paired with in-cylinder light intensity analysis during combustion in order to define the regions of higher occurrence of abnormal combustion phenomena. For the purposes of this work, a naturally aspirated, flex-fuel 1.0L SI PFI engine with a compression ratio of 13:1 was used. The given data yields good evidence of the main mechanism causing LSPI and the spatial analysis allows the evaluation of possible modifications to the combustion chamber, intake manifolds, valve design and valve event maps. Guidelines for result interpretation are also presented. The ease of instrumentation and test-bed setup makes this methodology useful for pre-ignition diagnosis in a broad variety of engines, both commercial and experimental. The obtained results indicate that altering the cooling fluid temperature has the largest influence on LSPI occurrence and intensity. It is concluded that the presence of hotspots on the combustion chamber is the main mechanism causing LSPI in the test engine, and that the kinetic chemistry of the mixture also plays an important role in abnormal combustion occurrence.

Keywords: Internal Combustion Engine. Pre-ignition. Detonation. Superknock.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Ilustração esquemática do funcionamento de um motor SI quatro tempos.	20
Figura 2 – Detalhamento de sistemas de injeção.	20
Figura 3 – Vela instrumentada com cabos de fibra óptica para medição de luminosidade dentro do cilindro.	26
Figura 4 – Exemplo do sinal de intensidade de luz de uma combustão difusa.	26
Figura 5 – Exemplo do sinal de intensidade de luz de uma pré-ignição.	27
Figura 6 – Diferença entre uma combustão normal, <i>knock</i> e <i>superknock</i>	30
Figura 7 – Pré-ignição resultando num regime de deflagração a detonação.	31
Figura 8 – Furo para posicionamento do sensor de pressão.	39
Figura 9 – Fluxograma para análise e diagnóstico de LSPI num motor.	40
Figura 10 – Bancada de testes instrumentada.	45
Figura 11 – Vista detalhada da instrumentação.	45
Figura 12 – Outra vista detalhada da instrumentação.	46
Figura 13 – Posicionamento da vela instrumentada no cabeçote.	46
Figura 14 – Ambiente de operação da bancada de testes.	48
Figura 15 – Numeração das fibras ópticas da vela instrumentada, sua distribuição geométrica e seu posicionamento na câmara de combustão.	50
Figura 16 – Valores de pressão máxima em função da temperatura do fluido de arrefecimento.	52
Figura 17 – Valores de rampa máxima de pressão em função da temperatura do fluido de arrefecimento.	53
Figura 18 – Valores de ângulo de início da combustão em função da temperatura do fluido de arrefecimento.	54
Figura 19 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de temperatura do fluido de arrefecimento.	55
Figura 20 – Exemplo de combustão para o ponto de medição base ($T_{H_2O} = 90^{\circ}\text{C}$).	56
Figura 21 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 1 ($T_{H_2O} = 40^{\circ}\text{C}$). . .	56
Figura 22 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 2 ($T_{H_2O} = 110^{\circ}\text{C}$). . .	57
Figura 23 – Exemplo de combustão para o ponto de medição base com $\eta_{SP} = 0,64$.	57
Figura 24 – Valores de pressão máxima em função da temperatura do ar no coletor.	58
Figura 25 – Valores de rampa máxima de pressão em função da temperatura do ar no coletor.	59
Figura 26 – Valores de ângulo de início da combustão em função da temperatura do ar no coletor.	59
Figura 27 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de temperatura do ar no coletor.	60

Figura 28 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 3 ($T_{AR} = 20^{\circ}\text{C}$).	60
Figura 29 – Valores de pressão máxima em função do avanço da centelha.	61
Figura 30 – Valores de rampa máxima de pressão em função do avanço da centelha.	62
Figura 31 – Valores de ângulo de início da combustão em função do avanço da centelha.	62
Figura 32 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de avanço da centelha.	63
Figura 33 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 4 ($AC = 0 \text{ CAD}$).	64
Figura 34 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 5 ($AC = 4 \text{ CAD}$).	64
Figura 35 – Valores de pressão máxima em função da velocidade de rotação do eixo.	65
Figura 36 – Valores de rampa máxima de pressão em função da velocidade de rotação do eixo.	66
Figura 37 – Valores de ângulo de início da combustão em função da velocidade de rotação do eixo.	66
Figura 38 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de velocidade de rotação de eixo.	67
Figura 39 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 6 ($n = 700 \text{ rpm}$).	68
Figura 40 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 7 ($n = 900 \text{ rpm}$).	68
Figura 41 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 8 ($n = 1000 \text{ rpm}$).	69
Figura 42 – Valores de pressão máxima em função fase de injeção.	70
Figura 43 – Valores de rampa máxima de pressão em função da fase de injeção.	70
Figura 44 – Valores de ângulo de início da combustão em função da fase de injeção.	71
Figura 45 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de fase de injeção.	71
Figura 46 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 9 ($\text{Fase} = 350 \text{ CAD}$).	72
Figura 47 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 10 ($\text{Fase} = 320 \text{ CAD}$).	72
Figura 48 – Valores de pressão máxima em função da razão relativa ar/combustível.	73
Figura 49 – Valores de rampa máxima de pressão em função da razão relativa ar/combustível.	74
Figura 50 – Valores de ângulo de início da combustão em função da razão relativa ar/combustível.	74
Figura 51 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de razão relativa ar/combustível.	75
Figura 52 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 11 ($\lambda = 0,9$).	76
Figura 53 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 12 ($\lambda = 0,8$).	76
Figura 54 – Probabilidade de início da combustão para todos os pontos de medição.	78
Figura 55 – Regiões da câmara de combustão com maior ocorrência de LSPI	80
Figura 56 – Exemplo de gráfico Pressão x CAD para um ciclo de LSPI.	81
Figura 57 – Múltiplos pontos de LSPI num mesmo ciclo.	81

Figura 58 – Curvas de potência e torque máximos por velocidade de rotação de eixo.	91
Figura 59 – Resultado da análise de combustível.	93
Figura 60 – Continuação do resultado da análise de combustível.	94

Lista de tabelas

Tabela 1 – Resumo da literatura revisada	37
Tabela 2 – Especificações técnicas do motor utilizado.	38
Tabela 3 – Valores das variáveis controladas para cada ponto de medição.	42
Tabela 4 – Orientações para análise de dados e caracterização da LSPI e seus mecanismos.	44
Tabela 5 – Especificações técnicas da instrumentação e suas incertezas.	47
Tabela 6 – Resumo dos dados obtidos pela análise da pressão indicada.	77
Tabela 7 – Especificação do amaciamento do motor.	90

Lista de abreviaturas e siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AC	Avanço de Centelha
CAD	Do inglês “ <i>Crank Angle Degree</i> ” – Grau de Ângulo do Eixo Virabrequim
CFD	Do inglês “ <i>Computational Fluid Dynamics</i> ” – Dinâmica dos Fluidos Computacional
DI	Do inglês “ <i>Direct Injection</i> ” – Injeção Direta
EGR	Recirculação dos Gases de Exaustão
FMQ	Fração de Massa Queimada
LSPI	Do inglês “ <i>Low Speed Pre-Ignition</i> ” – Pré-Ignição a Baixas Velocidades
MCI	Motor de Combustão Interna
MON	Do inglês “ <i>Motor Octane Number</i> ” – Número de Octanos do Motor
PFI	Do inglês “ <i>Port Fuel Injection</i> ” – Injeção de Combustível no Pórtico
PI	Pré-Ignição
PME	Pressão Média Efetiva
PMF	Pressão Média de Freio
PMI	Ponto Morto Inferior
aPMS	Antes do Ponto Morto Superior
PMS	Ponto Morto Superior
dPMS	Depois do Ponto Morto Superior
PP	Pressão de Pico
RON	Do inglês “ <i>Research Octane Number</i> ” – Número de Octanos de Pesquisa
SI	Do inglês “ <i>Spark Ignition</i> ” – Ignição por Centelha
TLC	Taxa de Liberação de Calor

Lista de símbolos

Letras romanas

B	Diâmetro do cilindro [cm]
l	Comprimento da biela [cm]
a	Raio da manivela [cm]
c	Velocidade do som [m/s]
C_P	Calor específico a pressão constante [J/kg.K]
C_V	Calor específico a volume constante [J/kg.K]
D_{CJ}	Velocidade de detonação de Chapman-Jouguet [m/s]
m	Massa de mistura dentro do cilindro [kg]
m_{ar}	Massa de ar admitida [kg]
m_{comb}	Massa de combustível admitida [kg]
R	Constante universal dos gases [J/mol.K]
p	Pressão [bar]
PCI	Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]
$P_{MAX,MAX}$	Pressão máxima [bar]
$P_{MAX,MED}$	Pressão máxima média [bar]
R_{MAX}	Rampa máxima de pressão [bar/CAD]
AV_{IG}	Tempo de início da combustão [CAD]
Q_a	Calor liberado [W]
Q_{at}	Calor total liberado [W]
T	Temperatura [K]
n	Velocidade de rotação do eixo virabrequim [rpm]
n_R	Número de voltas do pistão por ciclo do motor [-]

u_f	Velocidade de propagação de chama [m/s]
u_{sp}	Velocidade de onda da reação espontânea [m/s]
V	Volume [cm ³]
V_{cc}	Volume da câmara de combustão [cm ³]
V_d	Volume deslocado pelo pistão [cm ³]
P	Potência [kW]

Letras gregas

λ	Razão relativa ar/combustível [-]
ϵ	Razão volumétrica de compressão [-]
η	Eficiência [-]
η_V	Eficiência volumétrica [-]
η_{SP}	Eficiência volumétrica corrigida [-]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
μ_R	Mediana [-]
$\Delta_{\mu_R}^2$	Desvio absoluto da mediana [-]
κ	Coefficiente politrópico de compressão/expansão para um fluido real [-]
γ	Coefficiente adiabático de expansão para um gás ideal [-]
θ	Ângulo do eixo virabrequim [°]
τ	Torque [N.m]

Sumário

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivos	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	Motores de combustão interna	19
2.1.1	Conceitos importantes	21
2.1.1.1	Razão de equivalência ar/combustível	21
2.1.1.2	Eficiência térmica	21
2.1.1.3	Eficiência volumétrica	22
2.2	Análise da combustão por meio da pressão indicada e modelos termodinâmicos	22
2.2.1	Pressão média efetiva	22
2.2.2	Temperatura dentro da câmara de combustão	23
2.2.3	Taxa de liberação de calor (TLC)	24
2.2.4	Fração de Massa Queimada (FMQ)	24
2.3	Análise da combustão por meio da intensidade de luz	25
2.4	Processos de combustão anormal	27
2.4.1	Pré-ignição a baixas velocidades (LSPI)	32
2.4.1.1	Conceitos básicos	32
2.4.1.2	Estado da arte	33
2.5	Deteção e tratamento estatístico de fenômenos de combustão anormal	35
2.6	Considerações finais	36
3	METODOLOGIA	38
3.1	Escolha e preparação do motor	38
3.2	Procedimento para análise da pré-ignição	39
3.3	Bancada de testes	44
3.4	Realização dos experimentos	48
3.5	Tratamento dos dados	49
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	52
4.1	Variação da temperatura do fluido de arrefecimento	52
4.2	Variação da temperatura do ar no coletor	58
4.3	Variação do avanço da centelha	61
4.4	Variação da velocidade de rotação do motor	65

4.5	Varição da fase de injeção	69
4.6	Varição da razão relativa ar/combustível	73
4.7	Resumo dos resultados	77
4.8	Possíveis medidas mitigadoras da LSPI	82
5	CONCLUSÃO	83
6	TRABALHOS FUTUROS	85
	REFERÊNCIAS	86
	APÊNDICES	89
	APÊNDICE A – AMACIAMENTO DO MOTOR DE TESTE E CUR- VAS LEVANTADAS	90
	ANEXOS	92
	ANEXO A – ANÁLISE DO COMBUSTÍVEL UTILIZADO	93

1 Introdução

A necessidade de redução de emissões de gases causadores do efeito estufa tem levado os fabricantes de veículos automotores à busca por motores mais eficientes e que consumam menos combustível. Dentre os esforços recentes no sentido de reduzir as emissões destacam-se as recentes mudanças nos limites de emissões nos mercados europeu e norte-americano (CRIPPA et al., 2016; SKEETE, 2017) e o Acordo de Paris sob a Convenção de Mudanças Climáticas das Nações Unidas, assinado em 2015.

No Brasil, destaca-se o programa do Governo Federal INOVAR AUTO, criado em Abril de 2012 com a finalidade de estimular a pesquisa e o desenvolvimento de tecnologias automotivas no país, viabilizando parcerias entre universidades e montadoras e aumentando a competitividade da indústria nacional em um mercado cada vez mais evoluído (SILVA; FILHO; CASIMIRO, 2013; LAIGNIER et al., 2016). O programa obteve resultados positivos quanto ao aumento da eficiência energética dos veículos e redução de emissões (MORAES; MACHADO, 2015). Uma segunda fase do programa está em desenvolvimento atualmente, com foco ainda maior na redução de emissões e impactos ambientais causados pelos veículos.

Dentre as estratégias mais utilizadas visando a redução de emissões estão o aumento da razão volumétrica de compressão do motor – que resulta num aumento da eficiência térmica (HEYWOOD, 1988) – e a redução do volume deslocado pelos pistões, mais conhecida como *downsizing* – que resulta num menor consumo de combustível por ciclo (BANDEL et al., 2006). Nesta, é comum a sobrealimentação do motor a fim de aumentar a pressão dentro do cilindro e compensar a perda de potência em função do menor volume deslocado. (FRASER et al., 2009; ZACCARDI; DUVAL; PAGOT, 2009).

Para qualquer uma das estratégias utilizadas, uma das maiores limitações é a ocorrência de queima irregular do combustível. As altas temperaturas e pressões às quais a mistura não queimada é submetida pode resultar na auto-ignição da mesma, criando uma ou mais frentes de chama concorrentes e ondas de pressão capazes de causar danos significativos ao motor (HEYWOOD, 1988).

Especialmente importante é a pré-ignição a baixas velocidades (do inglês *low speed pre-ignition* ou LSPI), que ocorre quando uma frente de chama surge antes da centelha, normalmente em função do aquecimento da mistura ar-combustível em regiões de temperatura muito elevada, chamadas *hotspots* – e.g. o eletrodo da vela – ou devido à presença de contaminantes com baixa resistência à autoignição – e.g. acúmulo de *soot* proveniente da queima incompleta da mistura ou de gotículas de óleo lubrificante que se desprendem da parede do cilindro (WILLAND et al., 2009; ZACCARDI; ESCUDIE, 2014;

WANG et al., 2015), em condições de baixas velocidades de rotação e alta carga.

Os fatores que contribuem para maiores taxas de LSPI têm sido alvo de estudos recentes, mas os mecanismos causadores ainda não são completamente compreendidos. Motores com altas razões volumétricas de compressão ou altas pressões médias efetivas podem apresentar esse tipo de combustão anormal devido às condições críticas de temperatura e pressão dentro do cilindro. Pesquisas indicam forte relação da composição do combustível com a ocorrência de pré-ignição, mesmo em misturas com valores equivalentes de RON e pontos de ebulição próximos (AMANN; MEHTA; ALGER, 2011). Há também indícios que a composição dos óleos lubrificantes utilizados tem correlação com a pré-ignição, sendo os óleos ricos em cálcio associados a maiores índices de queima irregular. (DINGLE et al., 2014; WELLING et al., 2014; KUTI et al., 2015).

A literatura consultada indica forte influência do motor utilizado na ocorrência desse tipo de combustão anormal, e as atuais estratégias para mitigação do problema são limitadas e normalmente envolvem a redução do avanço de ignição, o uso de misturas ricas e/ou a limitação da carga por meio do fechamento parcial da válvula borboleta, o que contrasta com a inicial busca por maiores eficiências e menor consumo de combustível. Este trabalho visa investigar as causas da LSPI em um motor comercial específico e, por meio das conclusões obtidas, contribuir para a melhor compreensão do fenômeno e buscar uma estratégia diferente para a redução de sua ocorrência neste motor e em projetos futuros, assim como servir de base teórica para aqueles que por ocasião possam se ver diante de problemas semelhantes.

1.1 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é investigar a LSPI em um motor naturalmente aspirado com ignição por centelha e alta razão volumétrica de compressão. Para tal, são realizados testes em uma bancada de dinamômetro instrumentada, a fim de caracterizar os aspectos termodinâmicos da combustão irregular. Como objetivos específicos do trabalho destacam-se:

- Elaborar uma metodologia de estudo da LSPI utilizando dados de pressão indicada e intensidade de luz para o diagnóstico de motores de combustão interna.
- Avaliar a influência de parâmetros relativos à calibração e operação do motor na taxa de ocorrência de LSPI, especificamente: o avanço da ignição, a fase da injeção de combustível, a razão de equivalência ar/combustível, a velocidade de rotação do eixo virabrequim, a temperatura do ar no coletor de admissão e a temperatura do fluido de arrefecimento;

-
- Determinar a região da câmara de combustão com maior incidência de LSPI por meio da análise da intensidade de luz dentro do cilindro;
 - Determinar quais os mecanismos causadores da LSPI no motor utilizado;
 - Sugerir modificações no motor utilizado a fim de mitigar a ocorrência da LSPI;

2 Revisão bibliográfica

Neste capítulo serão apresentados conceitos básicos relativos aos motores de combustão interna, combustão, combustão anormal, pré-ignição, técnicas para análise de combustão e uma revisão do estado da arte sobre o tema da pré-ignição a baixas velocidades.

2.1 Motores de combustão interna

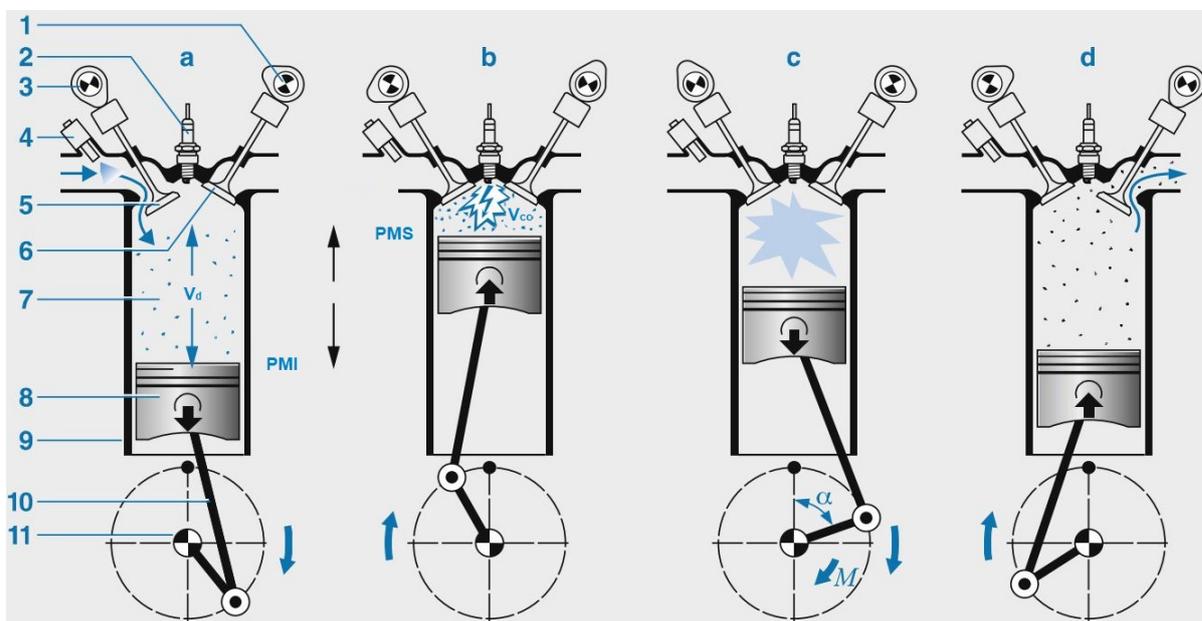
Desde a segunda metade do século XIX, os motores de combustão interna têm sido largamente utilizados na transformação de energia química em energia cinética de eixo, seja para fins de locomoção ou de geração de eletricidade (REIF, 2014). Especialmente populares são os motores de ignição por centelha (SI ou *Spark Ignition*), amplamente utilizados na indústria automobilística. Nestes, a ignição e consequente propagação da frente de chama no cilindro se dá por meio da queima localizada do combustível no ponto de centelha – um arco elétrico de breve duração, gerado pela vela pouco antes da chegada do pistão ao seu ponto morto superior. A Figura 1 ilustra o ciclo de um cilindro num motor SI com injeção no pörtico de quatro tempos, sendo eles:

- Admissão: abertura da válvula de admissão e entrada da mistura ar/combustível no cilindro;
- Compressão: fechamento da válvula de admissão e compressão da mistura ar combustível;
- Combustão/Expansão: queima da mistura ar/combustível após a ignição pela centelha. Transmissão do trabalho gerado pela expansão da mistura ao eixo;
- Exaustão: abertura da válvula de exaustão e expulsão dos gases residuais da combustão.

Nos motores do tipo SI, a injeção de combustível pode ser feita no coletor de admissão, onde ocorre a mistura com o ar de forma homogênea antes da entrada no cilindro pela válvula de admissão (injeção no pörtico, ou PFI), ou de forma direta, dentro do cilindro após a admissão do ar na câmara de combustão (injeção direta, ou DI). Neste caso, a mistura ar/combustível pode ser homogênea ou estratificada. A Figura 2 apresenta de forma esquemática a diferença entre os dois mecanismos de injeção.

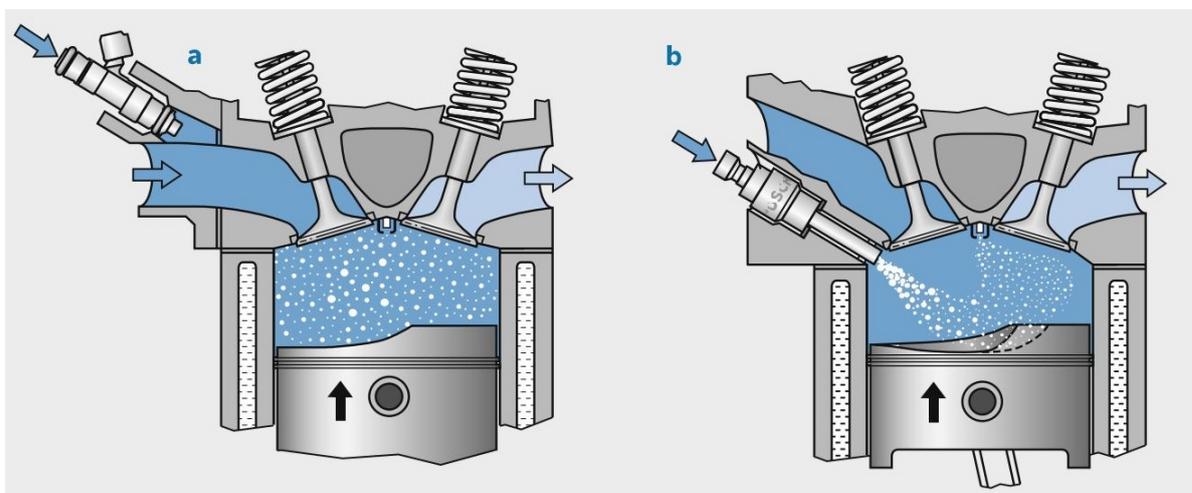
Os recentes desenvolvimentos tecnológicos na área de combustíveis e motores têm tornado possível o uso de motores com maiores razões volumétricas de compressão, sendo

Figura 1 – Ilustração esquemática do funcionamento de um motor SI quatro tempos.



Legenda: a – Admissão; b – Compressão; c – Combustão; d – Exaustão; 1 – Eixo de comando da exaustão; 2 – Vela; 3 – Eixo de comando da admissão; 4 – Injetor; 5 – Válvula de admissão; 6 – Válvula de exaustão; 7 – Câmara de combustão; 8 – Pistão; 9 – Cilindro; 10 – Biela; 11 – Eixo Virabrequim; M – Torque, α – Ângulo do eixo virabrequim; V_{CC} – Volume da câmara de combustão; V_D – Volume deslocado pelo pistão. Fonte: Reif (2014). Figura adaptada pelo autor.

Figura 2 – Detalhamento de sistemas de injeção.



Legenda: (a) PFI com mistura homogênea e (b) DI com mistura estratificada. Fonte: Reif (2014). Figura adaptada pelo autor.

comum o uso de DI a fim de reduzir o consumo de combustível e os níveis de emissões, normalmente em conjunto com turbocompressores a fim de aumentar a massa de ar introduzida no cilindro. Entretanto, os motores do tipo PFI ainda representam uma parcela grande do mercado, devido ao domínio da tecnologia, à simplicidade do sistema e à sua robustez de combustão, o que torna possível a utilização de combustíveis de pior qualidade. Destacam-se também o baixo custo do sistema e a facilidade do tratamento de emissões com um sistema de catalisador *three way*. Vale notar que, para ambos os tipos de injeção, a ocorrência de combustão irregular – em especial a pré-ignição – representa um entrave ao uso de maiores razões volumétricas de compressão e, conseqüentemente, maiores eficiências térmicas (REIF, 2014).

2.1.1 Conceitos importantes

No estudo de motores de combustão interna, são utilizadas diversas grandezas relativas ao funcionamento do motor. Nesta seção serão descritas as grandezas utilizadas no trabalho, tal como apresentadas por Heywood (1988).

2.1.1.1 Razão de equivalência ar/combustível

A razão de equivalência ar/combustível (λ) corresponde à razão entre a proporção mássica entre o ar e o combustível admitidos no cilindro no processo real e a proporção mássica entre o ar e o combustível para que a reação de combustão ocorra de forma estequiométrica. A Eq. 2.1 apresenta a forma de se calcular a razão de equivalência ar/combustível. Para uma mistura estequiométrica, $\lambda = 1,0$. Quando há excesso de combustível, a razão tem valor menor que 1, e quando há excesso de ar, a mistura tem valor maior que 1.

$$\lambda = \frac{\frac{m_{ar}}{m_{comb}}(real)}{\frac{m_{ar}}{m_{comb}}(esteq)} \quad (2.1)$$

2.1.1.2 Eficiência térmica

A eficiência térmica de um MCI é definida como a razão entre o trabalho útil fornecido pelo motor e o calor fornecido ao motor, que pode ser calculado pelo poder calorífico do combustível e sua massa, tal como mostrado na Eq.

$$\eta_T = \frac{W}{m_{comb} \cdot PCI} \quad (2.2)$$

2.1.1.3 Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica é a razão entre o volume de ar admitido no cilindro e o volume deslocado pelo pistão, tal como mostrado na Eq. 2.3. O volume de ar admitido é função da massa de ar m_{ar} e da sua massa específica ρ

$$\eta_V = \frac{\rho \cdot m_{ar}}{V_d} \quad (2.3)$$

Como a massa específica do ar varia, é comum um valor de eficiência volumétrica corrigida para o ar em condições padrão a fim de se obter um parâmetro que pode ser utilizado em diversas condições atmosféricas. O cálculo da eficiência volumétrica corrigida é apresentado na Eq.2.4.

$$\eta_{SP} = \frac{\rho \cdot m_{ar}}{\frac{\rho_{real}}{\rho_{padrão}} \cdot V_d} \quad (2.4)$$

2.2 Análise da combustão por meio da pressão indicada e modelos termodinâmicos

A medição de dados em motores de combustão interna é uma tarefa difícil em função das condições extremas dentro da câmara de combustão, do curto espaço de tempo no qual os fenômenos ocorrem e da dificuldade de instrumentação adequada. Em função destes problemas, é comum o uso de modelos físicos para cálculo de variáveis como fração de massa de combustível queimada, temperatura dentro da câmara de combustão, taxa de liberação de calor, dentre outros. Dada a relação entre pressão, temperatura e volume, a medição dos valores de pressão dentro do cilindro (também chamada de pressão indicada) e a medição da posição e da velocidade de rotação do eixo viabilizam a utilização desses modelos. A medição da pressão é feita por um transdutor de pressão de alta frequência, e o monitoramento da posição e da velocidade de rotação do eixo é feita por um *encoder*. Nesta seção serão descritos os modelos utilizados para o cálculo de algumas destas grandezas.

2.2.1 Pressão média efetiva

A pressão média efetiva é um dado importante sobre o funcionamento do motor. Seu valor fornece uma indicação da carga adentrando o cilindro durante a operação do motor, e ela é definida como a pressão média agindo sobre o cilindro durante os 720 CAD correspondentes ao ciclo completo de operação para um motor quatro tempos (HEYWOOD, 1988). Dependendo da forma como é calculada, é possível obter diferentes valores, que recebem denominações distintas.

A pressão média efetiva ou PME corresponde à área sob a curva de operação do motor num diagrama p-V dividida pelo volume deslocado V_d , sendo portanto calculada pela integral da pressão ao longo do volume, tal como descrito na Equação 2.5. Pode ser caracterizada como PME bruta – integrando-se apenas as etapas de compressão e combustão do ciclo, desconsiderando assim as perdas por bombeamento – ou PME líquida – integrando-se o ciclo completo. Os valores de pressão para o cálculo podem ser obtidos experimentalmente para cada cilindro por meio de transdutores de pressão.

$$PME = \frac{1}{V_d} \int_{-360^\circ}^{+360^\circ} p dV \quad (2.5)$$

Já a pressão média de freio (PMF) é a pressão média dentro do cilindro calculada por meio do valor medido de torque no dinamômetro. O torque e a pressão dentro do cilindro se relacionam tal como descrito na Equação 2.6, na qual $n_R = 2$ para um motor 4 tempos e τ é o torque medido no eixo.

$$PMF = \frac{2\pi \cdot n_R \cdot \tau}{V_d} \quad (2.6)$$

A PMF expressa o valor de pressão que está disponível no volante de inércia do motor após as perdas por bombeamento e as perdas mecânicas por fricção. Uma vez que seu valor é calculado por meio do torque medido para todo o motor, não é possível obter valores específicos para cada cilindro.

2.2.2 Temperatura dentro da câmara de combustão

A temperatura média dentro do cilindro pode ser estimada por meio da equação dos gases (Equação 2.7), considerando-se a mistura como um gás ideal. O cálculo do volume em função do ângulo do eixo virabrequim é feito por meio da Equação 2.8, na qual θ é o ângulo do eixo virabrequim, \mathbf{B} é o diâmetro do cilindro, \mathbf{l} é o comprimento da biela, \mathbf{a} é o raio da manivela e V_{cc} é o volume da câmara de combustão. Toma-se o PMS como referência inicial (0 CAD) e considera-se que não há excentricidade do pino munhão. A dedução desta pode ser encontrada em Heywood (1988).

$$T = \frac{p \cdot V}{m \cdot R} \quad (2.7)$$

$$V(\theta) = V_{cc} + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - (a \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \cdot \sin^2 \theta})) \quad (2.8)$$

2.2.3 Taxa de liberação de calor (TLC)

A primeira lei da termodinâmica relaciona a energia de um volume de controle ao calor e ao trabalho que passam por suas fronteiras. Uma vez que o trabalho gerado pelo sistema depende da pressão dentro do cilindro e do volume deslocado e que a energia dada ao sistema é conhecida pela entalpia do combustível, é possível calcular a taxa de liberação de calor ao longo do ciclo do motor utilizando valores de pressão, tal como demonstrado na equação Equação 2.9 na qual Q_a é o calor liberado e c_V é o calor específico a volume constante. Seu valor pode ser calculado com precisão satisfatória por meio de um modelo termodinâmico entre os ângulos -60° e 90° – tomando como referência o PMS entre a compressão e combustão.

$$TLC = \frac{\delta Q_a}{d\theta} = m \frac{c_V dT}{d\theta} + \frac{pdV}{d\theta} \quad (2.9)$$

A Equação 2.10 explicita o cálculo da TLC em passos discretos tal como utilizado pelo software AVL Indicom[®] (AVL, 2011). Cada passo da iteração corresponde a 1 CAD. K é uma constante para conversão de unidades, tendo o valor de 100 para o uso neste trabalho, κ é o coeficiente politrópico de expansão e p_i é a pressão indicada.

$$TLC = \frac{K}{\kappa - 1} [\kappa \cdot p_i \cdot (V_{i+1} - V_{i-1}) + V_i \cdot (p_{i+1} - p_{i-1})] \quad (2.10)$$

A curva integral da liberação de calor ao longo do ciclo de combustão pode ser calculada conforme a Equação 2.11:

$$Q_{at} = \int_{-60^\circ}^{90^\circ} \frac{\delta Q_a}{d\theta} d\theta \quad (2.11)$$

2.2.4 Fração de Massa Queimada (FMQ)

A fração de massa queimada ao longo da combustão pode ser calculada com precisão satisfatória por meio de um modelo termodinâmico entre os ângulos -60° e 90° – tomando como referência o PMS entre a compressão e combustão. A Equação 2.12 descreve o modelo utilizado, deduzido a partir da primeira lei da termodinâmica.

$$FMQ(\theta) = \frac{100}{Q_{at}} \int_{-60^\circ}^{\theta} \frac{\delta Q_a}{d\theta} d\theta \quad (2.12)$$

A fração de massa queimada é um indicador comum do início e do término da combustão. Costuma-se utilizar valores de 5% ou 10% de FMQ para indicar o início da combustão, e 90 % ou 95% de FMQ para indicar o fim da combustão.

2.3 Análise da combustão por meio da intensidade de luz

A combustão de uma mistura ar/combustível homogênea tem como resultado a liberação simultânea de calor e radiação molecular. Logo, espera-se a sincronia da intensidade dos sinais de luz e de pressão medidos dentro do cilindro. Mais especificamente, pode-se dizer que a geração de luz é síncrona com a taxa de liberação de calor durante o desenvolvimento da frente de chama, enquanto ao final da queima, a radiação oriunda de produtos intermediários da combustão em regiões já queimadas durante a formação de H_2O e CO_2 assume papel mais dominante quanto à geração de luz, de tal forma que a pressão passa a ser mais relacionada à luminosidade a medida que a taxa de liberação de calor diminui. (WINKLHOFER, 2007).

Associando-se a popular análise de pressão indicada dentro do cilindro para avaliação termodinâmica da combustão à medição de sinais de luminosidade dentro do cilindro, é possível caracterizar de forma muito mais precisa a combustão. A análise conjunta oferece dados importantes ao engenheiro automotivo, tais como:

- Velocidade da frente de chama;
- Velocidade linear do *kernel*;
- Verificação da ocorrência de chama difusiva e presença de particulado;
- Verificação da ocorrência de *knock* e determinação de sua origem;
- Verificação da ocorrência de pré-ignição e outros tipos de combustão anormal.

Para a medição da luminosidade dentro do cilindro é necessária uma janela de acesso óptico ao mesmo. No equipamento utilizado, o acesso óptico se dá por meio de pequenas safiras na vela, às quais são conectados transmissores – i.e. cabos de fibra óptica. O sinal de luz recebido pelo transmissor segue então até um fotodiodo, que converte a luminosidade em tensão. O sinal de tensão é então tratado e transformado em imagens e gráficos a fim de gerar dados de maior valia para o operador (WINKLHOFER, 2007). A Figura 3 mostra a vela instrumentada utilizada neste trabalho. Cada uma das 7 pontas de safira é conectada a 5 cabos de fibra óptica, totalizando 35 fibras (AVL, 2004).

A Figura 4 mostra o exemplo do resultado da medição de um ciclo de combustão. O eixo das abcissas representa o ângulo do eixo virabrequim e o eixo das ordenadas representa a numeração das fibras. A escala de cores à direita da imagem representa a intensidade de luz, mas os valores da escala não tem correlação direta com grandezas reais, sendo apenas para análise qualitativa. Na figura, a linha vertical à esquerda representa o sinal de luz em função da centelha. Alguns graus após a centelha, é possível ver um aumento de luminosidade representado pela área azul mais clara, em função do início e da propagação

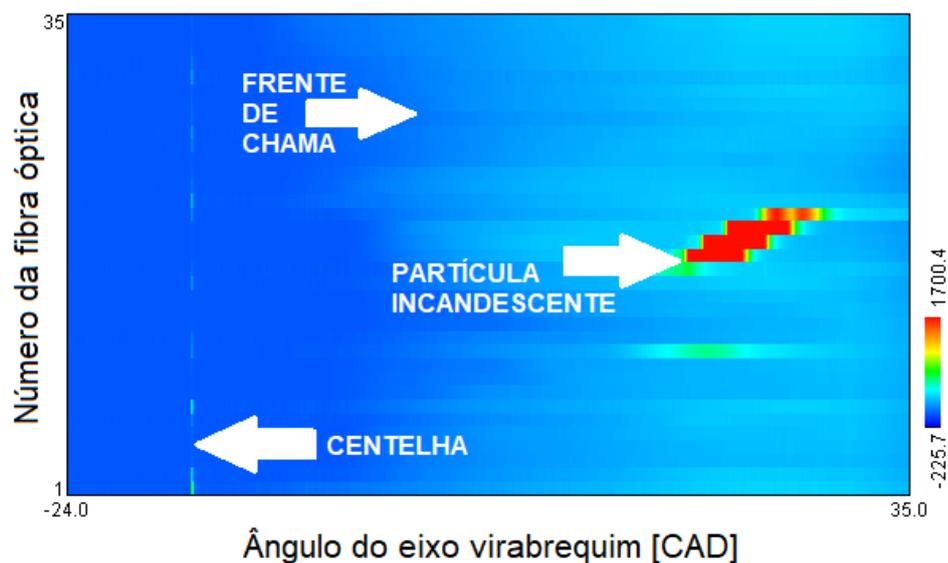
Figura 3 – Vela instrumentada com cabos de fibra óptica para medição de luminosidade dentro do cilindro.



Fonte: Autor.

de uma frente de chama. Também é possível notar uma partícula vermelha à direita da imagem. Trata-se de uma partícula incandescente na câmara de combustão, ou seja, uma combustão difusa – e.g. de uma gotícula não evaporada ou de um depósito que se soltou. Sempre que há combustão difusa, a intensidade de luz observada é muito maior do que aquela de uma chama pré-misturada (WINKLHOFER, 2007).

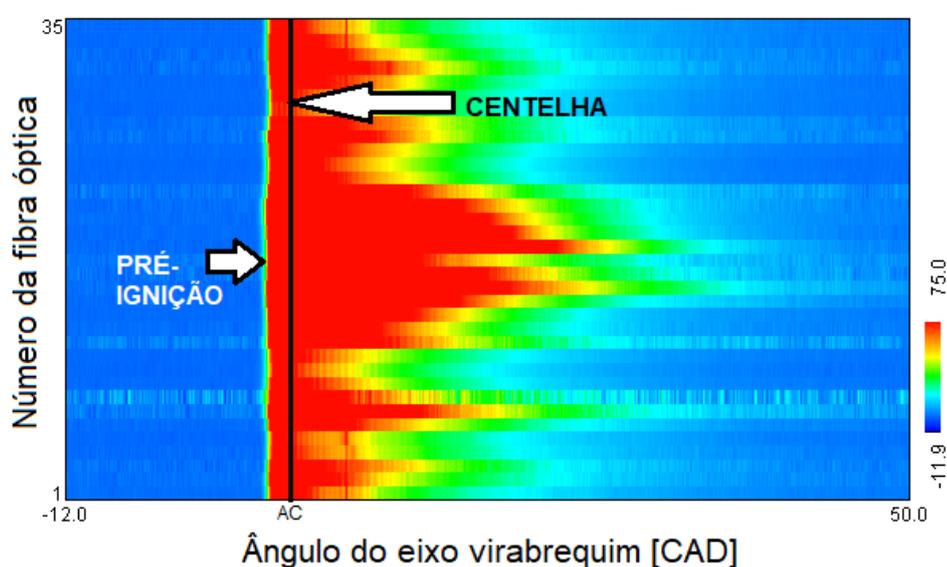
Figura 4 – Exemplo do sinal de intensidade de luz de uma combustão difusa.



Fonte: Autor.

A Figura 5 exemplifica o resultado de uma medição de um ciclo de pré-ignição. A linha preta vertical à esquerda foi adicionada posteriormente e representa a posição do avanço de centelha (AC, no eixo das abcissas). É possível verificar que há uma região de luminosidade intensa anterior à centelha, ou seja, a combustão teve início antes da centelha. A intensidade de luz da combustão em função da pré-ignição é superior àquela observada numa combustão normal devido às maiores pressões, mas inferior àquela devido a uma combustão difusa (WINKLHOFER, 2007). O intervalo angular de medição é diferente do que aquele apresentado na Fig. 4, sendo ajustado pelo usuário a cada medição a fim de melhor observar o fenômeno de combustão a ser analisado.

Figura 5 – Exemplo do sinal de intensidade de luz de uma pré-ignição.



Fonte: Autor.

2.4 Processos de combustão anormal

Heywood (1988) define combustão anormal como “a propagação de uma frente de chama iniciada em uma superfície quente ou a queima parcial ou total da mistura admitida a velocidades muito altas, podendo ocorrer antes ou após a ignição por centelha”. Com base nesta definição, pode-se separar os fenômenos de combustão anormal em motores SI em dois grandes grupos: auto-ignição após a centelha e auto-ignição anterior à centelha – i.e. pré-ignição. Vale notar que a definição acima não incluiu os fenômenos de *misfire* completo e parcial, onde não há combustão completa da mistura.

A auto-ignição após a centelha (daqui em diante denominada simplesmente auto-ignição) ocorre normalmente em função do aumento da temperatura média resultante do rápido aumento de pressão na região posterior à frente de chama. Em função desse aumento de temperatura, a mistura não-queimada se aquece e atinge sua energia de

ativação, entrando em combustão. As condições de temperatura e pressão mais altas aceleram as reações iniciais de oxidação do combustível, de tal forma que a combustão subsequente ocorre de forma mais rápida, podendo gerar uma frente de chama com velocidades de propagação até vinte vezes maior do que a da frente de chama gerada pela ignição por centelha (HEYWOOD, 1988). A contaminação da mistura ou o uso de combustíveis de baixa qualidade – especificamente combustíveis de baixo RON – reduz a resistência da mistura à auto-ignição, o que resulta numa maior ocorrência desse fenômeno (PILING, 1997). O aquecimento local da mistura numa região mais quente da câmara de combustão – e.g. próximo à válvula de exaustão – também pode influenciar a ocorrência da auto-ignição.

A pré-ignição ocorre quando a queima do combustível se inicia antes da ignição por centelha, podendo haver ou não propagação de uma frente de chama. A pré-ignição tem início quando a mistura ar/combustível atinge sua energia de ativação antes da ocorrência da centelha, o que ocorre quando altas temperaturas são atingidas. Esse aumento de temperatura pode ser devido ao uso de altas razões volumétricas de compressão – uma vez que o aumento da pressão devido à compressão leva a um aumento adiabático da temperatura média – ou devido ao aquecimento local da mistura em pontos quentes da câmara de combustão – e.g. o eletrodo da vela. A queima da mistura pode também ter início em função da presença de depósitos incandescentes, que atuam de forma semelhante à centelha, fornecendo energia à mistura. Assim como no caso da auto-ignição, a contaminação do combustível ou o uso de combustíveis de baixa qualidade reduz a resistência da mistura à pré-ignição, levar a uma maior ocorrência do fenômeno (HEYWOOD, 1988).

Uma das principais consequências dos fenômenos de combustão anormal é o *knock*. Seu nome – que pode ser traduzido literalmente como “batida” – vem do som característico transmitido pela estrutura do motor quando ondas de pressão geradas pela propagação de uma frente de chama proveniente de uma combustão anormal reverberam nas paredes do cilindro. De forma simplificada, o *knock* pode ser entendido como a propagação e reverberação de ondas de pressão em função de uma combustão anormal. É importante notar que nem todo fenômeno de combustão anormal tem como consequência o *knock*, mas que todo *knock* tem como origem um fenômeno de combustão anormal. Os picos de pressão e os altos gradientes temporais e espaciais de pressão resultantes do *knock* podem causar danos sérios à estrutura do motor, como por exemplo a fusão do pistão e das válvulas, a erosão do cabeçote e das paredes do cilindro e a fusão do eletrodo da vela. Dessa forma, é necessário compreender as causas dos fenômenos de combustão anormal a fim de evitá-los e mitigar a ocorrência de *knock*. Além disso, é necessário também entender a correlação entre cada tipo de combustão anormal, a ocorrência de *knock* e sua intensidade (REIF, 2014).

Quanto à intensidade do *knock*, podemos separá-lo em dois grupos: *knock* convenci-

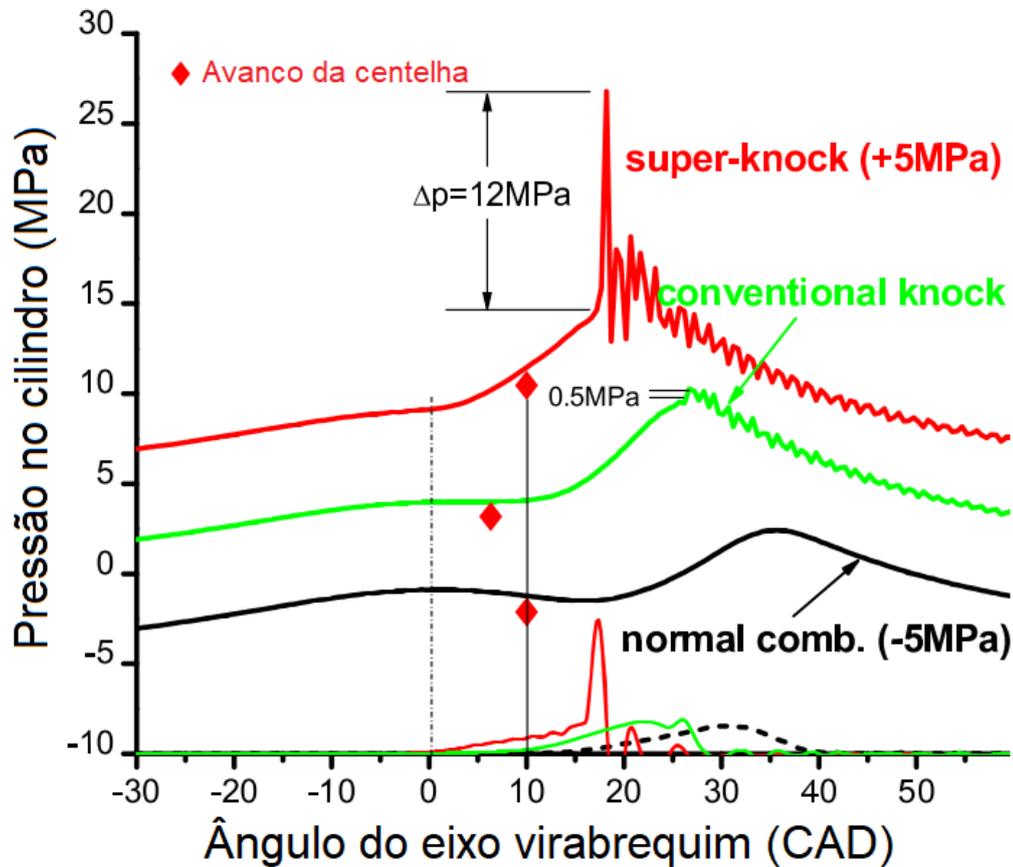
onal e *superknock*. O *knock* convencional ocorre normalmente quando há auto-ignição e se caracteriza por gradientes de pressão relativamente pequenos (até 10 bar). Uma vez que grande parte da mistura já foi queimada quando a auto-ignição tem início (normalmente mais de 50%), a quantidade de energia a ser liberada é menor, de tal forma que as ondas de pressão consequentes possuem uma quantidade menor de energia. A estratégia mais comum para a mitigação do *knock* convencional é a redução do avanço da centelha a fim de reduzir a pressão máxima de pico no cilindro. Essa redução do avanço diminui a eficiência térmica do motor, uma vez que o mesmo não opera mais na condição de torque máximo (MBT), mas é bastante eficiente em eliminar o *knock* em toda a faixa de operação do motor, quando o mesmo ocorre devido à auto-ignição (WANG; LIU; REITZ, 2017).

Já no *superknock* são observados gradientes de pressão muito maiores (frequentemente superiores a 100 bar). Os gradientes temporais de pressão também são muito altos em função da rápida queima da mistura, que ocorre normalmente em menos de 5 CAD. A quantidade de energia necessária para que ocorra um *superknock* é muito grande, de tal forma que este fenômeno só é observado quando a combustão anormal consome toda ou quase toda a mistura, ou seja, quando há pré-ignição ou quando a auto-ignição ocorre muito próxima à ignição por centelha. As condições para esse tipo de condição anormal não são comumente observadas, ocorrendo geralmente em motores muito sobrealimentados ou com razões volumétricas de compressão muito altas e em condições de alta carga (WANG; LIU; REITZ, 2017).

A Fig. 6 ilustra a diferença entre uma combustão normal, *knock* e *superknock* no que diz respeito ao gradiente de pressão e à velocidade de combustão, em um mesmo motor. Comparando os picos de pressão entre cada um dos ciclos, é fácil notar que, além do valor de pressão muito superior quando ocorre *superknock* (curva vermelha), o pico de pressão se desloca no eixo das abcissas em direção à centelha, o que significa que a combustão ocorre de forma muito mais rápida. O mesmo ocorre em menor escala para o ciclo em que há *knock* convencional (curva verde), quando comparado a um ciclo com combustão regular (curva preta). De forma simplificada, podemos diferenciar o *knock* convencional do *superknock* pela ordem de grandeza do gradiente de pressão, que é mais de uma vez superior para o *superknock*.

Na língua portuguesa, é comum observar o uso da palavra "detonação" como sinônimo de *knock*. Entretanto, o termo detonação (*detonation*, em inglês) possui outro significado relevante no contexto de MCIs. De acordo com Zeldovich (1980b), o regime de propagação de uma chama pode se dar de quatro diferentes formas:

- Quase explosão térmica, sem onda de choque: a velocidade de onda da reação espontânea é maior do que a velocidade de detonação do modelo de Chapman-Jouguet, e ambas são muito superiores à velocidade do som ($u_{sp} > D_{CJ} \gg c$);

Figura 6 – Diferença entre uma combustão normal, *knock* e *superknock*.

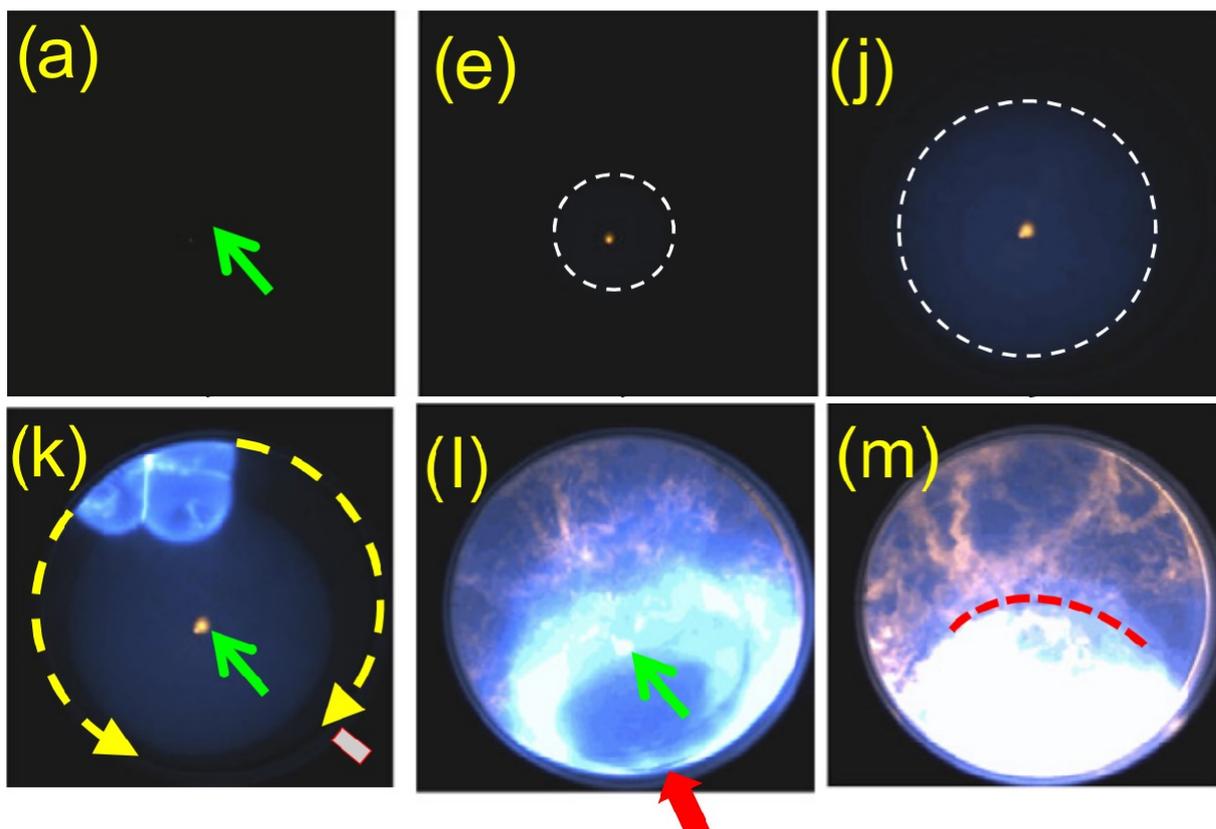
Fonte: (WANG; LIU; REITZ, 2017). Figura adaptada pelo autor.

- Detonação de propagação supersônica: a velocidade de onda da reação espontânea é menor ou igual à velocidade de detonação do modelo de Chapman-Jouguet, e ambas são superiores à velocidade do som ($D_{CJ} > u_{sp} > c$);
- Deflagração de propagação subsônica: A velocidade de onda da reação espontânea é maior do que a velocidade de propagação convencional da chama, e inferior à velocidade do som ($c > u_{sp} > u_f$);
- Propagação convencional por meio de difusão molecular e mecanismos condutivos: a velocidade da reação espontânea é aproximadamente igual à velocidade de propagação da chama ($u_{sp} \approx u_f$).

Segundo Wang et al. (2015), quando um MCI opera em condições normais, é observada apenas a propagação convencional da chama. Quando há auto-ignição, a ignição sequencial da mistura não queimada devido ao seu estado energético pode gerar uma deflagração, que se propaga de forma rápida, levando à ocorrência de *knock*. Já no caso da pré-ignição, a deflagração subsônica inicial aumenta ainda mais a temperatura e pressão

nas regiões adjacentes podendo levar à transição para um regime de detonação, em que a chama se propaga de forma supersônica, gerando ondas de pressão de grande amplitude, o que caracteriza a ocorrência de *superknock*. Esse regime de propagação de chama, ilustrado na Fig. 7, é conhecido como deflagração a detonação (DTD, do inglês "deflagration to detonation"). Entre o ponto (a) e o ponto (e) tem início uma pré-ignição, que corresponde ao ponto alaranjado visto em (e) e (j). O círculo tracejado branco corresponde a deflagração em função da pré-ignição. No ponto (k), a região azul intensa corresponde a uma combustão em regime de detonação, que teve início em função do aumento de temperatura causado pela pré-ignição. Em (l) e (m), vemos a rápida combustão de toda a mistura e a propagação da onda de pressão, indicada pela linha vermelha tracejada em (m). O tempo entre cada imagem é de 0,02 ms para cada letra, ou seja, 0,08 ms entre (a) e (e), 0,10 ms entre (e) e (j) e 0,02 entre as demais, evidenciando a rápida velocidade de combustão observada quando há detonação.

Figura 7 – Pré-ignição resultando num regime de deflagração a detonação.



Fonte: (WANG et al., 2015). Figura adaptada pelo autor.

Tendo em vista a relevância da detonação como regime de propagação de chama, sua correlação com o *knock*, *superknock* e com a pré-ignição – todos objetos de estudo deste trabalho – a utilização do termo em língua estrangeira *knock* tem como finalidade evitar qualquer ambiguidade ou confusão para o leitor. Além disso, busca-se evidenciar a

diferença entre ambos os conceitos, que são frequentemente confundidos, mesmo no meio acadêmico.

Uma vez que o estudo dos modos de combustão e do regime de propagação da chama não são objetivos deste trabalho, não são abordados neste texto os detalhes relativos à teoria da velocidade de propagação de chama, o modelo de Chapman-Jouguet e outros aspectos relativos a esses assuntos. O autor recomenda a leitura dos trabalhos de Zeldovich (1980b), Zeldovich (1980a), Fieweger, Blumenthal e Adomeit (1997), Ivanov, Kiverin e Liberman (2014), Rudloff et al. (2013), Qi et al. (2014), Bates et al. (2016) para maiores informações sobre os modos de combustão e auto-ignição e detalhes sobre os modelos de detonação.

2.4.1 Pré-ignição a baixas velocidades (LSPI)

2.4.1.1 Conceitos básicos

De particular interesse é o fenômeno da pré-ignição a baixas velocidades (LSPI, do inglês *Low Speed Pre-Ignition*). Ela ocorre quando a mistura entra em combustão anteriormente à ignição pela centelha, em baixas velocidades de rotação do motor – i.e menores que 2000 rpm – e altas cargas, quando a pressão média dentro do cilindro é mais alta. A recente tendência de *downsizing* utilizada pela indústria automotiva para reduzir emissões e aumentar a eficiência tem como consequência a perda de torque em função do menor volume deslocado. Para reduzir este efeito, são utilizadas pressões mais altas de operação – geralmente por meio do uso de turbocompressores – e/ou maiores razões volumétricas de compressão. Como resultado das maiores pressões utilizadas – e consequentes maiores temperaturas da carga comprimida na câmara de combustão – a mistura ar/combustível torna-se mais suscetível à autoignição. Especialmente nos motores DI em que a carga estratificada e as menores temperaturas de operação possibilitam o uso de PMFs de até 30 bar, a LSPI tem sido um dos principais obstáculos para o aumento ainda maior de eficiência nos motores. (ZACCARDI; DUVAL; PAGOT, 2009; WILLAND et al., 2009).

Não há consenso na literatura consultada a respeito de um único mecanismo ou fator que leva a LSPI. Todos os trabalhos indicam uma multiplicidade de fatores relacionados a maiores ocorrências de LSPI, sendo necessário o estudo individual de cada motor e a investigação de cada caso a fim de definir como prevenir a ocorrência deste tipo de combustão anormal, evitando assim os danos potencialmente causados por ela.

As fatores causadores da LSPI podem ser divididos em três grandes grupos (WILLAND et al., 2009):

- Gotículas de óleo e depósitos acumulados na câmara de combustão que contaminam a mistura e reduzem sua resistência local à autoignição;

- Componentes quentes na câmara de combustão – e.g. vela, válvula de exaustão – que podem levar a um sobreaquecimento local da mistura e conseqüentemente à sua combustão;
- Cinética química da mistura, que, se sujeita a pressões e temperaturas altas por tempo superior ao tempo de atraso de ignição podem alcançar a energia de ativação necessária para dar início à combustão mesmo sem a presença de centelha.

2.4.1.2 Estado da arte

Willand et al. (2009) utilizaram um motor SI DI comercial para avaliar a influência da movimentação da carga e quantidade de EGR na ocorrência de LSPI. Foi constatado que uma maior presença de EGR resultou em menores valores de PME devido a dinâmica de troca de gases durante o cruzamento das válvulas e teve um efeito negativo na ocorrência de LSPI. Além disso, também foi feita uma análise da energia de ativação e do tempo crítico para autoignição da mistura utilizando um software específico e comparados os dados com aqueles obtidos na bancada do motor em quatro situações de carga diferentes. Concluiu-se que a cinética química da mistura tem papel fundamental na ocorrência de LSPI, sendo possível reduzi-la fazendo uma melhor limpeza (*scavenging*) dos gases residuais no cilindro, viabilizando assim maiores pressões de operação.

Dahnz et al. (2010) investigaram as causas da LSPI em um motor comercial DI utilizando ferramentas numéricas e uma bancada de dinamômetro instrumentada, incluindo uma câmara de alta velocidade para verificação da região de início da LSPI. Concluiu-se que o principal fator causador da combustão irregular foi a contaminação por gotículas de lubrificante, sendo estas normalmente expelidas da fresta superior do pistão durante a desaceleração linear do mesmo próximo ao PMS. O formato bem definido da frente de chama e a baixa velocidade de propagação observados mostraram que a auto-combustão homogênea pôde ser descartada como causa da LSPI.

Amann, Mehta e Alger (2011) testaram quatro diferentes misturas de gasolina com valores bastante próximos de RON e ponto de ebulição, porém com composições químicas diferentes, a fim de verificar a influência da composição do combustível na ocorrência de LSPI e na intensidade do *knock* resultante. Foi observado que combustíveis com maior concentração de aromáticos têm tendência significativamente maior à LSPI, tanto em número de ocorrências quanto em intensidade. Os testes com E10 mostraram uma tendência levemente menor à LSPI que o mistura base utilizado, porém sensível a parâmetros do motor como a razão de equivalência ar/combustível e o avanço da ignição. Também se observou um aumento significativo nas emissões de hidrocarbonetos em ciclos imediatamente anteriores à LSPI, o que reforça a teoria de que a origem da LSPI se dá principalmente ao acúmulo de resíduos de combustível e/ou lubrificante na fenda superior e na coroa do pistão.

Welling et al. (2014) desenvolveram um aparato experimental a fim de verificar a influência da quantidade de contaminante na câmara de combustão e do momento de contaminação na ocorrência de LSPI. Para tal, foi utilizado um motor comercial com injeção do tipo PFI e um injetor adicional direto na câmara de combustão a fim de controlar a entrada do contaminante e facilitar a experimentação com diferentes lubrificantes. Foi verificado que uma mistura mais heterogênea resulta em maiores ocorrências de LSPI na presença de contaminantes em fase líquida.

Dingle et al. (2014) compararam a tendência à PI e a intensidade do *knock* em um motor PFI monocilindro experimental com contaminação de óleo usando duas misturas diferentes de gasolina. A verificação da pré-ignição foi feita por meio de instrumentação óptica do cabeçote do motor. Foi constatada alta ocorrência de LSPI em ambas as misturas, sempre com início em gotículas do contaminante, sendo a ocorrência e a intensidade do *knock* maiores nos testes com a mistura de RON inferior.

Kuti et al. (2015) avaliaram a influência da composição do óleo lubrificante utilizado na qualidade da combustão no motor, em especial no que diz respeito à tendência à pré-ignição, utilizando um aparato experimental que reproduz as condições termodinâmicas de um cilindro de motor. Em seu trabalho, foi observado que uma mistura de 99% iso-octano e 1% óleo lubrificante apresenta redução de até 15% no retardo da ignição quando comparado a uma mistura de 100% iso-octano. Além disso, combustíveis com n-alcenos C_{16} e C_{18} são mais sensíveis à contaminação, se aproximando mais às características de queima do óleo do que outros compostos.

Han et al. (2015) investigaram as causas da LSPI em motores DI e PFI comerciais de pequeno volume, utilizando bancadas instrumentadas e ferramentas de CFD. Para o motor PFI, foi constatada uma redução na ocorrência de LSPI com o avanço do fim da injeção. Quando o término da injeção se deu antes da abertura da válvula de admissão, a ocorrência de LSPI foi reduzida, evidenciando relação entre a LSPI e a interação combustível/óleo na parede do pistão. Quando o avanço se dava além do ângulo de abertura da válvula de admissão, não foi observado nenhuma redução adicional.

Mansfield, Chapman e Briscoe (2016) avaliaram a ocorrência de LSPI em um motor comercial PFI 2.0 turboalimentado utilizando dez diferentes composições de gasolina comercial com valores semelhantes de RON. Observou-se uma influência direta da concentração de aromáticos e olefinas na ocorrência da combustão anormal, sendo esse maior valor associado à maior tendência de formação de depósitos e não à uma maior tendência à autoignição. Foi também criado um modelo exponencial associando o número de ocorrências de LSPI à concentração destes componentes. Não foi observada variação relevante da pressão de pico em relação aos misturas testados.

Merola, Tornatore e Irimescu (2016) investigaram as características da pré-ignição estocástica em um motor monocilindro DI experimental com acesso óptico, avaliando as

trajetórias de partículas quentes e características das frentes de chama (tanto regulares quando provenientes de combustão anormal). Foram utilizando anéis autolubrificantes para eliminar a contaminação por óleo lubrificante como causa da LSPI. Observou-se que a distribuição de chamas secundárias tem maior densidade nos pontos próximos à parede do pistão, indicando a influência de partículas de depósitos de combustível no início da combustão anormal.

Wang, Liu e Reitz (2017) fizeram uma ampla revisão da ocorrência de knock em motores de combustão interna. De maior interesse para este trabalho são a distinção entre *knock* e *superknock* e a correlação do segundo com a ocorrência de pré-ignição. Os autores destacam a rápida liberação de energia no *superknock*, com a queima do combustível normalmente ocorrendo em menos de 5 CAD, seguida de uma expansão quase adiabática. Além disso, também são discutidos os modos de combustão associados à LSPI, estratégias para a sua mitigação e a influência da composição do combustível e do óleo lubrificante utilizados.

2.5 Detecção e tratamento estatístico de fenômenos de combustão anormal

Em trabalhos experimentais envolvendo o estudo da combustão em motores de combustão interna, é importante escolher variáveis e parâmetros apropriados para a caracterização correta de um fenômeno. Em estudos envolvendo a LSPI, algumas metodologias podem ser utilizadas. Neste texto serão descritas as metodologias propostas por Zaccardi et al. (2009) e Zaccardi, Duval e Pagot (2009).

A primeira forma de caracterização é por meio da avaliação da pressão dentro do cilindro, tanto de valores máximos quanto de valores de PME. Uma vez que a pré-ignição gera picos de pressão muito altos em função da propagação de uma frente de chama anterior ao tempo de centelha, é possível definir uma pré-ignição utilizando valores de pressão medidos dentro do cilindro. Com base em valores de média e desvio padrão das pressões medida ao longo de vários ciclos, escolhe-se um limite de pressão, acima do qual assume-se que houve uma pré-ignição. Essa metodologia de medição apresenta algumas falhas, notavelmente a não adequação dos valores de média e desvio padrão à um ciclo normal de combustão – sendo a mediana mais representativa. O problema agrava-se quanto maior o número de ciclos com combustão irregular e quanto maiores os valores de pressão medidos, pois a média se distorce cada vez mais em relação a um ciclo normal. Outra maneira de determinar a ocorrência de uma pré-ignição por meio de valores de pressão é estipulando um valor mínimo de pressão máxima, acima do valor médio de pressão máxima encontrado em ciclos em que a combustão ocorre normalmente para a mesma condição de operação. Este método tem como desvantagens a necessidade do conhecimento prévio do

motor por parte do engenheiro responsável e a não detecção de fenômenos de pré-ignição muito próximos ao tempo de centelha ou sem propagação continuada de uma frente de chama – que têm como consequência picos de pressão de menor valor.

A segunda forma de caracterizar uma pré-ignição é avaliando a fração de massa queimada dentro do cilindro e comparando-a ao tempo de centelha. Uma vez que a pré-ignição ocorre por definição anteriormente à ignição por centelha, valores de FMQ superiores a zero anteriormente à centelha indicam a presença de combustão irregular. Podem ser avaliados valores de FMQ de 10%, 5% e até 1%, caso haja resolução e precisão satisfatórias de medição.

Para qualquer um dos métodos escolhidos, é interessante a adoção de indicadores estatísticos robustos para melhor caracterizar em quais ciclos ocorre de fato a pré-ignição, assim como para avaliar os valores de pressão ao longo do ciclo e outras grandezas calculadas. Uma boa descrição do uso de ferramentas estatísticas robustas, suas particularidades e seu uso para a determinação de pontos díspares – i.e. *outliers* – pode ser encontradas no trabalho de Huber e Ronchetti (2009).

Um dos conceitos mais importantes para a determinação da robustez de indicadores estatísticos é o *breakpoint*. Ele consiste na porcentagem de medições errôneas necessárias para resultar num erro no valor do índice. A média simples, mais comumente usada para determinar o comportamento médio de um sistema com distribuição assumida como normal, tem um *breakpoint* de 0. Neste trabalho, será utilizado o valor de mediana como representativo do comportamento médio do sistema, pois esta possui um valor de *breakpoint* de 50, ou seja, seu valor é altamente robusto no que diz respeito à influência de *outliers*. Como indicador da regularidade dos valores medidos, será utilizada a dispersão quadrática da mediana ao invés do desvio padrão, também em função de sua maior robustez. A Eq. 2.13 apresenta o cálculo da dispersão quadrática da mediana para um conjunto de dados $N = X_1, X_2 \dots X_i$.

$$\Delta_{\mu R}^2 = \mu(|X_i - \mu|) \quad (2.13)$$

2.6 Considerações finais

A partir da revisão bibliográfica realizada, nota-se que a LSPI representa um desafio para o desenvolvimento de MCIs sobrealimentados e com maiores razões volumétricas de compressão. A compreensão dos mecanismos causadores do fenômeno e da influência de parâmetros de operação do motor na ocorrência deste tipo de combustão anormal são fundamentais para que se possa evitar a LSPI. Desta forma, pretende-se desenvolver uma metodologia adequada para o estudo e caracterização da LSPI, verificando quais parâmetros de calibração do motor influenciam sua ocorrência e intensidade, utilizando

a análise da combustão por dados de pressão indicada e intensidade de luz, assim como indicadores estatísticos robustos para evitar diagnósticos sem significância estatística. Por fim, a Tabela 1 apresenta um resumo das contribuições recentes feitas ao tema pelos autores citados neste capítulo.

Tabela 1 – Resumo da literatura revisada

Autores e ano	Contribuições
Willand et al. (2009)	Mecanismos causadores da LSPI e influência do EGR quente.
Dahnz et al. (2010)	LSPI devido a contaminação por óleo, usando CFD e métodos ópticos.
Amann, Mehta e Alger (2011)	Influência da composição do combustível.
Welling et al. (2014)	Influência da quantidade de contaminante na mistura.
Dingle et al. (2014)	Influência do RON, utilizando motor PFI monocilindro.
Kuti et al. (2015)	Influência da composição do lubrificante.
Han et al. (2015)	Influência da fase injeção utilizando um motor PFI.
Wang et al. (2015)	Correlação entre LSPI e <i>superknock</i> e os modos de combustão, usando métodos ópticos.
Mansfield, Chapman e Briscoe (2016)	Influência da composição do combustível.
Merola, Tornatore e Irimescu (2016)	Caracterização das frentes de chama da LSPI e trajetórias de partículas de depósitos.
Wang, Liu e Reitz (2017)	Ampla revisão da LSPI, <i>knock</i> , <i>superknock</i> e seus mecanismos.

3 Metodologia

Neste capítulo é descrita a metodologia utilizada no trabalho. Primeiramente é abordado o processo de escolha do motor de testes a preparação do mesmo. Em seguida, são apresentados os parâmetros de calibração e operação avaliados no trabalho, assim como os valores de todos eles para cada ponto de medição. É também apresentada a metodologia de medição, com uma descrição detalhada da instrumentação utilizada e do processo de aquisição dos dados. Por último, é descrito o processo de tratamento e avaliação dos dados.

3.1 Escolha e preparação do motor

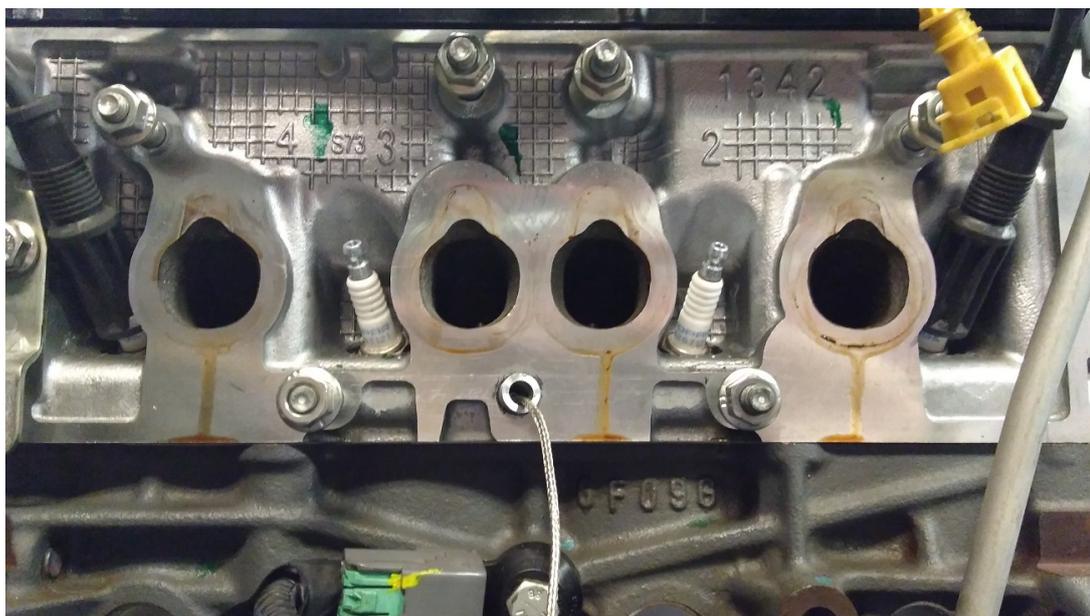
A fim de investigar o fenômeno da LSPI, foi escolhido um motor SI PFI, aspirado e com alta razão volumétrica de compressão – o que facilita a ocorrência deste tipo de combustão anormal. A escolha deste motor específico se deve principalmente à sua adequação ao experimento, à sua disponibilidade e à relativa facilidade de instrumentação do mesmo, especialmente no que diz respeito ao diâmetro da vela de ignição (12 mm), viabilizando o uso de vela instrumentada para medição da intensidade de luz. A Tabela 2 apresenta algumas especificações técnicas do motor. O ponto de CAD 0 para referência é definido como o PMS ao final da compressão.

Tabela 2 – Especificações técnicas do motor utilizado.

Característica	Valor
Número de cilindros	4
Número de válvulas por cilindro	2
Volume deslocado por cilindro	249,764 cm ³
Volume deslocado total	999,057 cm ³
Potência máxima	68 cv a 6250 rpm
Diâmetro do pistão	70,00 mm
Curso do pistão	64,90 mm
Comprimento da biela	140,5 mm
Razão volumétrica de compressão	13:1
Abertura da válvula de admissão (0,5mm)	355,5 CAD
Fechamento da válvula de admissão (0,5mm)	568,5 CAD
Abertura da válvula de exaustão (0,5mm)	142 CAD
Fechamento da válvula de exaustão (0,5mm)	374 CAD

Para obtenção de valores de pressão dentro do cilindro, optou-se pelo uso de um cabeçote instrumentado com um transdutor de pressão. Foi feita a furação do cabeçote evitando-se as galerias de água e, em seguida, foi instalado um transdutor de pressão um cilindro. Devido à complexidade geométrica do cabeçote e dificuldade em garantir a

Figura 8 – Furo para posicionamento do sensor de pressão.



Fonte: Autor.

estaqueidade de múltiplos furos foi feita a opção de monitorar as pressões em apenas um cilindro, sendo este escolhido devido à maior facilidade de acesso. A furação foi feita de forma a posicionar o transdutor em uma posição mais adequada à medição, reduzindo possíveis incertezas, conforme pode ser visto na Figura 8. A furação foi feita do lado do coletor de admissão.

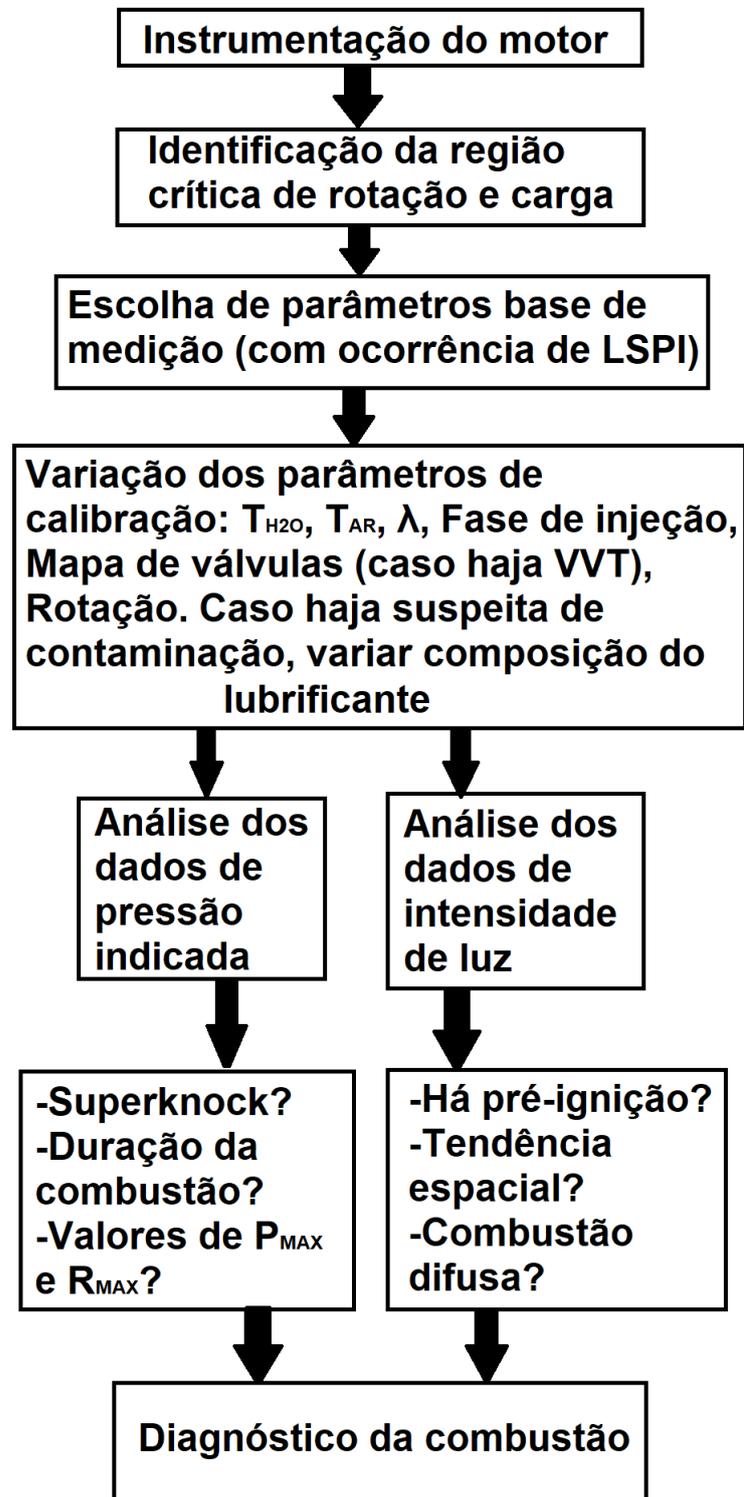
Depois da furação e instalação do transdutor, foi realizado um teste de estanqueidade a frio, que consistiu na submersão do motor em água a temperatura ambiente e aplicação de ar comprimido a uma pressão de 4 bar dentro do cilindro por 20 minutos a fim de verificar qualquer formação de bolhas. Após o sucesso neste teste, foi realizado o amaciamento do motor na bancada do dinamômetro e simultaneamente a verificação da estanqueidade a quente. O detalhamento do procedimento encontra-se no Apêndice A.

Também foi feito um levantamento da curva de potência do motor, a plena carga, de 6250 rpm a 1500 rpm, com decrementos de 250 rpm, a fim de avaliar se o mesmo se encontrava de acordo com as especificações do projeto. Após a verificação de conformidade, o motor foi então transferido para a bancada de testes, onde foi realizada a instrumentação.

3.2 Procedimento para análise da pré-ignição

Com base na literatura consultada para a elaboração do trabalho, foi desenvolvida uma metodologia para análise de fenômenos de pré-ignição em motores de ignição por centelha utilizando a análise de dados de pressão indicada e intensidade de luz dentro do cilindro. A metodologia é apresentada de forma resumida no fluxograma da Fig. 9.

Figura 9 – Fluxograma para análise e diagnóstico de LSPI num motor.



Fonte: Autor.

Foram escolhidos seis parâmetros de calibração e operação para o estudo de sua influência na ocorrência e intensidade da LSPI no motor de testes. Os parâmetros escolhidos foram os seguintes:

- A temperatura do fluido de arrefecimento do motor;
- A temperatura do ar no coletor de admissão;
- O avanço da centelha;
- A velocidade de rotação do eixo do motor;
- A fase de injeção do combustível;
- A razão relativa ar/combustível.

A variação da temperatura do fluido de arrefecimento é feita a fim de avaliar se a ocorrência de pontos quentes no cabeçote é um dos mecanismos causadores da combustão anormal.

A variação da temperatura do ar no coletor tem como objetivo verificar a influência da cinética química da mistura na ocorrência e intensidade da LSPI. Temperaturas mais altas aumentam a taxa de reações pré-chama de oxidação do combustível, de tal forma que a queima total da mistura ocorre de forma muito mais rápida uma vez que a chama começa a se propagar.

A variação do avanço da centelha tem como objetivo verificar se um avanço maior a fim de iniciar a combustão antes da auto-ignição da mistura tem um impacto positivo na redução da intensidade da combustão anormal.

A variação da velocidade de rotação do eixo tem como objetivo quantificar a influência do tempo de aquecimento da mistura – maior quanto menor a velocidade de rotação – na ocorrência e intensidade da LSPI.

A variação da temperatura da fase de injeção tem como objetivo avaliar a influência do molhamento de parede em função do cruzamento do evento abertura da válvula de admissão com a injeção de combustível na ocorrência e intensidade da LSPI.

A variação da razão relativa ar/combustível – especificamente o enriquecimento da mistura – é comumente utilizada para mitigação de knock em função da redução da temperatura no cilindro. Busca-se avaliar se este mesmo efeito tem influência na ocorrência e na intensidade da LSPI.

É importante notar que os parâmetros sugeridos acima se baseiam no motor utilizado neste trabalho. Para motores com injeção direta, o estudo de diferentes tempos e estratégias de injeção pode ser variado a fim de avaliar o impacto na ocorrência e

intensidade da LSPI. Em motores com comando de válvulas variável, a mudança do ângulo de cruzamento a fim de avaliar a influência da quantidade de EGR. Em motores ainda em fase protótipo podem ser testados diferentes geometrias de pistão, câmara de combustão, válvulas e anéis do pistão. Além disso, deve-se definir os valores de cada parâmetro para cada motor, em função de suas especificidades técnicas.

Uma vez escolhidos os parâmetros a serem variados, foi definido um ponto de medição base e outros 12 pontos de medição, variando cada um dos parâmetros de cada vez. A Tabela 3 apresenta os valores de cada um dos parâmetros avaliados para cada um dos pontos de medição. Os parâmetros variados em relação ao ponto base estão destacados em negrito.

Tabela 3 – Valores das variáveis controladas para cada ponto de medição.

Ponto	Rotação [rpm]	T_{H_2O} [°C]	T_{AR} [°C]	Avanço* [CAD]	λ [-]	Fase inj.* [CAD]
Base	800	90	50	8 dPMS	1,0	380
1	800	40	50	8 dPMS	1,0	380
2	800	110	50	8 dPMS	1,0	380
3	800	90	20	8 dPMS	1,0	380
4	800	90	50	0 (PMS)	1,0	380
5	800	90	50	4 dPMS	1,0	380
6	700	90	50	8 dPMS	1,0	380
7	900	90	50	8 dPMS	1,0	380
8	1000	90	50	8 dPMS	1,0	380
9	800	90	50	8 dPMS	1,0	350
10	800	90	50	8 dPMS	1,0	320
11	800	90	50	8 dPMS	0,9	380
12	800	90	50	8 dPMS	0,8	380

*O valor 0 CAD de referência corresponde ao PMS ao final da compressão.

A velocidade de rotação do eixo para o ponto base foi escolhida a fim de garantir uma rotação baixa o suficiente para a ocorrência de LSPI, tal como observada em testes anteriores realizados pela equipe de engenharia de calibração da FCA. Os valores da temperatura do fluido de arrefecimento, fase de injeção e razão relativa ar/combustível foram escolhidos de acordo com o projeto do motor e o mapa de calibração já existente. A temperatura do ar no coletor escolhida busca aproximar as condições de operação àquelas encontradas em condições de uso normal no Brasil. O avanço da centelha foi escolhido como 8 CAD dPMS para evitar a ocorrência de *knock* devido a auto-ignição e para que a pré-ignição pudesse ser detectada com maior facilidade, devido à centelha tardia.

Nos pontos de medição 1 e 2, foi alterada a temperatura do fluido de arrefecimento. Devido às limitações da instalação, o controle da estabilidade da temperatura é limitado, e por isso optou-se pelo uso de temperaturas extremas (110°C e 40°C) ao invés de

temperaturas igualmente espaçadas ou mais pontos. A temperatura de 40°C é inviável em uma situação real e resulta em instabilidade na combustão, mas sua escolha para este estudo é justificada a fim de facilitar a verificação do seu impacto na LSPI.

No ponto de medição 3, a temperatura do ar no coletor de admissão foi alterada. Foram feitas medições com as temperaturas de 20°C e 50°C (ponto base). Para a medição com temperatura mais elevada foi utilizado um aparato desenvolvido de aquecimento do ar de admissão, utilizando uma resistência elétrica e um sistema básico de controle. Não foi possível realizar uma medição com temperaturas superiores àquela do ponto de medição base, devido às limitações do aparato de aquecimento.

Nos pontos de medição 4 e 5, foi variado o avanço da centelha. Foram feitas medições com os seguintes avanços: 0 CAD (PMS), 4 CAD dPMS e 8 CAD dPMS, correspondentes aos pontos de medição 4, 5 e base, respectivamente.

Nos pontos de medição 6, 7 e 8, foi alterada a velocidade de rotação do eixo do motor. Foram feitas medições nas velocidades de 700 rpm, 800 rpm (base), 900 rpm e 1000 rpm. A escolha desses valores se deve ao fato de que, a velocidades inferiores a 700 rpm, a combustão torna-se muito instável e a velocidades superiores a 1000 rpm, a LSPI não é facilmente observada no motor de estudo.

Nos pontos de medição 9 e 10, foi alterada a fase de injeção. A fase de injeção do ponto de medição base corresponde a um ângulo de cruzamento de 25 CAD entre os eventos da injeção e da abertura da válvula de admissão, ou seja, parte da injeção é feita com a válvula aberta. Para o ponto de medição 9, a injeção termina 5 CAD antes da abertura da válvula de admissão, portanto toda a injeção é feita com a válvula fechada. Para o ponto de medição 10, a injeção termina 35 CAD antes da abertura da válvula de admissão.

Nos pontos de medição 11 e 12, foi alterada a razão relativa ar/combustível. As medições foram realizadas com razões de equivalência 1,0 (base), 0,9 e 0,8. Optou-se por não realizar medições com mistura empobrecida, uma vez que o motor não opera nessa condição normalmente e o empobrecimento tende a aumentar a tendência da mistura à auto-ignição, agravando os efeitos nocivos da pré-ignição.

Uma vez obtidos os dados, é possível caracterizar a LSPI em pelo menos um dos três mecanismos apresentados na revisão bibliográfica. A Tabela 4 apresenta características a serem observadas nos dados de pressão indicada e intensidade de luz a fim de se avaliar quais mecanismos causadores da LSPI estão presentes no motor estudado.

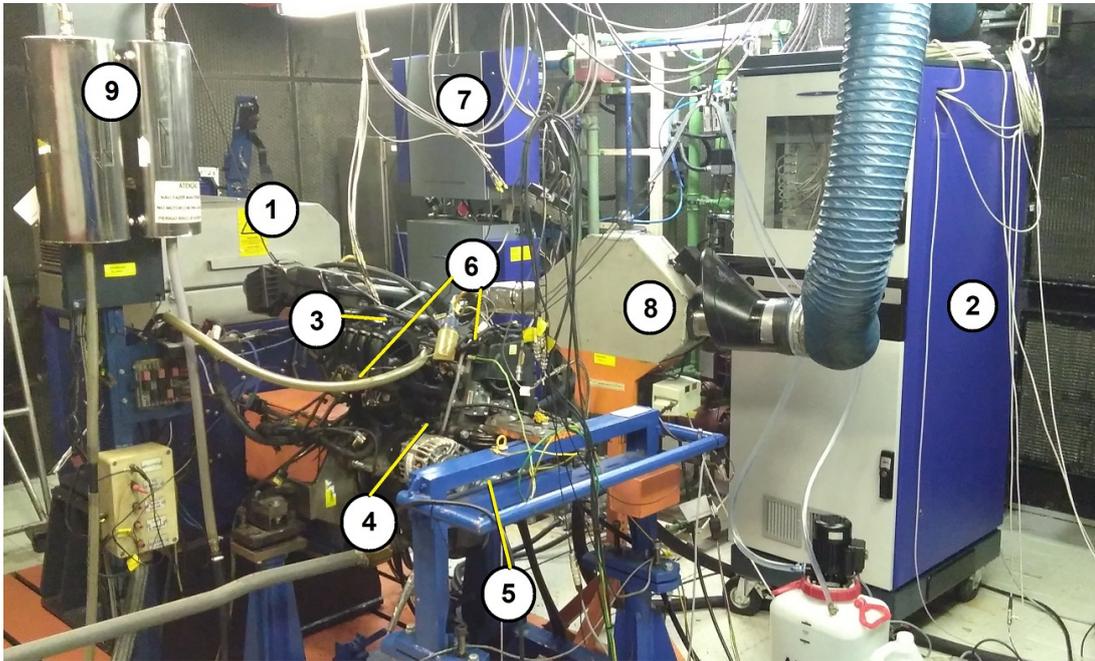
Tabela 4 – Orientações para análise de dados e caracterização da LSPI e seus mecanismos.

Cinética química	Múltiplos pontos de início da combustão; Sem tendência espacial definida; Ausência de combustão difusa; Correlação forte com a temperatura do ar admitido.
Contaminação da mistura	Combustão difusa (gotículas ou depósitos irradiantes); Fase de injeção pode influenciar a ocorrência de LSPI no caso de cruzamento dos eventos de injeção e abertura da válvula de admissão (molhamento de parede); Nível de consumo de óleo deve ser monitorado, assim como pressão no cárter; Possibilidade de aumento na ocorrência de LSPI para misturas mais ricas em função do acúmulo de depósitos na câmara de combustão.
Pontos quentes	Forte tendência espacial; Forte relação com a temperatura do fluido de arrefecimento; Ausência de combustão difusa; A análise da geometria da câmara de combustão pode ser feita a fim de identificar possíveis pontos de aquecimento local e compará-los com os dados obtidos na análise de intensidade de luz.

3.3 Bancada de testes

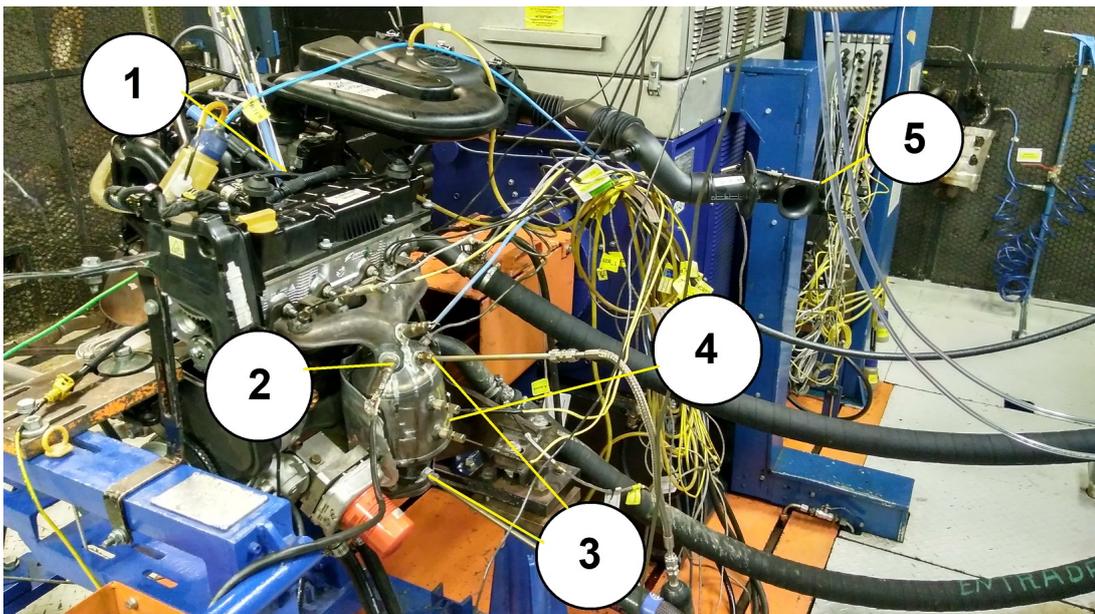
Todos os testes foram realizados utilizando um dinamômetro ativo, com instrumentos para medição de temperatura e pressão em diversos pontos do motor, além da medição dos valores de pressão indicada e intensidade de luz no cilindro 3, utilizando o transdutor de pressão instalado no cabeçote e a vela instrumentada do equipamento AVL Visioknock[®]. Foi também realizada a captação de gases de exaustão no catalisador para análise de emissões utilizando uma bancada própria pra tal. As Figuras 10, 11 e 12 mostram a bancada de testes utilizada, identificando a posição de alguns dos principais instrumentos. A medição de temperatura do ar aspirado é feita na entrada do coletor, antes do filtro de ar, conforme visto na Fig. 10. A medição da temperatura do fluido de arrefecimento é feita na saída do circuito externo de arrefecimento, antes da entrada nos dutos de arrefecimento do motor. A temperatura do óleo é medida no cárter.

Figura 10 – Bancada de testes instrumentada.



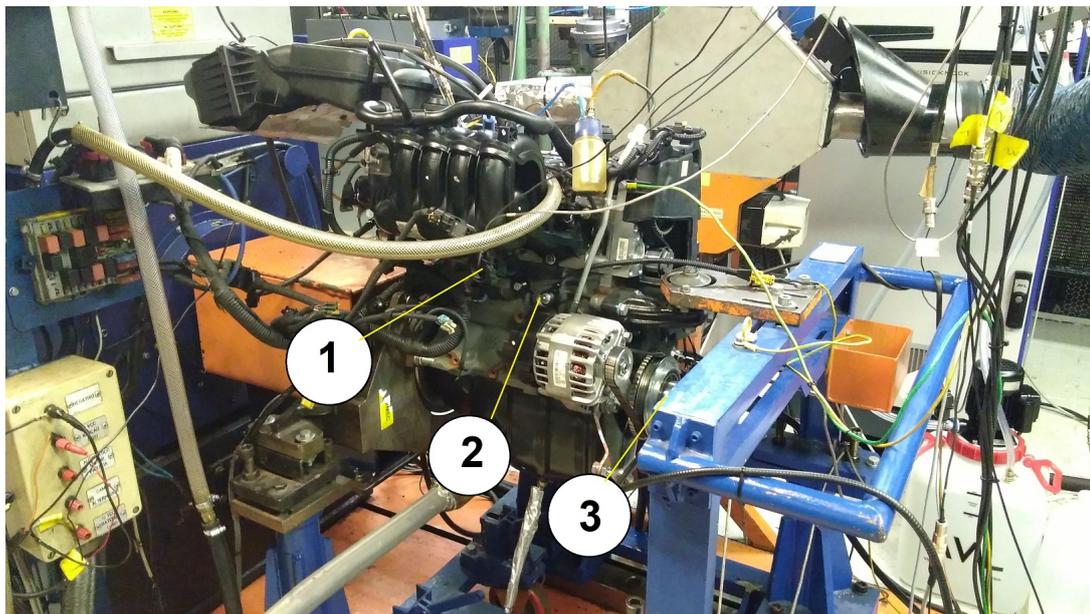
Legenda: 1) Dinamômetro; 2) Conversor dos sinais de luz; 3) Vela instrumentada; 4) Sensor de *knock*; 5) *Encoder*; 6) Sensores TPA; 7) Balança de combustível; 8) Aquecedor de ar; 9) Medidor de *Blowby*. Fonte: Autor.

Figura 11 – Vista detalhada da instrumentação.



Legenda: 1) Vela instrumentada; 2) Sonda lambda; 3) Captação de gases de descarga para análise; 4) Sensores de temperatura do catalisador; 5) Sensor de temperatura do ar admitido no coletor. Fonte: Autor.

Figura 12 – Outra vista detalhada da instrumentação.



Legenda: 1) Transdutor de pressão do cilindro 3; 2) Sensor de *knock*; 3) *Encoder*. Fonte: Autor.

A Fig. 13 indica o posicionamento da vela dentro do cabeçote. A posição inclinada diminui o campo de visão da vela, o que reduz a resolução da imagem e dificulta a análise, mas não inviabiliza a medição.

Figura 13 – Posicionamento da vela instrumentada no cabeçote.



Fonte: Autor.

A Tabela 5 descreve de forma detalhada os equipamentos de medição utilizados nos testes e suas respectivas incertezas de medição. Os sensores não citados na legenda das Figuras não foram utilizados na elaboração deste trabalho e têm como função o monitoramento de outras variáveis a fim de verificar o bom funcionamento da bancada.

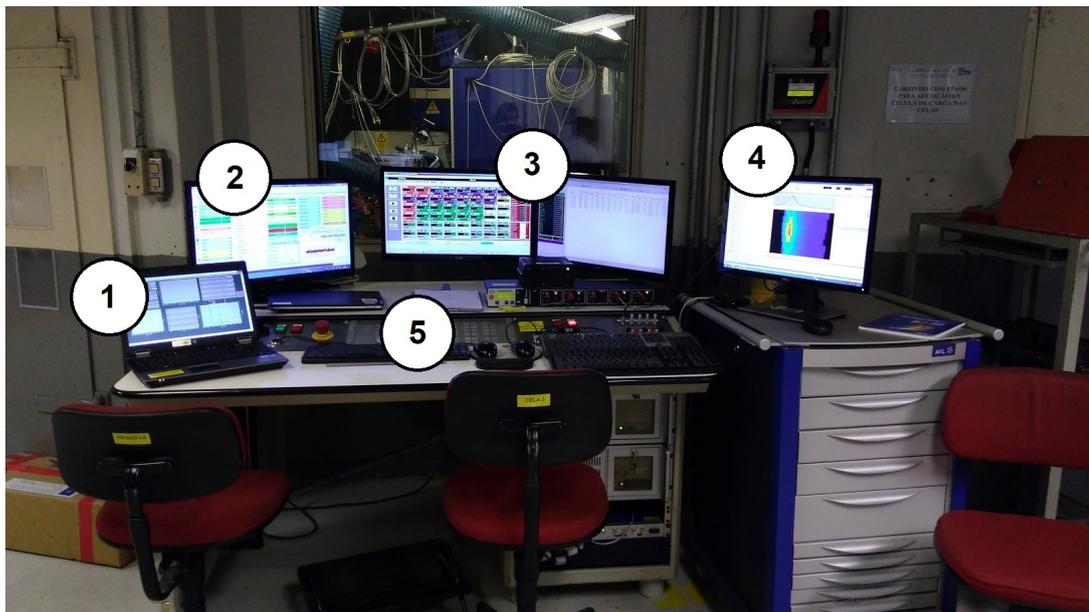
Para captação e tratamento dos dados foram utilizados os programas AVL Indicom[®] (pressão dentro do cilindro e velocidade de rotação do eixo), AVL Puma[®] (dados obtidos

Tabela 5 – Especificações técnicas da instrumentação e suas incertezas.

Grandeza	Faixa de medição	Sensor	Origem da Incerteza	Incerteza [% VF]
Torque	0 a 500 Nm	Célula de carga HBM Z6FC3	Do fabricante	0,5
Rotação	0 a 10000 rpm	Encoder D83301	Do fabricante	0,13
Luminosidade dentro do cilindro	N/A	Vela AVL Visioknock 0545	N/A	N/A
Pressão do cilindro	0 a 150 bar	AVL GH14DK	Do fabricante	0,3
Temperatura do ar no coletor	0 a 100°C	PT 100	Do fabricante	1
Temperatura do líquido de arrefecimento	0 a 200°C	PT 100	Do fabricante	1
Temperatura do óleo	0 a 200°C	PT 100	Do fabricante	1
Temperatura ambiente	0 a 100°C	PT 100	Do fabricante	1
Pressão ambiente	800 a 1200 mbar	Transdutor DRUCK PTX	Calibrado	0,12
Pressão do óleo	0 a 5 bar	Transdutor DRUCK PTX	Calibrado	1
Vazão de combustível	0,1 a 5 kg/min	AVL 7351 CME	Do fabricante	0,3
Fator (λ)	0,5 a 2	Medidor linear ETAS LA4	Do fabricante	0,3

dos outros sensores e do dinamômetro, assim como os dados obtidos da bancada de análise de emissões), e AVL Visiolution[®] (criação e tratamento de imagens por meio dos dados de luminosidade obtidos dentro do cilindro). Para o controle dos dados de entrada do motor tais como lidos pela central eletrônica e especificação dos pontos de operação foi utilizado o programa ETAS Inca[®]. A Figura 14 apresenta a interface dos programas e o ambiente de operação da bancada de testes.

Figura 14 – Ambiente de operação da bancada de testes.



Legenda: 1- AVL Indicom[®]; 2- ETAS Inca[®]; 3- AVL Puma[®]; 4- AVL Visiolution[®]; 5- Controles do dinamômetro. Fonte: Autor.

3.4 Realização dos experimentos

O fenômeno de pré-ignição pode ter como consequência picos de pressão muito altos – frequentemente acima do valor limite de projeto – e gradientes temporais mais de mil vezes maiores do que aqueles observados numa combustão normal. Dessa forma, o estudo do fenômeno de forma constante num motor comercial torna-se inviável devido aos danos causados ao mesmo. Optou-se portanto por fazer as medições de fenômenos de LSPI induzidos por meio do aumento da carga – i.e. por meio da abertura da válvula borboleta – por curtos espaços de tempo, reduzindo assim os riscos de quebra do motor. Uma vez que a LSPI foi observada em cargas parciais, optou-se por não trabalhar com carga plena a fim de reduzir as pressões de pico atuantes.

Para cada um dos pontos de medição citados anteriormente, foram feitas de três a cinco medições, a fim de obter ao menos cinquenta ciclos completos na carga desejada, reduzindo a influência do transiente em função da mudança brusca de carga. O ponto base foi escolhido como um ponto intermediário para a maioria dos valores a serem testados, no qual era possível induzir a pré-ignição sem muitas dificuldades.

Inicialmente, foi encontrado o valor de abertura de válvula borboleta que correspondia ao limite de knock máximo para operação. Para tal, foram avaliados os sinais do osciloscópio acoplado ao bloco do motor para medição de vibrações e os sinais de pressão de pico e rampa máxima de pressão indicados pelo sensor de pressão. Para esta condição de operação, foram medidos em cada um dos pontos os valores de porcentagem de abertura da válvula borboleta e eficiência volumétrica corrigida (indicadores da carga do motor),

avanço da ignição, potência, torque e pressão média de freio, razão relativa ar/combustível, temperatura do ar no coletor, temperatura do fluido de arrefecimento, temperatura do óleo do motor, temperatura na entrada e saída do catalisador, emissões (na entrada e na saída do catalisador), além de outros fatores para controle do funcionamento apropriado da bancada de testes. A medição corresponde a uma média dos valores observados nos trinta segundos após o início da medição, e só é armazenada caso o desvio padrão do resultado se mantenha dentro do limite estabelecido (0,05).

Em seguida, foram feitas as medições em condições de pré-ignição. Para isso, manteve-se o motor em condição estável de operação utilizando os parâmetros de calibração apresentados na Tabela 3. Em seguida, foi feita a abertura da válvula borboleta de forma repentina a fim de alcançar um valor fixo de eficiência volumétrica corrigida de 0,70. O valor foi escolhido por corresponder a uma carga suficientemente alta para resultar em pré-ignições na condição base, mas ainda aquém da carga máxima do motor, a fim de evitar danos em função de pressões de pico ainda mais altas. No ponto 2, as medições foram feitas com uma carga menor (0,64) devido à alta intensidade da pré-ignição, que inviabilizou o uso de cargas maiores.

Durante todos os testes, a temperatura ambiente foi mantida a $20 \pm 2^\circ\text{C}$ e a umidade relativa do ar foi mantida entre 40% e 50%. A pressão local durante os testes foi de 0,913 bar.

Uma vez feita a abertura da válvula borboleta, deu-se início ao processo de aquisição de dados de pressão pelo transdutor simultaneamente ao processo de aquisição dos sinais de luz pela vela instrumentada. Foram feitas aquisições de 100 em 100 ciclos, para viabilizar o uso da melhor resolução temporal possível (800kHz para o transdutor de pressão, 400kHz para o sensor de luz). Após a aquisição de alguns ciclos de PI, foi feito o fechamento parcial da válvula borboleta para controlar a combustão anormal e não danificar o motor, repetindo o processo até que fossem adquiridos ao menos 50 ciclos de combustão irregular não afetada pelo transiente para cada um dos pontos. Devido às limitações do equipamento, foi medido apenas o intervalo entre -12 CAD e 50 CAD com o equipamento de medição de análise de luz. Esse intervalo foi escolhido a fim de captar adequadamente o início da pré-ignição e todo o seu desenvolvimento.

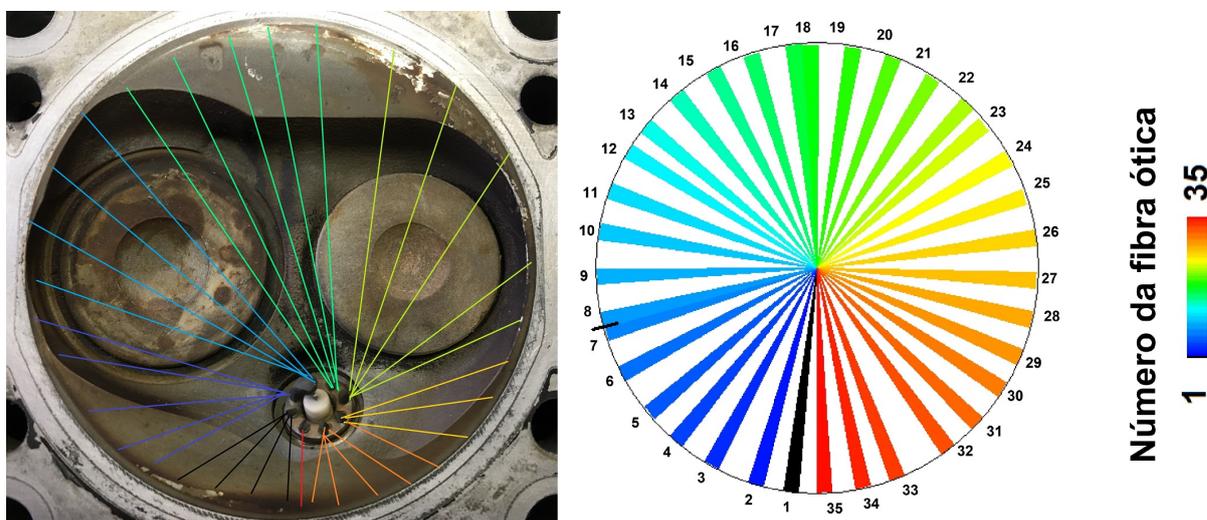
3.5 Tratamento dos dados

A análise dos dados de intensidade de luz foi feita para cada ciclo medido, a fim de verificar a posição de início da combustão. Os ciclos correspondentes à região de operação transiente foram descartados, assim como os ciclos nos quais não houve combustão anormal. Além disso, foram também descartados os ciclos nos quais a qualidade da imagem não foi suficiente para a determinação da posição ou ciclos com sinais de intensidade de luz

inconsistentes, em que fibras adjacentes apresentam sinais muito distantes no eixo das abcissas.

A cada ciclo válido foi definido qual das fibras recebia primeiro o sinal de luz, e com esse dado foi feito um levantamento estatístico das zonas de maior probabilidade de início da combustão. Para realizar essa definição, a imagem de cada ciclo foi ampliada na região de início da combustão. A Fig. 15 indica a ordem de numeração das fibras ópticas da vela instrumentada e a região observada por cada uma dentro da câmara de combustão. O levantamento considera todos os ciclos com combustão anormal e não apenas aqueles em que ocorreu LSPI.

Figura 15 – Numeração das fibras ópticas da vela instrumentada, sua distribuição geométrica e seu posicionamento na câmara de combustão.



Fonte: Autor.

Utilizando os dados de pressão indicada, foram obtidos valores de pressão máxima para cada um dos ciclos analisados. Além dos valores de pressão, também foram analisados os valores de rampa máxima de pressão (máximo gradiente angular de pressão, medido em bar/CAD) e de ângulo de 5% de FMQ. O ângulo de 5% de FMQ foi utilizado para definir o início da combustão, e a validação deste valor foi feita observando a existência de sinal de luz compatível nas imagens obtidas pela análise de intensidade de luz. *Outliers* identificados – e.g. ciclos em que o tempo de combustão calculado foi negativo – foram descartados na análise. Uma vez computados todos os valores válidos, foram calculadas os valores medianos e o desvio absoluto da mediana das grandezas para todos os pontos de medição. Uma vez que a distribuição dos valores não se aproxima de uma distribuição normal, a escolha da mediana e do desvio absoluto da mediana como indicadores estatísticos é viável e justificada.

Os dados obtidos pelo programa AVL Puma correspondem à média dos valores

em trinta segundos após o início da medição e só são processados caso a variância dos mesmos fique abaixo de 2%, não sendo necessário portanto nenhum tratamento adicional. Esses dados foram adquiridos apenas para monitoramento do bom funcionamento do equipamento e não foram utilizados na análise da combustão.

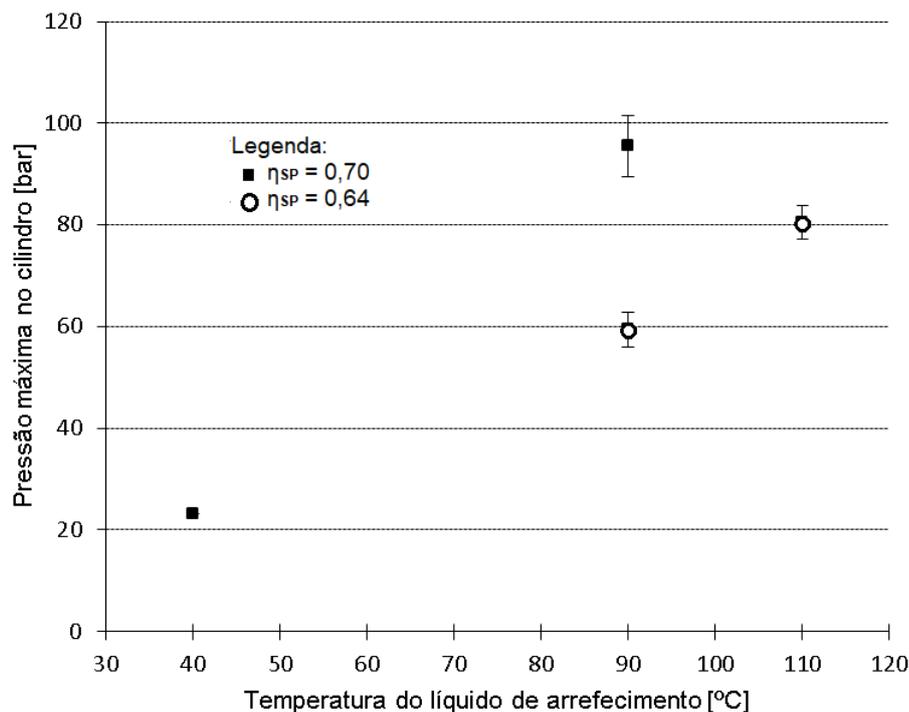
4 Resultados e discussão

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos na análise de pressão indicada e de intensidade de luz para cada um dos pontos de medição apresentados na Tabela 3, na mesma ordem apresentada. Em seguida, é apresentado um resumo dos resultados, seguido de uma discussão sobre os mesmos.

4.1 Variação da temperatura do fluido de arrefecimento

A Fig. 16 apresenta os valores de pressão máxima para cada um dos valores de temperatura do fluido de arrefecimento medidos. Para $T_{H_2O} = 110^\circ\text{C}$, não foi possível realizar a medição para o valor de eficiência volumétrica corrigida estipulado (0,70) devido aos altos picos de pressão (superiores a 200 bar) que representam grande risco ao motor e à instrumentação utilizada. Optou-se portanto pela utilização de uma eficiência volumétrica menor (0,64) e pela realização de uma nova medição utilizando os parâmetros base e a nova eficiência volumétrica, para fins de comparação. Por esse motivo, há dois pontos no gráfico com $T_{H_2O} = 90^\circ\text{C}$, sendo aquele com menor pressão o ponto com $\eta_{SP} = 0,64$.

Figura 16 – Valores de pressão máxima em função da temperatura do fluido de arrefecimento.

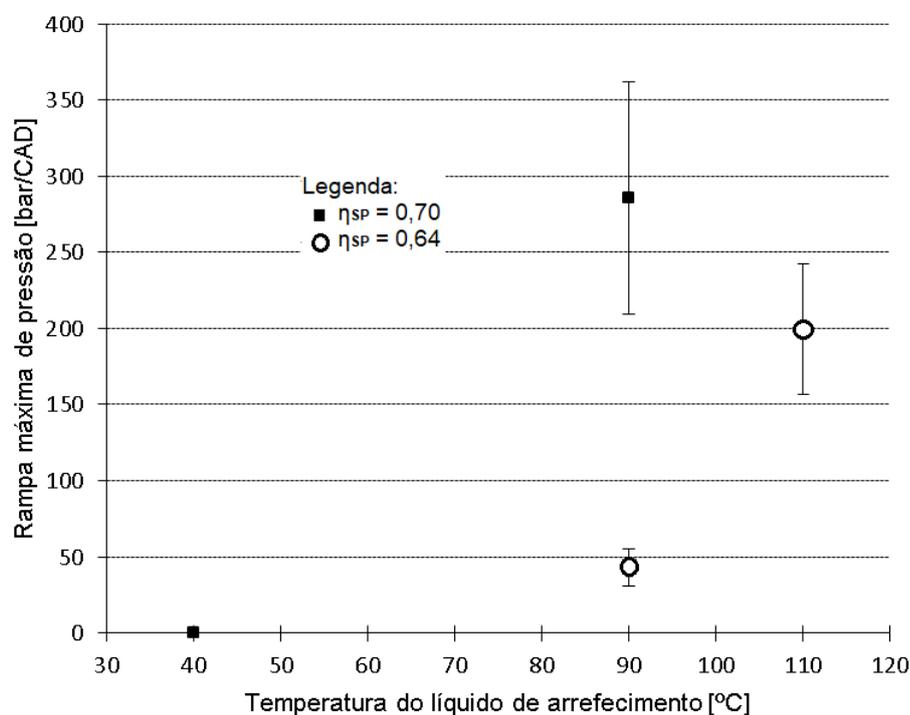


Fonte: Autor.

A redução da temperatura do fluido de arrefecimento para $T_{H_2O} = 40^\circ\text{C}$ eliminou completamente a combustão anormal e o *knock*, obtendo baixos valores de pressão máxima (23,08 bar) e com baixa variação ciclo a ciclo. Já com o aumento da temperatura do fluido de arrefecimento para $T_{H_2O} = 110^\circ\text{C}$, obteve-se um aumento de pressão máxima de 35,5% em relação aos parâmetros base, obtendo uma média de 80,53 bar com $\eta_{SP} = 0,64$.

O mesmo padrão pode ser observado nos valores de rampa máxima de pressão e do ângulo do início da combustão, apresentados respectivamente nas Fig. 17 e 18. A rampa máxima de pressão para $T_{H_2O} = 20^\circ\text{C}$ foi de apenas 0,38 bar/CAD, uma vez que não há ocorrência de *knock*. Já o início da combustão ocorreu a 18,25 CAD, mais de 10 CAD após a centelha. Para $T_{H_2O} = 110^\circ\text{C}$, a combustão teve início a um ângulo de 5 CAD (3 CAD antes do avanço da centelha) e um aumento de 363% na rampa máxima de pressão, em relação aos parâmetros base. Novamente, há dois pontos nos gráficos para $T_{H_2O} = 90^\circ\text{C}$, sendo aqueles com menor valor de rampa e combustão mais tardia o ponto com $\eta_{SP} = 0,64$. Vale notar a alta incerteza dos valores de rampa máxima de pressão em função da alta variabilidade observada entre ciclos.

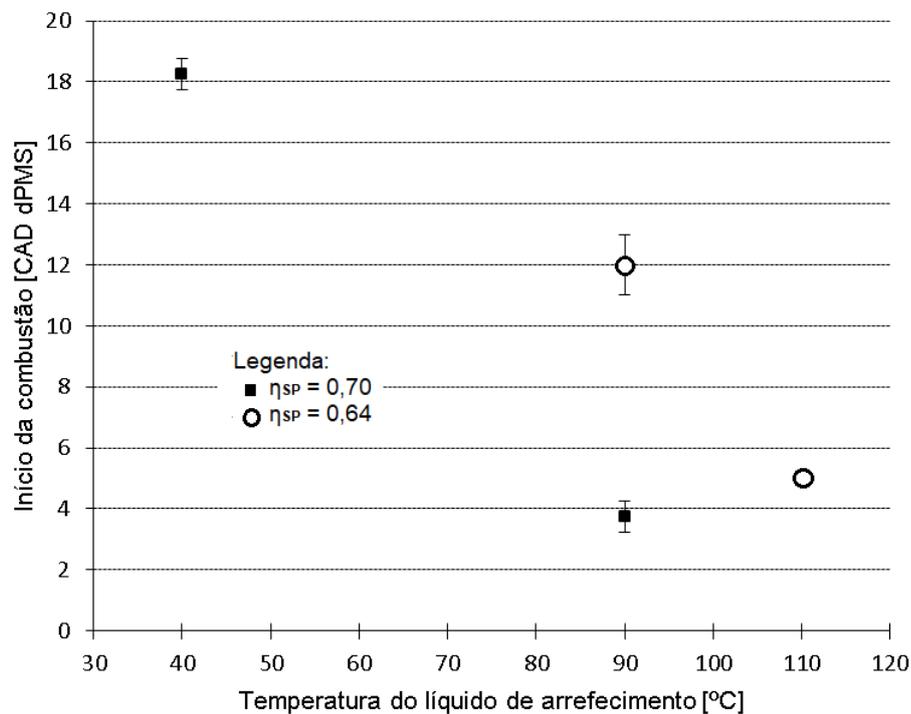
Figura 17 – Valores de rampa máxima de pressão em função da temperatura do fluido de arrefecimento.



Fonte: Autor.

A análise da intensidade de luz foi realizada para os pontos de medição base, 1 e 2, e foram obtidos valores de probabilidade de início da combustão em cada região do cilindro para cada um desses pontos, tal como ilustrado na Fig. 19. Observa-se que, para todos as condições em que houve ocorrência de combustão anormal, as fibras 17, 23 e 27

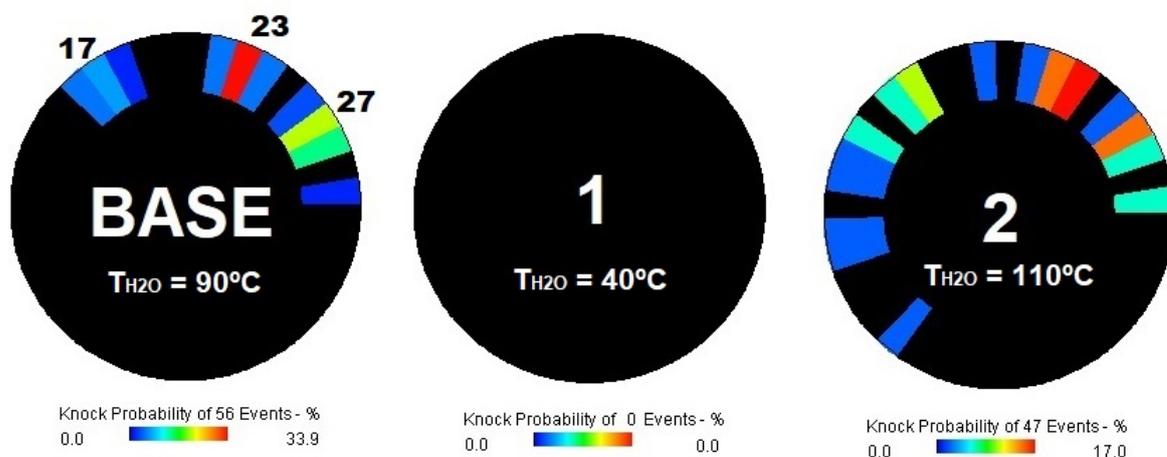
Figura 18 – Valores de ângulo de início da combustão em função da temperatura do fluido de arrefecimento.



Fonte: Autor.

apresentam as maiores probabilidades de início da combustão (identificadas pelo software como *knock*). O ponto de medição 2 não apresentou qualquer irregularidade e portanto não há dados para a análise estatística. Há dispersão dos eventos em torno de uma região em função da baixa resolução da imagem e da posição desfavorável da vela na câmara de combustão. O valor correspondente a cada cor é variável para cada um dos pontos, de tal forma que a comparação entre pontos de medição diferentes é apenas qualitativa. O programa utilizado não permite a fixação de índice, por isso optou-se pela exibição dessa forma.

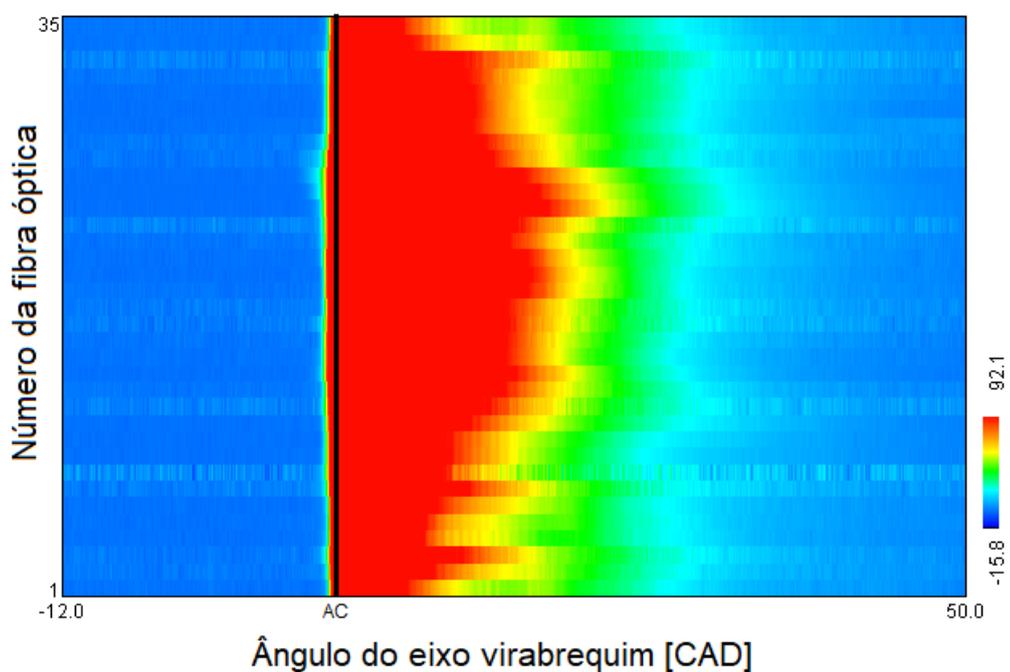
Figura 19 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de temperatura do fluido de arrefecimento.



Fonte: Autor.

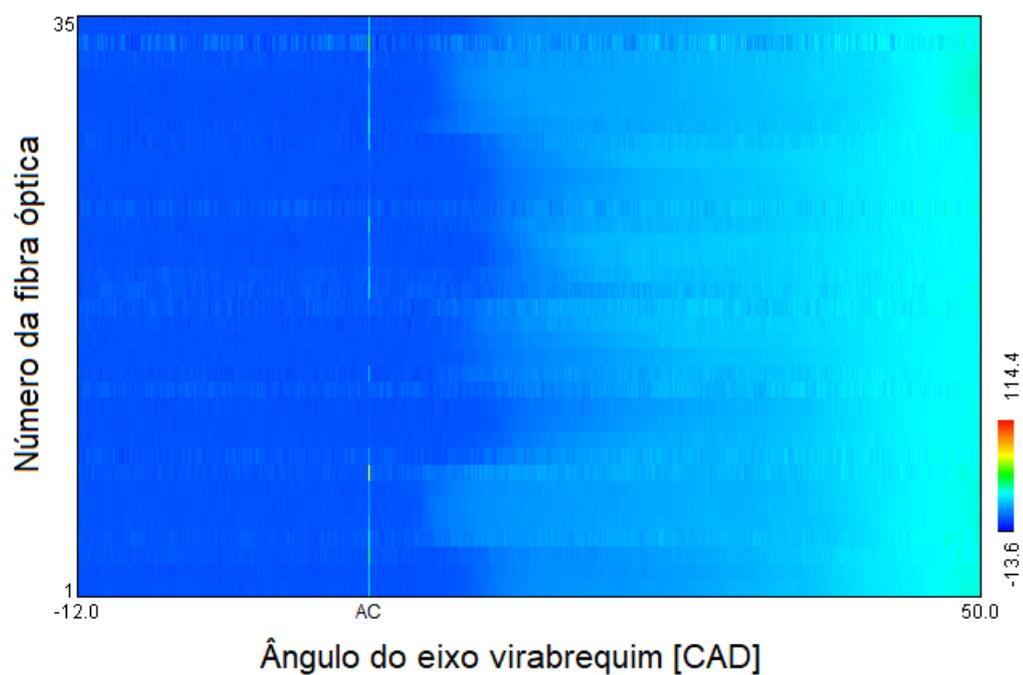
As Fig. 20, 21, 22 e 23 apresentam exemplos dos sinais de intensidade de luz observados para cada uma das condições de medição. A intensidade de luz observada é consideravelmente maior quando ocorrem fenômenos de combustão anormal, e a visibilidade da centelha torna fácil a identificação dos fenômenos de pré-ignição. Nas Fig. 20 e 22, por exemplo, a não visualização da centelha (indicada pela linha preta que marca o avanço de centelha "AC") permite concluir que a combustão tem início anteriormente a ela, tratando-se portanto de uma pré-ignição. Já nas Fig. 21 e 23, a centelha é visível e o sinal de luz só se intensifica vários graus após a mesma, não havendo pré-ignição. É evidente ainda a diferença na intensidade de luz entre essas duas figuras, mesmo sem a ocorrência de LSPI nos dois casos. Isso se deve à existência de *knock* severo no ciclo observado na Fig. 23, levando a pressões muito superiores.

Figura 20 – Exemplo de combustão para o ponto de medição base ($T_{H_2O} = 90^\circ\text{C}$).



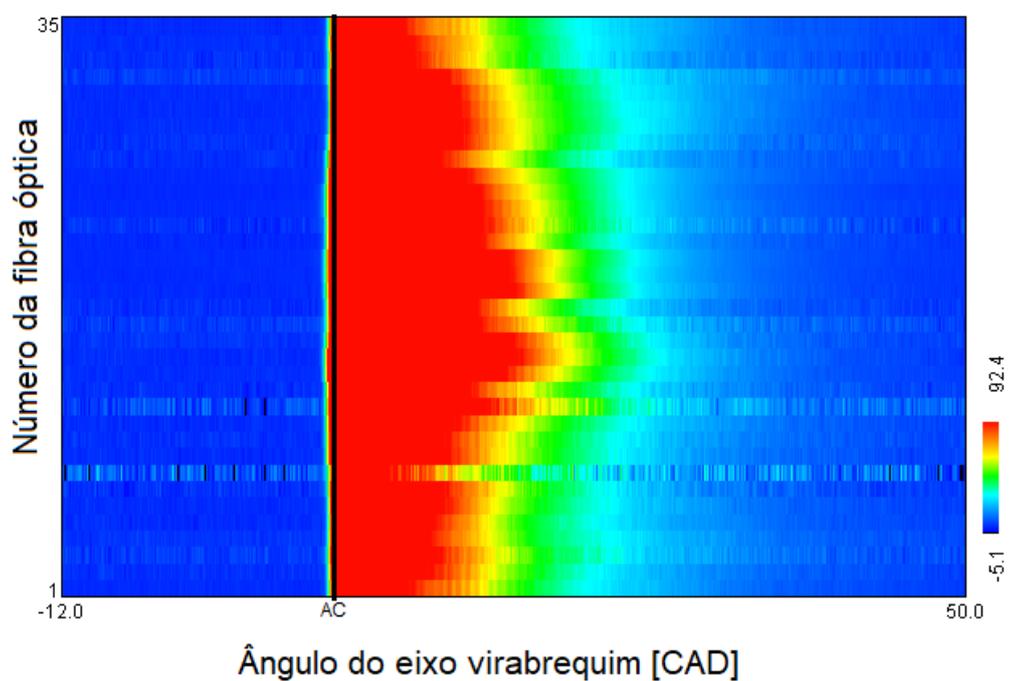
Fonte: Autor.

Figura 21 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 1 ($T_{H_2O} = 40^\circ\text{C}$).



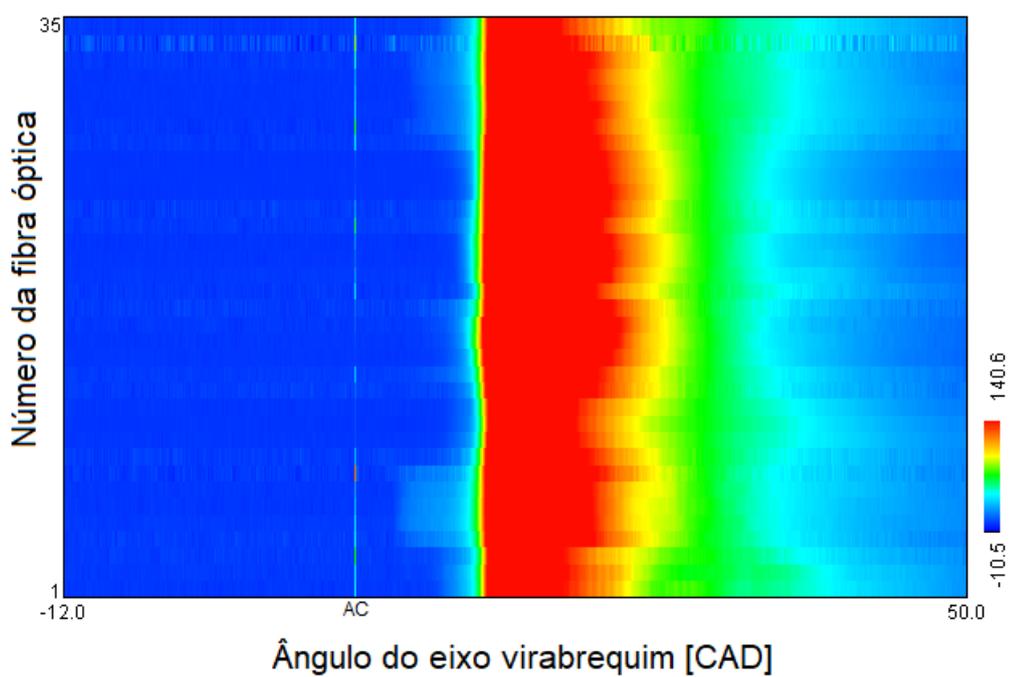
Fonte: Autor.

Figura 22 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 2 ($T_{H_2O} = 110^\circ\text{C}$).



Fonte: Autor.

Figura 23 – Exemplo de combustão para o ponto de medição base com $\eta_{SP} = 0,64$.

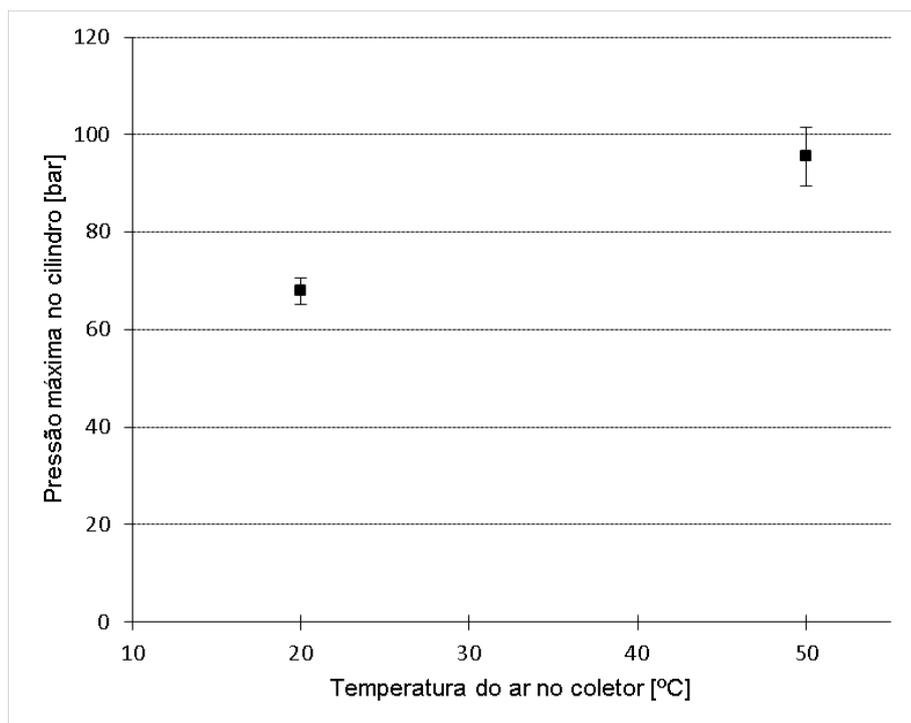


Fonte: Autor.

4.2 Variação da temperatura do ar no coletor

A Fig. 24 apresenta os valores de pressão máxima para cada um dos valores de temperatura do ar no coletor. Para $T_{AR} = 20^{\circ}\text{C}$, foi obtido um valor médio de pressão máxima de 77,93 bar, o que equivale a uma redução de 26,8% quando comparado ao ponto base.

Figura 24 – Valores de pressão máxima em função da temperatura do ar no coletor.



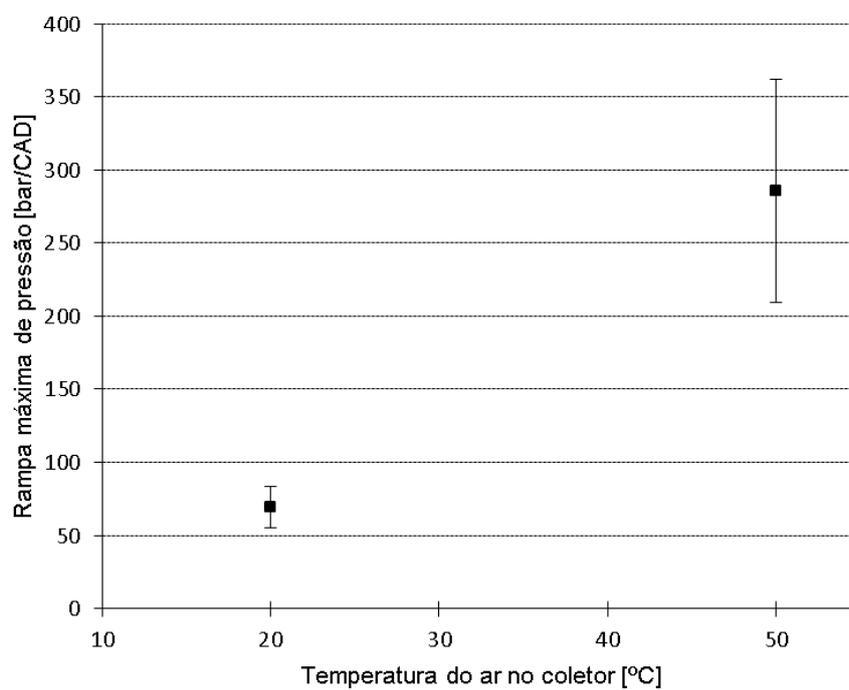
Fonte: Autor.

Os valores de rampa máxima de pressão e do ângulo do início da combustão são apresentados nas Fig. 25 e 26, respectivamente. A combustão para o ponto de medição 3 tem início a 11,50 CAD – i.e. 3,5 CAD após a centelha. Além disso, o valor de rampa máxima observado foi 69,33 bar/CAD, representando uma redução de 75,7% em relação ao ponto base.

A redução da temperatura do ar no coletor também eliminou a LSPI, conforme evidenciado pelo ângulo de início da combustão, mas o padrão de combustão anormal é semelhante ao observado nas condições de medição do ponto base, apresentando *knock* intenso e altos gradientes de pressão.

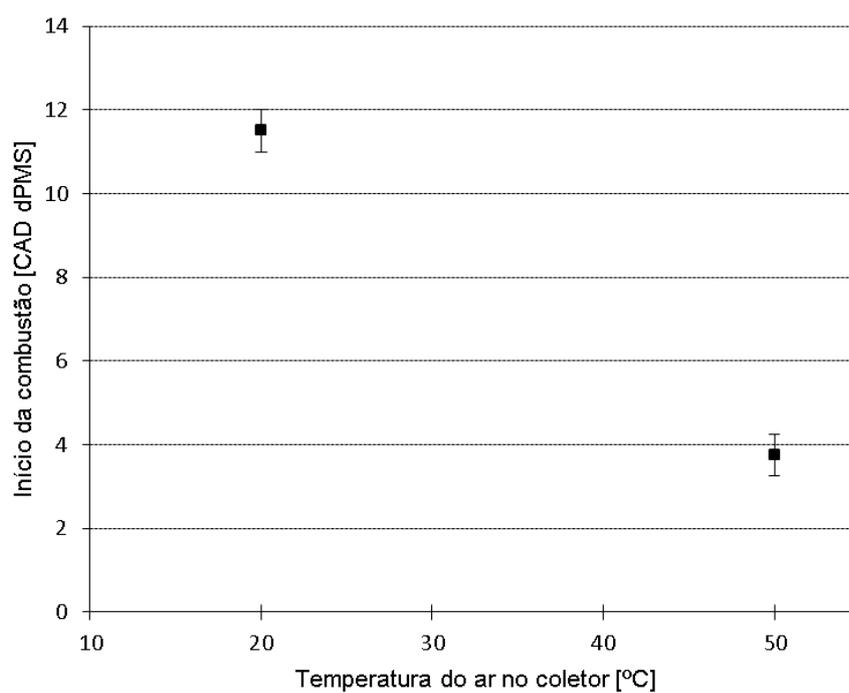
Após a análise de cada ciclo de combustão para o ponto de medição 3, foi gerado um gráfico de probabilidade espacial de início da combustão para o mesmo. A Fig. 27 apresenta uma comparação entre os valores obtidos para o ponto base e o ponto de medição. Percebe-se que, para o ponto de medição 3, a região correspondente à fibra 17 apresenta

Figura 25 – Valores de rampa máxima de pressão em função da temperatura do ar no coletor.



Fonte: Autor.

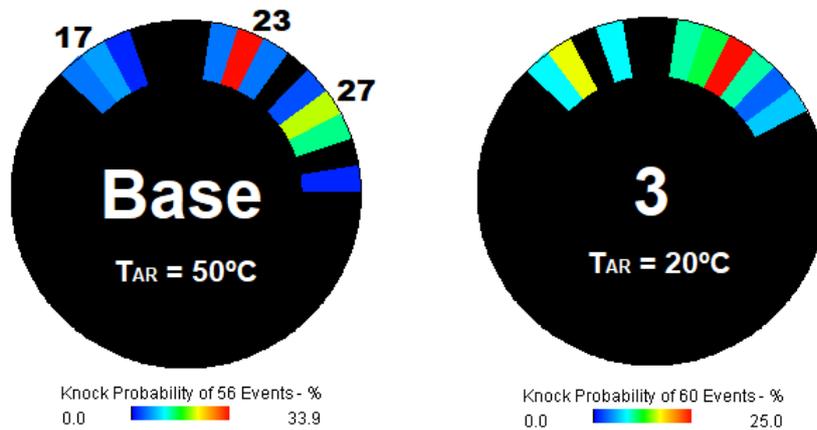
Figura 26 – Valores de ângulo de início da combustão em função da temperatura do ar no coletor.



Fonte: Autor.

uma probabilidade maior de início da combustão quando comparada ao ponto base, sendo a região da fibra 23 aquela de maior probabilidade em ambos os pontos de medição.

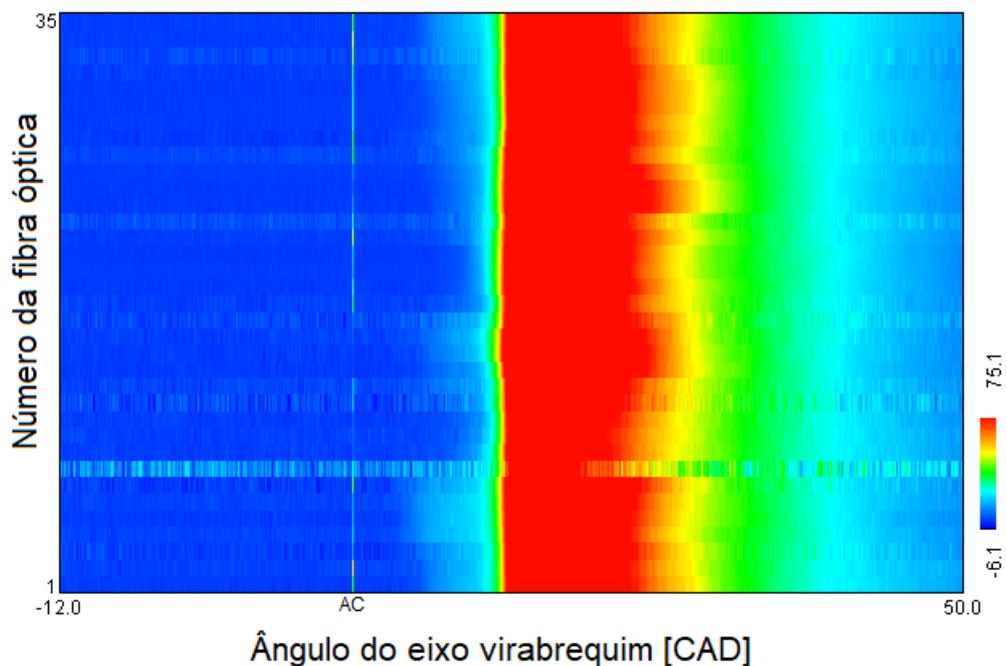
Figura 27 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de temperatura do ar no coletor.



Fonte: Autor.

A Fig. 28 apresenta um exemplo de sinal de intensidade de luz para o ponto de medição 3. A centelha visível (sinal de luz vertical identificado como AC) evidencia a não ocorrência de pré-ignição, e a alta intensidade de luz indica a presença de *knock*, com um padrão de luminosidade semelhante àquele observado no ponto de medição base.

Figura 28 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 3 (T_{AR} = 20°C).

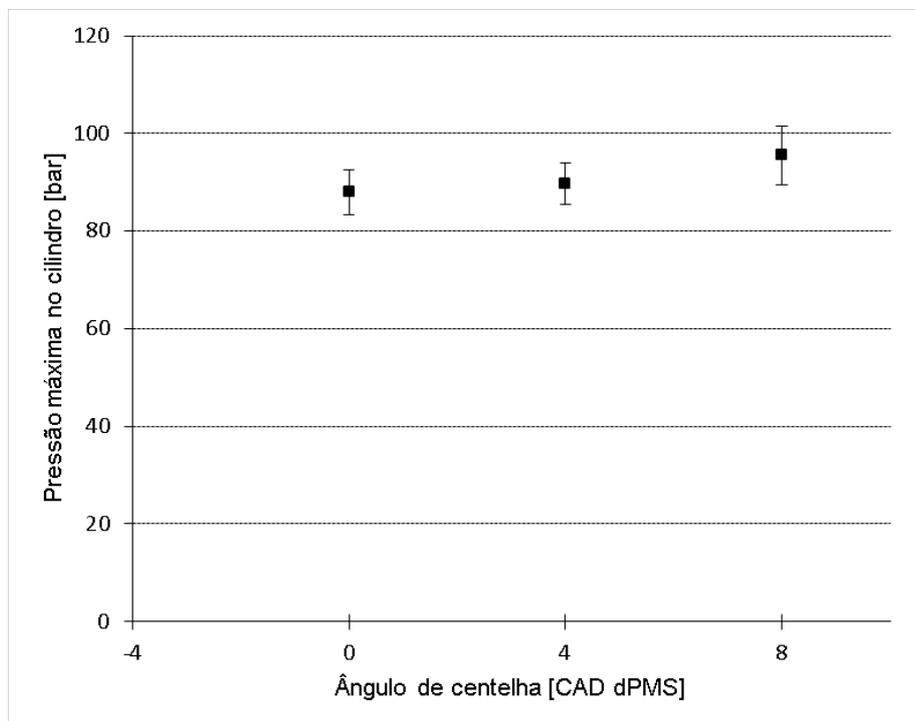


Fonte: Autor.

4.3 Variação do avanço da centelha

A Fig. 29 apresenta os valores de pressão máxima para cada um dos valores de avanço de centelha. Foi observada uma leve queda nos valores de pressão máxima em relação ao ponto base, alcançando médias de 120,0 bar e 131,80 bar para os pontos de medição 4 e 5, respectivamente. Apesar do avanço da centelha tipicamente resulta num aumento das pressões máximas no cilindro, esse comportamento não foi observado nas medições realizadas, possivelmente em função da combustão ter início em momentos próximos em todos os pontos independentemente do avanço.

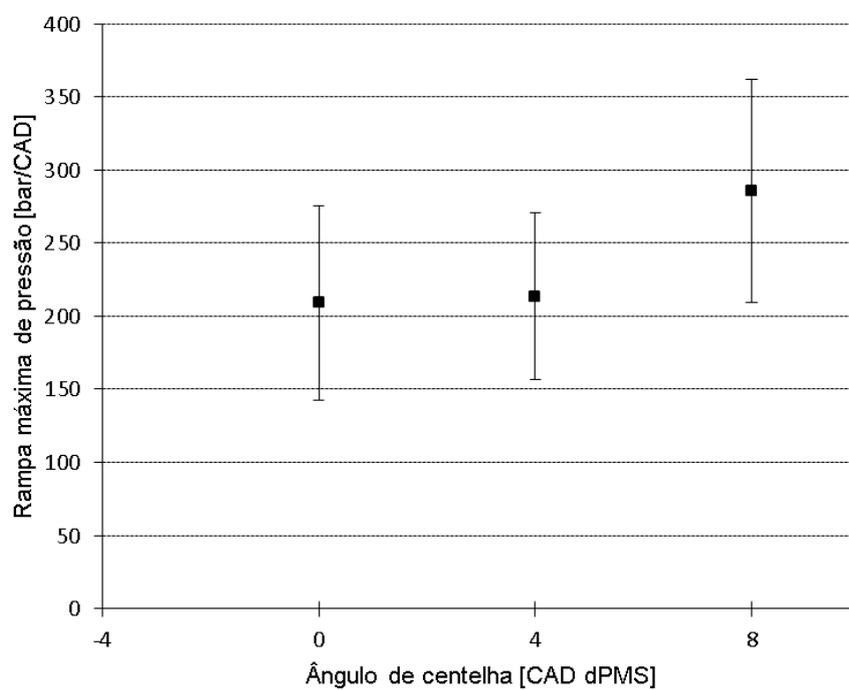
Figura 29 – Valores de pressão máxima em função do avanço da centelha.



Fonte: Autor.

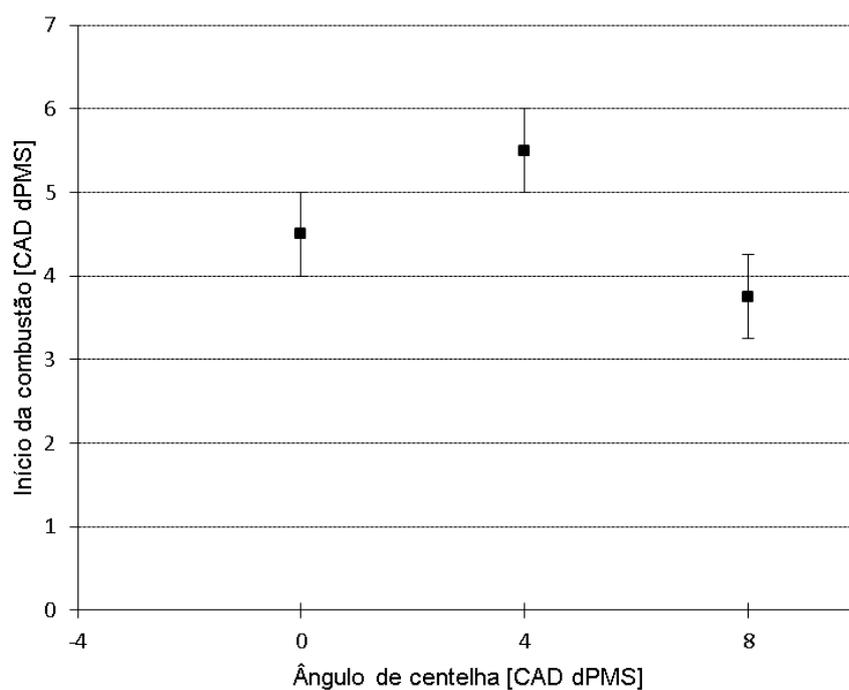
Um comportamento semelhante ao da pressão máxima pode ser observado nos valores de rampa máxima de pressão e do ângulo do início da combustão, apresentados respectivamente nas Fig. 30 e 31. Houve uma pequena redução no valor de rampa máxima, e um leve atraso no início da combustão, mesmo para o ponto com maior avanço de centelha. Não há LSPI para o ponto de medição 4, uma vez que o início da combustão ocorre em média 4,5 CAD após a centelha. Para o ponto de medição 5, o início da combustão ocorre em média apenas 1,5 CAD após a mesma, também não havendo LSPI. Entretanto, os valores dos gradientes de pressão indicam que há *superknock* para ambas condições. Ocorre o atraso do início da combustão com o avanço da centelha de 8 CAD para 4 CAD, o que não é esperado.

Figura 30 – Valores de rampa máxima de pressão em função do avanço da centelha.



Fonte: Autor.

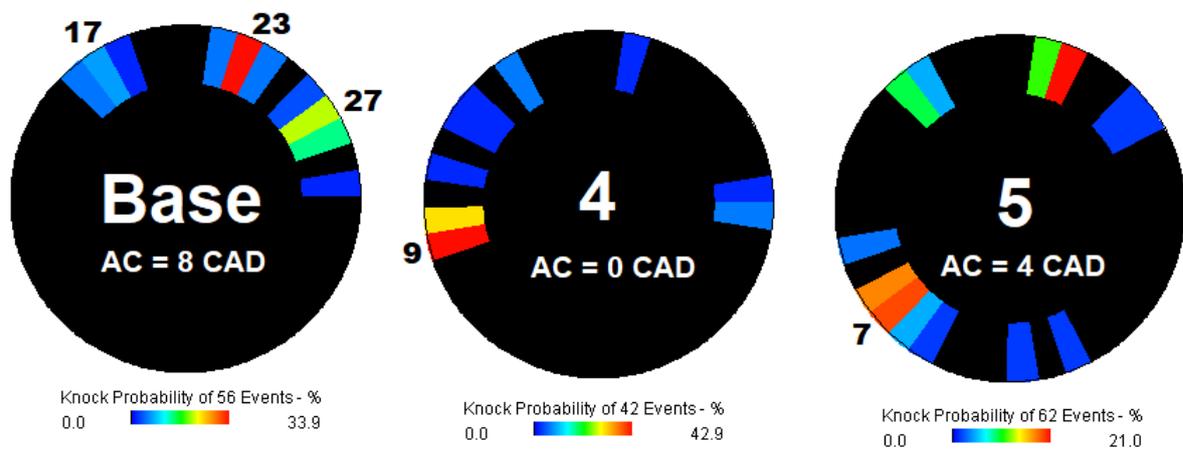
Figura 31 – Valores de ângulo de início da combustão em função do avanço da centelha.



Fonte: Autor.

A Fig. 32 apresenta a probabilidade espacial de início da combustão para os pontos de medição 4 e 5. Observa-se uma leve mudança de padrão, que se acentua quanto maior o avanço, deslocando o início da combustão para a região das fibras 7 e 9. Essa mudança provavelmente é devido ao início da combustão em função da centelha, de tal forma que para o caso em que não há LSPI (ponto 4) houve apenas uma ocorrência de início da combustão na região da fibra 23.

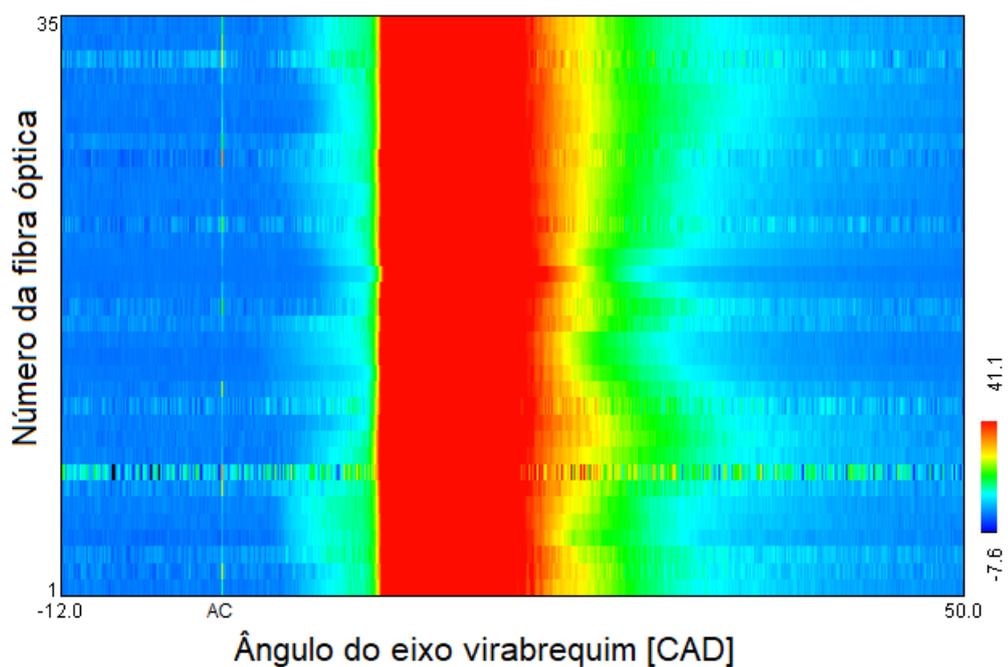
Figura 32 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de avanço da centelha.



Fonte: Autor.

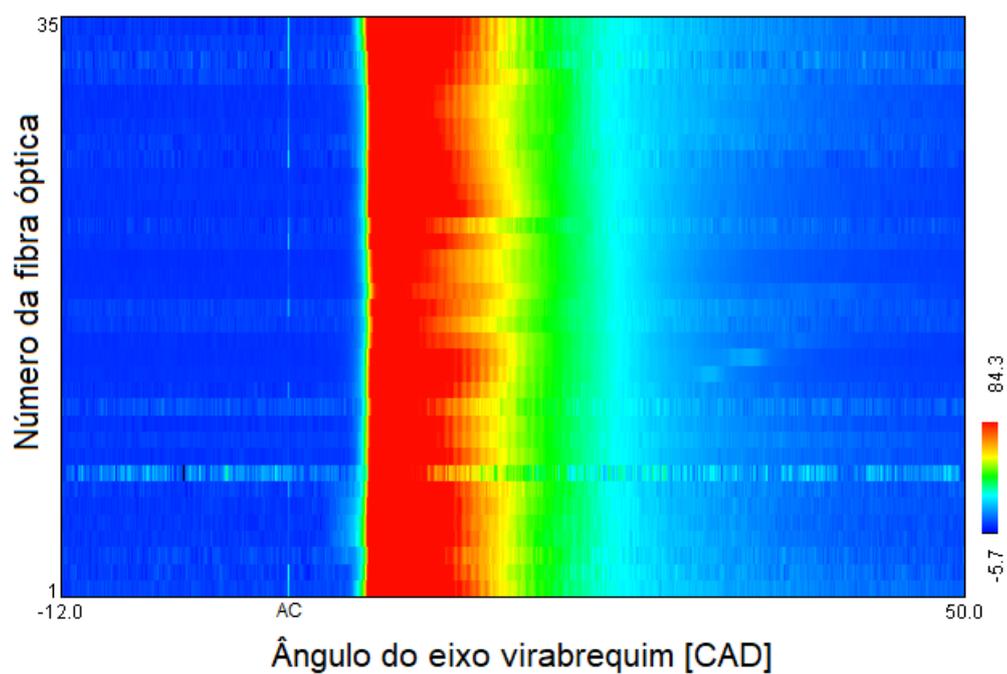
As Fig. 33 e 34 apresentam exemplos dos sinais de intensidade de luz observados para cada uma dos valores de avanço de centelha utilizados. A visualização da centelha indica que não há pré-ignição em nenhum dos dois ciclos indicados. O sinal luminoso intenso indica altos valores de pressão nas regiões vermelhas.

Figura 33 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 4 (AC = 0 CAD).



Fonte: Autor.

Figura 34 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 5 (AC = 4 CAD).

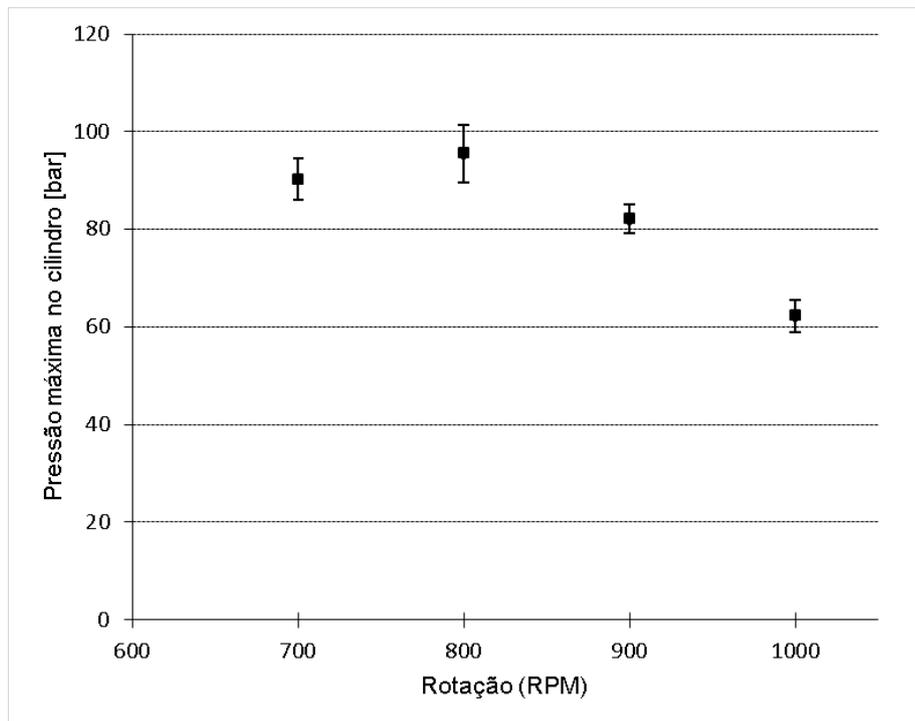


Fonte: Autor.

4.4 Variação da velocidade de rotação do motor

A Fig. 35 apresenta os valores de pressão máxima para cada um dos valores de velocidade de rotação do motor. Todos os pontos apresentaram uma queda nos valores de pressão em relação ao ponto base de medição, sendo essa queda mais expressiva para os valores mais altos de rotação, alcançando 73,73 bar para a velocidade de 1000 rpm (uma redução de 50,7% em relação ao ponto base).

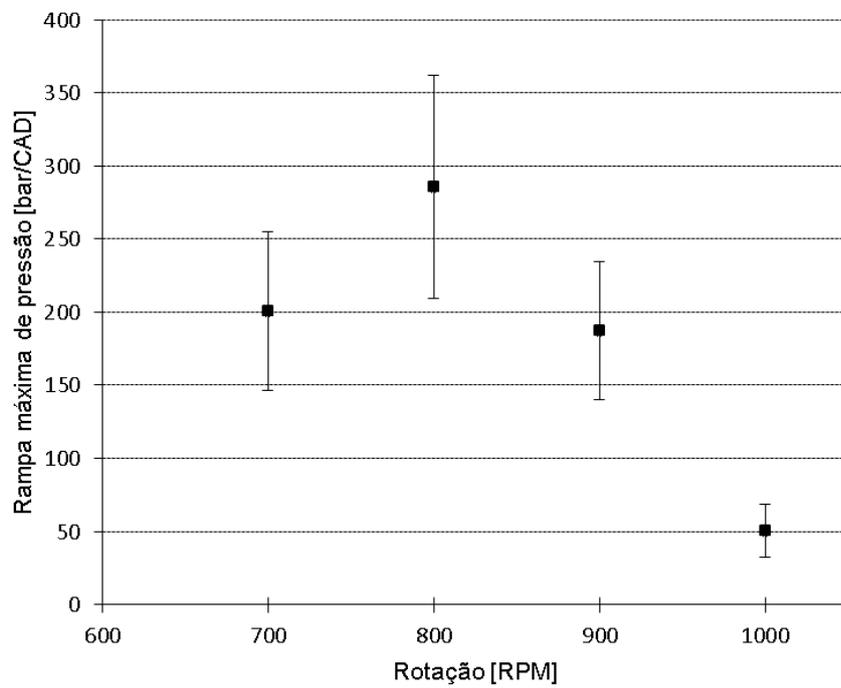
Figura 35 – Valores de pressão máxima em função da velocidade de rotação do eixo.



Fonte: Autor.

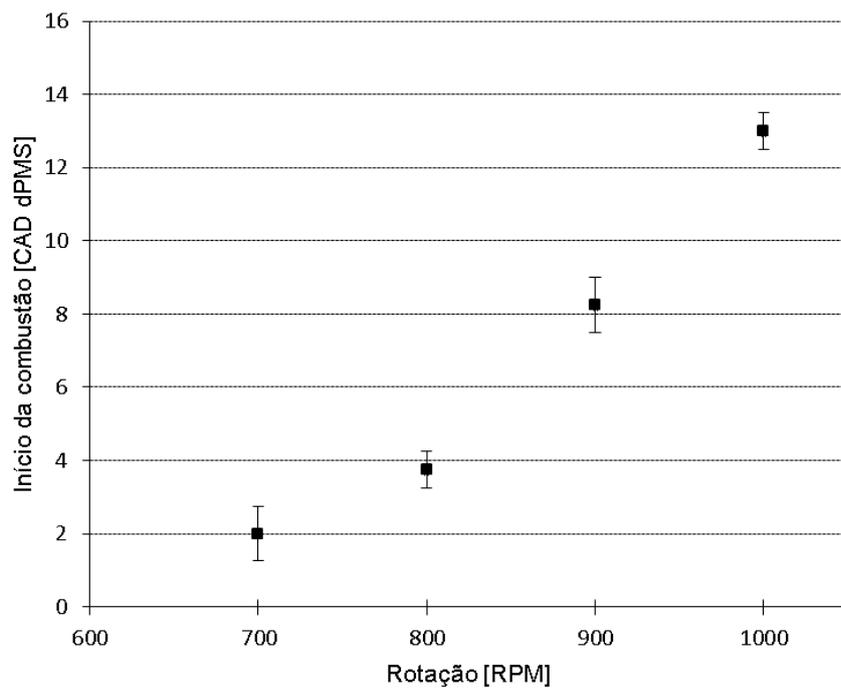
Os valores de rampa máxima de pressão acompanham a tendência observada para a pressão máxima, conforme observado na Fig. 36. Já para o ângulo de início da combustão, observa-se na Fig. 37 uma pré-ignição ainda mais avançada em relação à centelha para uma velocidade de rotação de eixo de 700 rpm, iniciando a 2,0 CAD dPMS. Esse avanço é esperado, uma vez que, a uma velocidade menor de rotação, a mistura tem mais tempo para atingir a energia de ativação ou aquecer localmente em regiões de pontos quentes. Para 900 rpm, a combustão tem início quase simultaneamente com a centelha, a 8,25 CAD dPMS. Devido às incertezas de medição e ao fato de que a chama em função da centelha ainda não teve tempo de se desenvolver, pode-se dizer que há LSPI. Não ocorre LSPI a 1000 rpm, mas o padrão de combustão anormal com *knock* intenso se mantém.

Figura 36 – Valores de rampa máxima de pressão em função da velocidade de rotação do eixo.



Fonte: Autor.

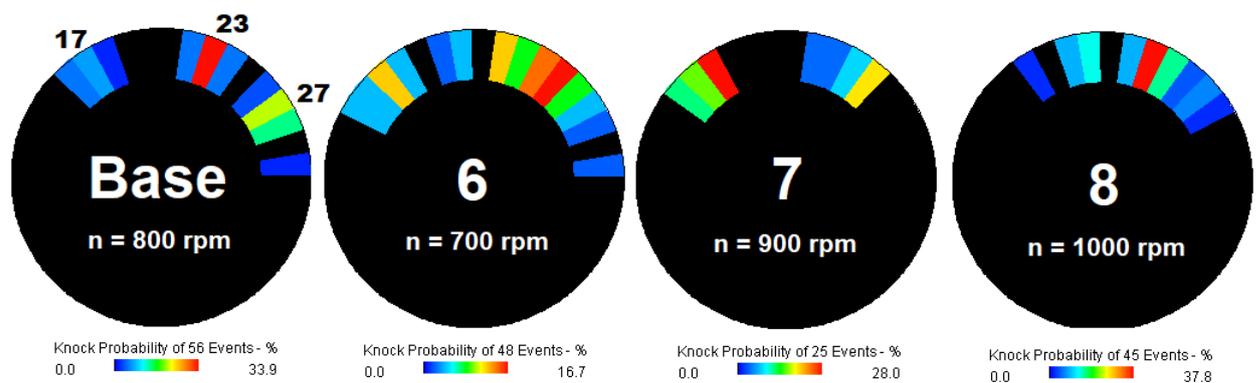
Figura 37 – Valores de ângulo de início da combustão em função da velocidade de rotação do eixo.



Fonte: Autor.

A Fig. 38 apresenta a análise de probabilidade espacial do início da combustão para os pontos de medição 6, 7 e 8. Foi observado um padrão semelhante àquele visto no ponto de medição base. A região entre a fibra 23 e a fibra 27 apresentou alta probabilidade de eventos para todos os pontos de medição, sendo mais expressiva nos pontos 6 e 8 (700 rpm e 1000 rpm, respectivamente). Já no ponto de medição 7 (900 rpm), a região da fibra 17 apresentou maior probabilidade de início da combustão. Vale notar também o menor número de eventos analisados no ponto 7, em função do grande número de imagens inconsistentes obtidas.

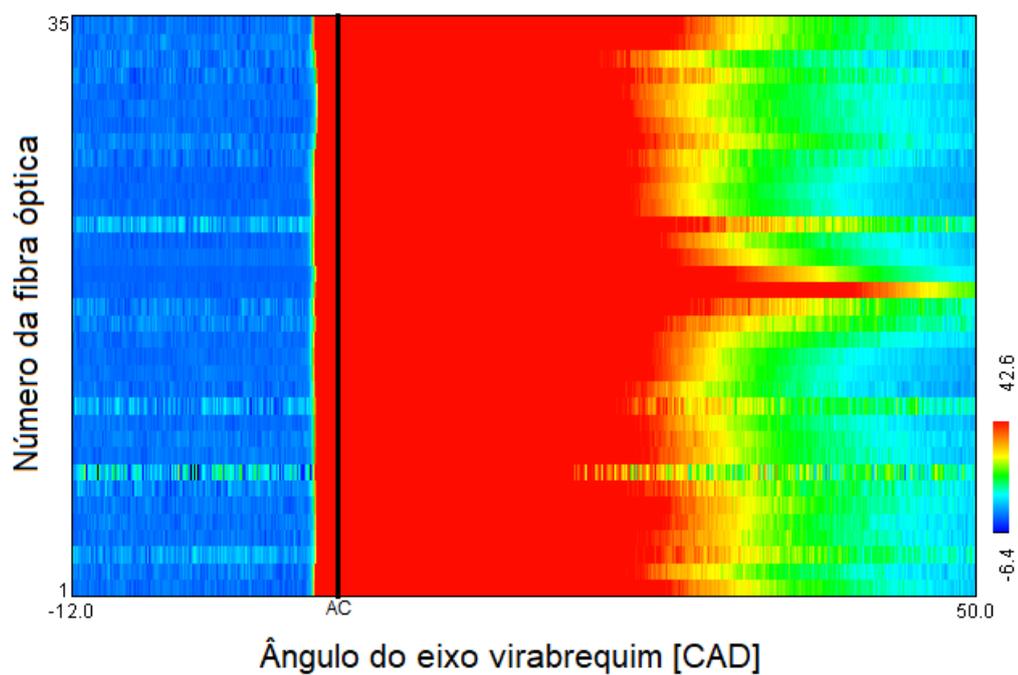
Figura 38 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de velocidade de rotação de eixo.



Fonte: Autor.

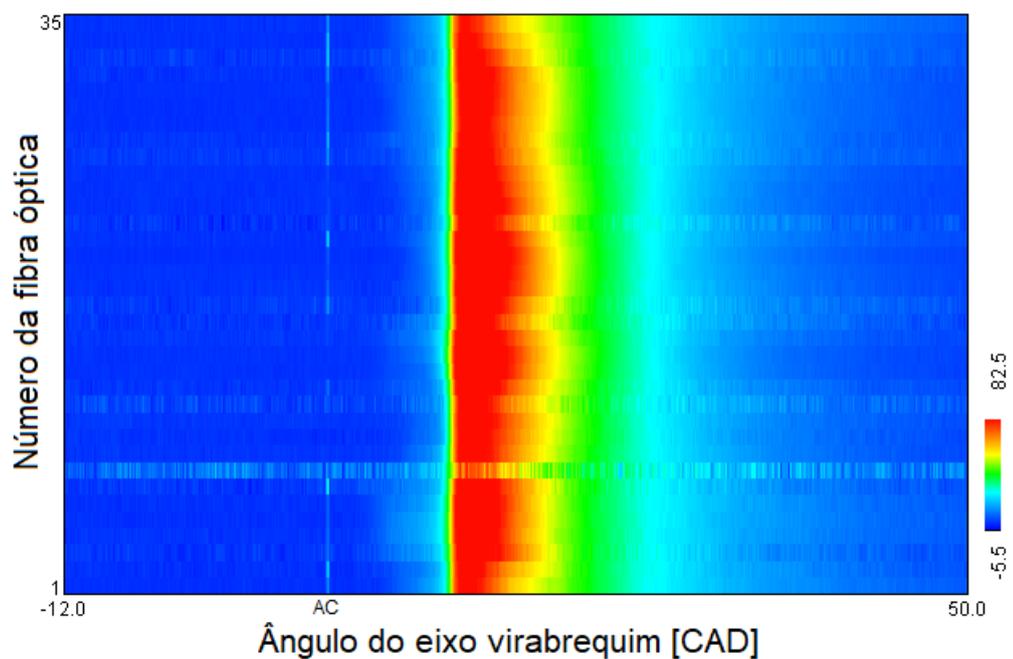
As Fig. 39, 40 e 41 apresentam exemplos dos sinais de intensidade de luz observados para cada uma das condições de medição. O aumento da região vermelha nas figuras relativas aos pontos de medição 6 e 8 não são representativos da intensidade do *knock* observado, mas sim da escala mais restrita de intensidade de luminosidade usada na análise das imagens a fim de definir de forma adequada a região de início da combustão. Observou-se também a presença de difusividade em alguns pontos, tal como visto na região central da Fig. 41. Assim como visto anteriormente, a visibilidade da centelha na Fig. 41 confirma que não há pré-ignição.

Figura 39 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 6 (n = 700 rpm).

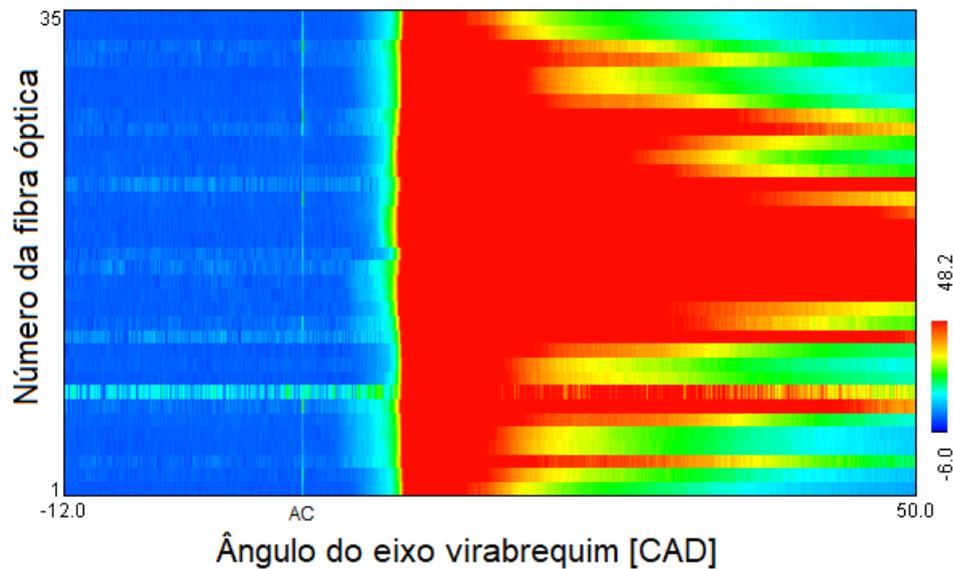


Fonte: Autor.

Figura 40 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 7 (n = 900 rpm).



Fonte: Autor.

Figura 41 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 8 ($n = 1000$ rpm).

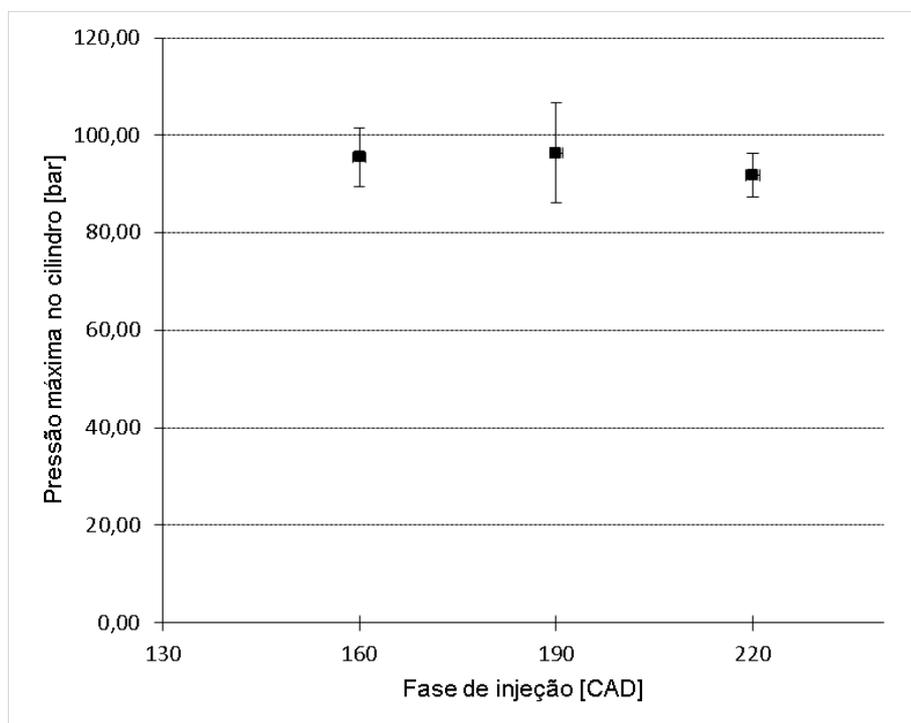
Fonte: Autor.

4.5 Variação da fase de injeção

A Fig. 42 apresenta os valores de pressão para cada um dos valores de fase de injeção, enquanto as Fig. 43 e 44 apresentam os valores de rampa máxima de pressão e ângulo de início da combustão para os mesmos pontos de medição. Em todos os gráficos, fica evidente que não há influência significativa da fase de injeção na ocorrência ou na intensidade da LSPI, uma vez que as variações observadas estão todas dentro da faixa de incerteza.

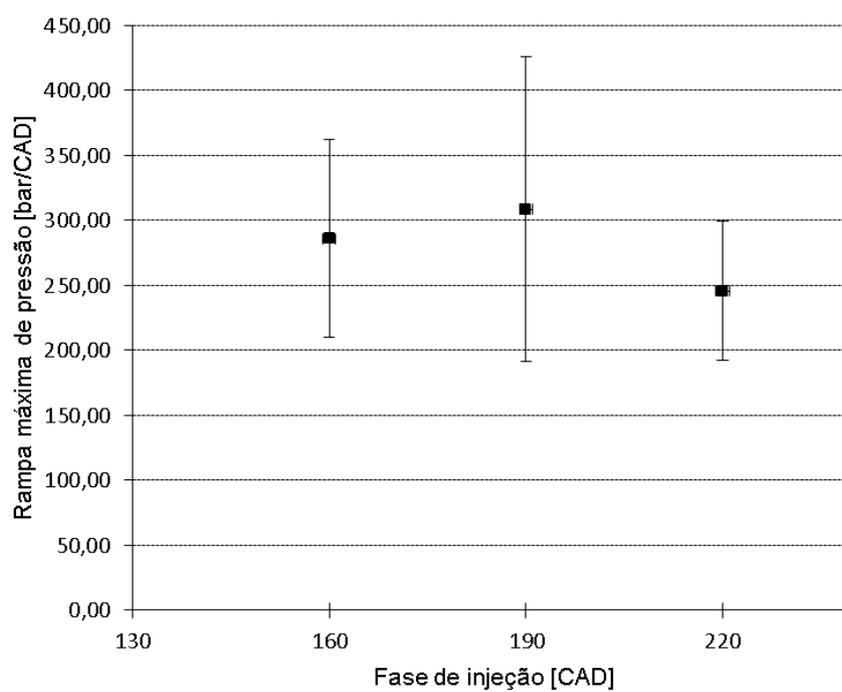
Dessa forma, é possível afirmar que o molhamento de parede devido à injeção de combustível diretamente na câmara quando há cruzamento do evento de injeção com a abertura da válvula de admissão não é relevante na ocorrência de LSPI neste motor. Além disso, também não houve impacto na ocorrência e intensidade de LSPI devido à presença de combustível em fase líquida quando a injeção ocorre muito anteriormente à abertura da válvula de admissão.

Figura 42 – Valores de pressão máxima em função fase de injeção.



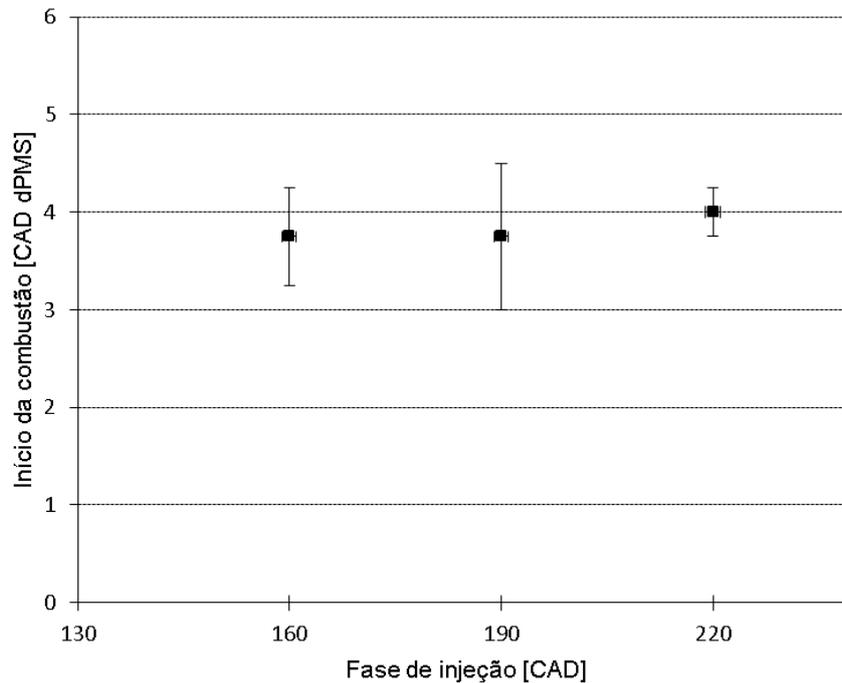
Fonte: Autor.

Figura 43 – Valores de rampa máxima de pressão em função da fase de injeção.



Fonte: Autor.

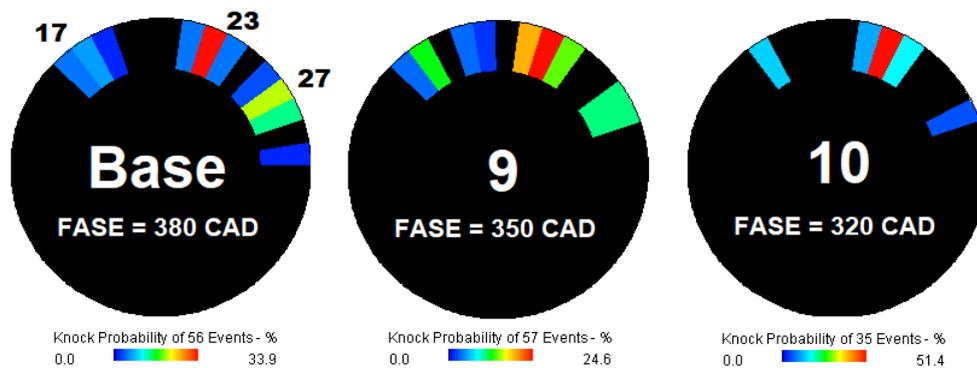
Figura 44 – Valores de ângulo de início da combustão em função da fase de injeção.



Fonte: Autor.

A Fig. 45 apresenta a análise de probabilidade espacial do início da combustão para os diferentes valores de fase de injeção. É possível observar que também não houve variação significativa nas regiões de maior probabilidade, ficando evidente que a alteração da fase de injeção não apresentou quaisquer efeitos na ocorrência, intensidade ou padrão espacial da LSPI neste motor.

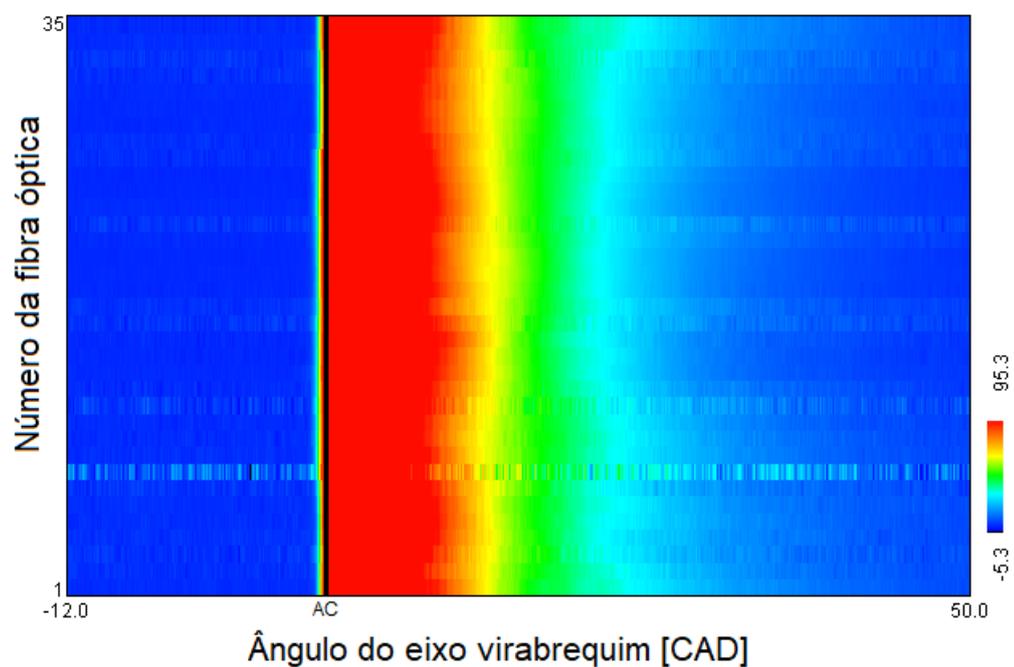
Figura 45 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de fase de injeção.



Fonte: Autor.

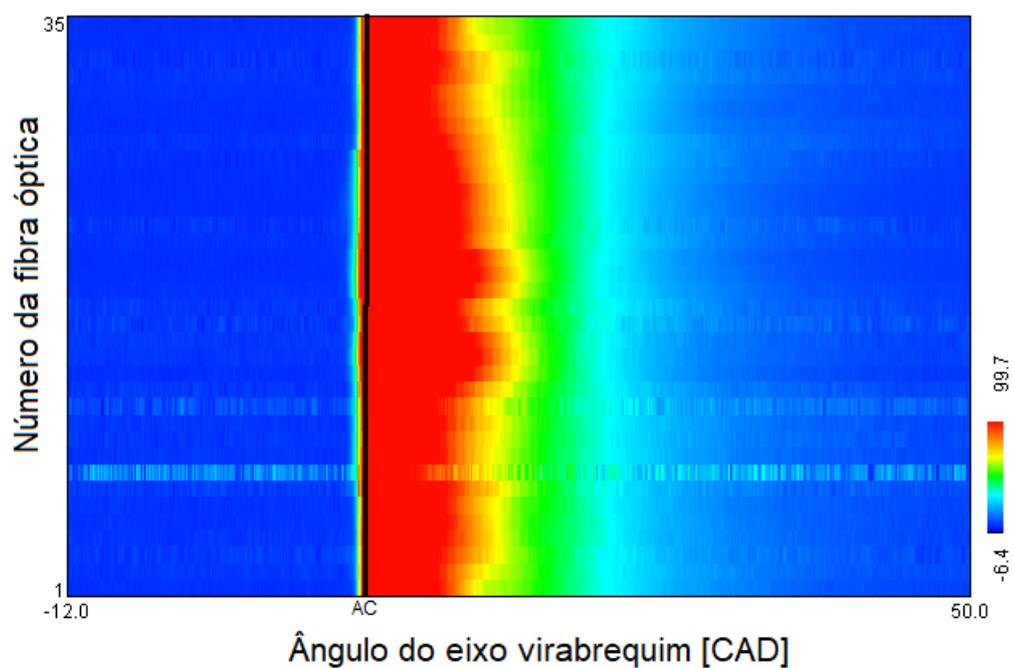
As Fig. 46 e 47 apresentam exemplos dos sinais de intensidade de luz observados para cada uma das condições de medição. Não houve diferenças significativas entre os ciclos medidos ou entre os pontos de medição.

Figura 46 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 9 (Fase = 350 CAD).



Fonte: Autor.

Figura 47 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 10 (Fase = 320 CAD).

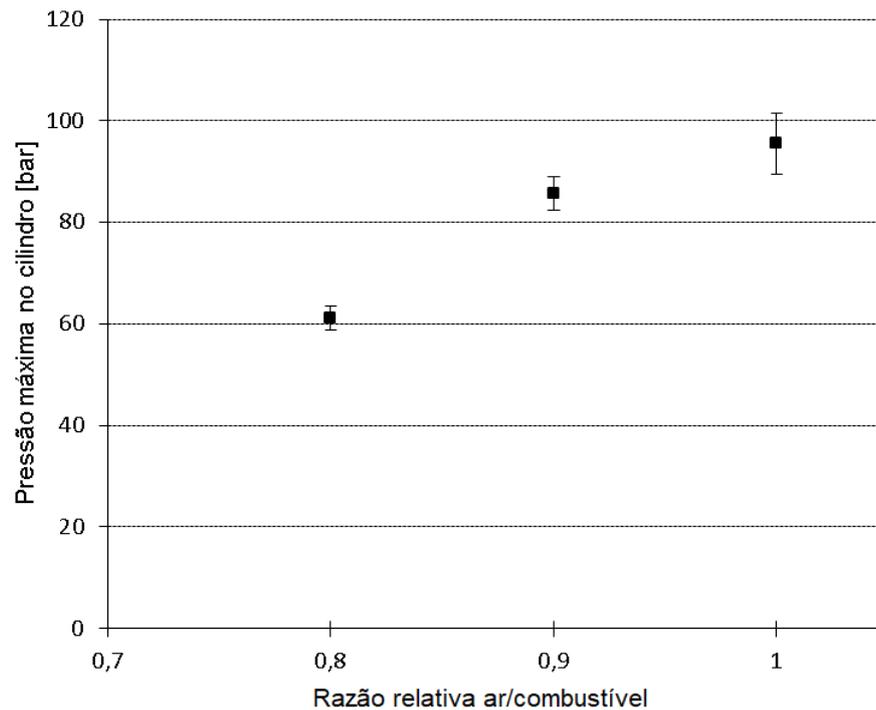


Fonte: Autor.

4.6 Variação da razão relativa ar/combustível

A Fig. 48 apresenta o valores de pressão máxima em função da razão relativa ar/combustível. É possível observar um padrão claro de redução nos valores de pressão para misturas mais ricas, sendo obtidos valores de 86,77 bar e 61,20 bar para as razões de 0,9 e 0,8, respectivamente.

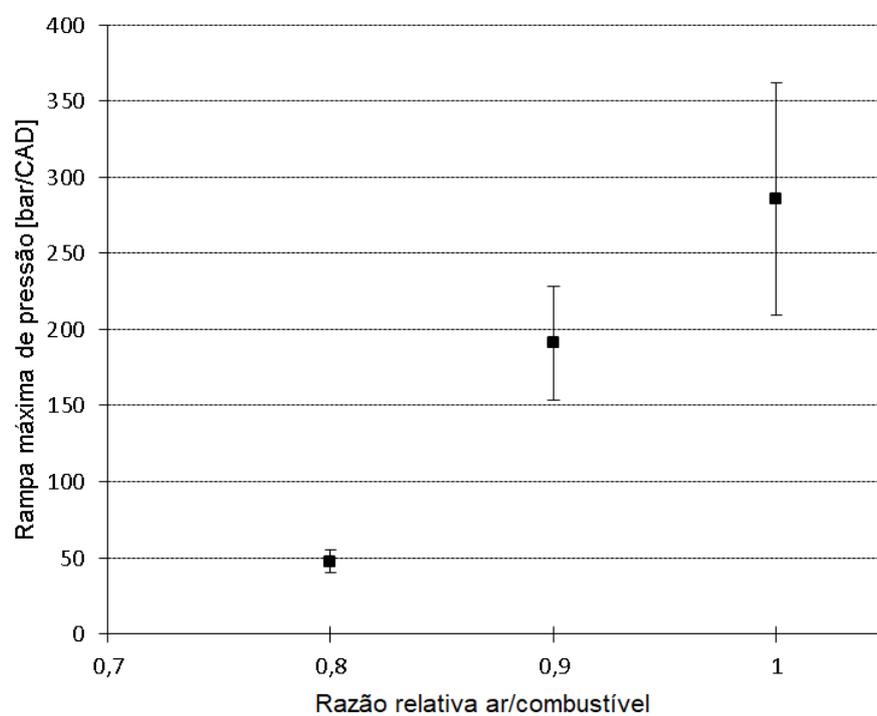
Figura 48 – Valores de pressão máxima em função da razão relativa ar/combustível.



Fonte: Autor.

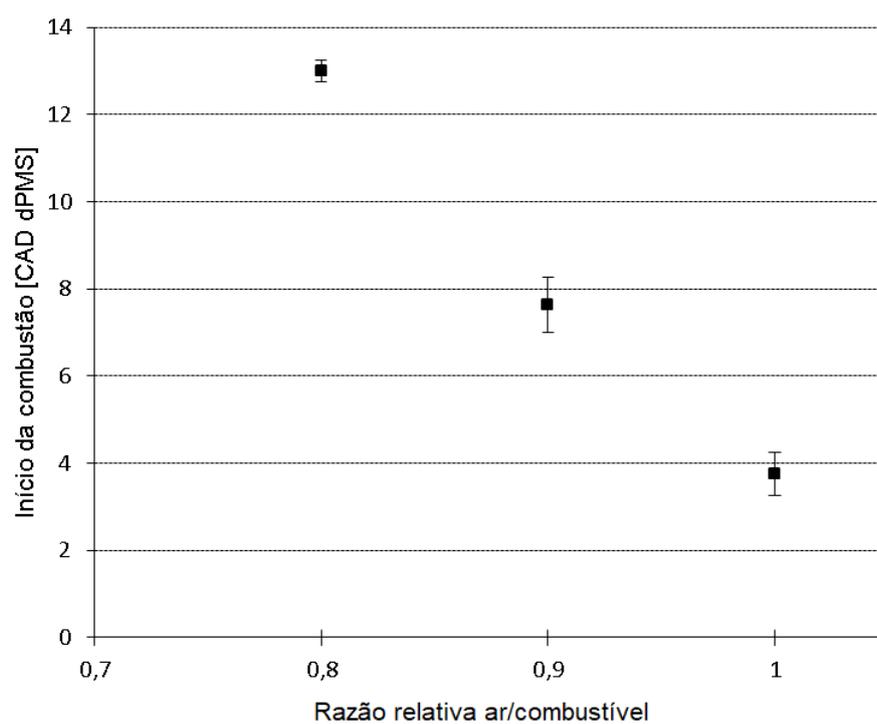
O mesmo padrão pode ser observado nos valores de rampa máxima de pressão e do ângulo do início da combustão, apresentados respectivamente nas Fig. 49 e 50. A rampa de pressão apresenta valores de 191,05 bar/CAD e 47,43 bar/CAD para os pontos de medição 11 e 12, o que corresponde a uma redução de 33,1% e 83,4%, respectivamente. Para o ponto de medição 11, a combustão tem início em média aos 7,63 CAD – i.e antes da centelha – o que configura pré-ignição. Já para o ponto de medição 12, a combustão inicia em média aos 13 CAD, não havendo pré-ignição. Entretanto, o padrão de combustão com presença de *knock* intenso se mantém para ambos pontos de medição, conforme evidenciado pelos altos gradientes de pressão.

Figura 49 – Valores de rampa máxima de pressão em função da razão relativa ar/combustível.



Fonte: Autor.

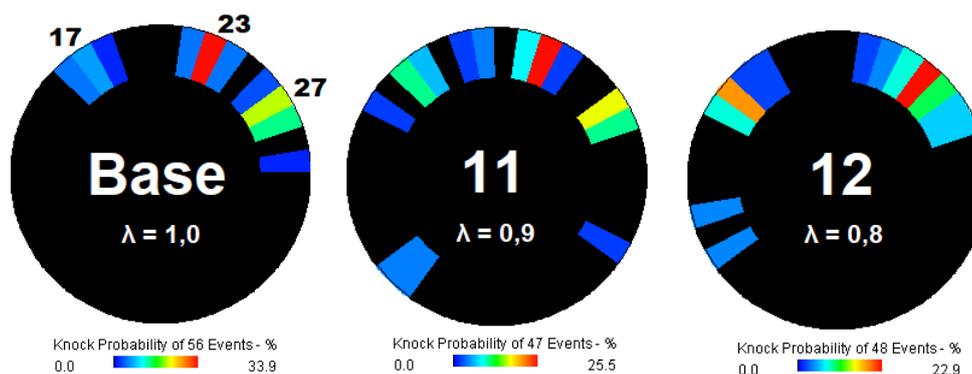
Figura 50 – Valores de ângulo de início da combustão em função da razão relativa ar/combustível.



Fonte: Autor.

A Fig. 51 apresenta a análise de probabilidade espacial do início da combustão para os diferentes valores de razão relativa ar/combustível. É possível observar que não houve variação significativa da distribuição espacial dos eventos de combustão anormal em relação ao ponto base de medição.

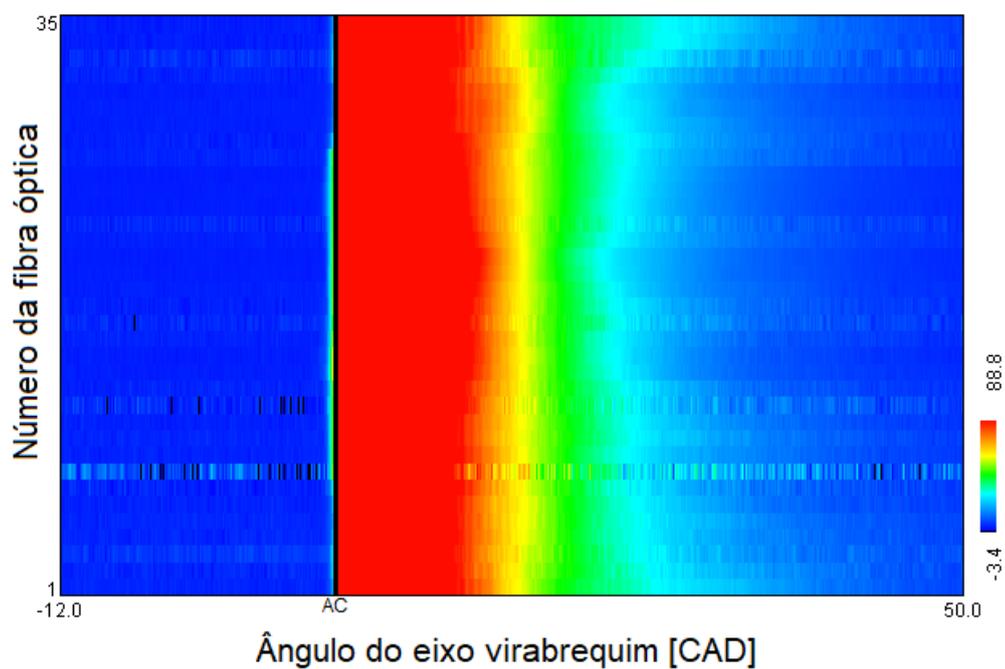
Figura 51 – Probabilidade espacial de ocorrência de combustão anormal, para diferentes valores de razão relativa ar/combustível.



Fonte: Autor.

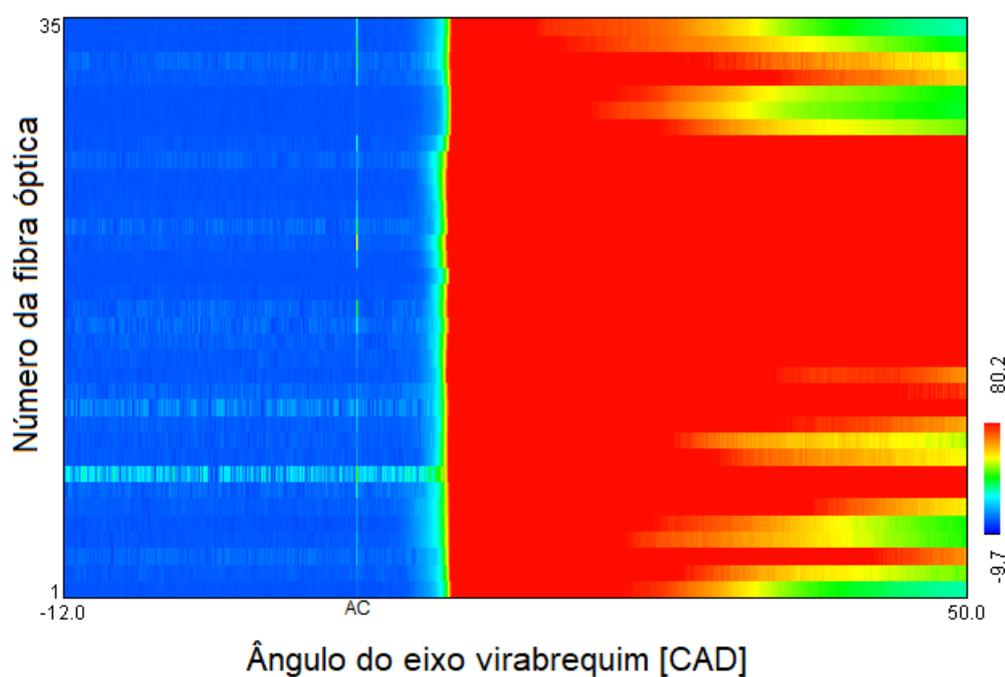
As Fig. 52 e 53 apresentam exemplos dos sinais de intensidade de luz observados para cada uma das condições de medição. Não houve diferenças significativas entre os ciclos medidos ou entre os pontos de medição. Na Fig. 52 fica evidente que a combustão inicia antes da centelha, uma vez que a mesma não é visível. Já na Fig. 53, além do início da combustão após a centelha, é possível observar um aumento da difusividade na combustão, correspondente à região vermelha que se estende pela figura. Essa difusividade provavelmente se deve à existência de gotículas não evaporadas em combustível em função da mistura mais rica, o que aumenta a intensidade da luz emitida e a duração do sinal de luz.

Figura 52 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 11 ($\lambda = 0,9$).



Fonte: Autor.

Figura 53 – Exemplo de combustão para o ponto de medição 12 ($\lambda = 0,8$).



Fonte: Autor.

4.7 Resumo dos resultados

Na Tabela 6 encontram-se os valores obtidos de máxima pressão, média da pressão máxima, rampa máxima de pressão e ângulo de início da combustão para cada um dos pontos de medição. Os valores de máxima pressão correspondem ao maior valor observado durante a medição, não tendo portanto robustez estatística. Entretanto, decidiu-se por inserí-los neste trabalho para simples demonstração dos altos picos de pressão observados em função da LSPI, mesmo para um motor aspirado.

Tabela 6 – Resumo dos dados obtidos pela análise da pressão indicada.

Ponto	$P_{MAX,MAX}$ [bar]	$P_{MAX,MED}$ [bar]	R_{MAX} [bar/CAD]	AV_{IG} [CAD dPMS]
Base	149,50	95,54	285,70	3,75
1*	26,56	23,08	0,38	18,25
2**	98,23	80,53	199,45	5,00
3	77,93	69,95	69,33	11,50
4	120,00	87,96	209,00	4,50
5	131,80	89,70	213,60	5,50
6	133,10	90,27	200,60	2,00
7	89,93	82,17	187,20	8,25
8	73,73	62,62	50,40	13,00
9	151,50	96,36	308,30	3,75
10	113,90	91,86	245,60	4,00
11	101,20	85,77	191,05	7,63
12	73,94	61,20	47,43	13,00
Base**	76,35	59,44	43,03	12,00

*Não houve ocorrência de combustão anormal.

**Pontos medidos com eficiência volumétrica corrigida de 0,64.

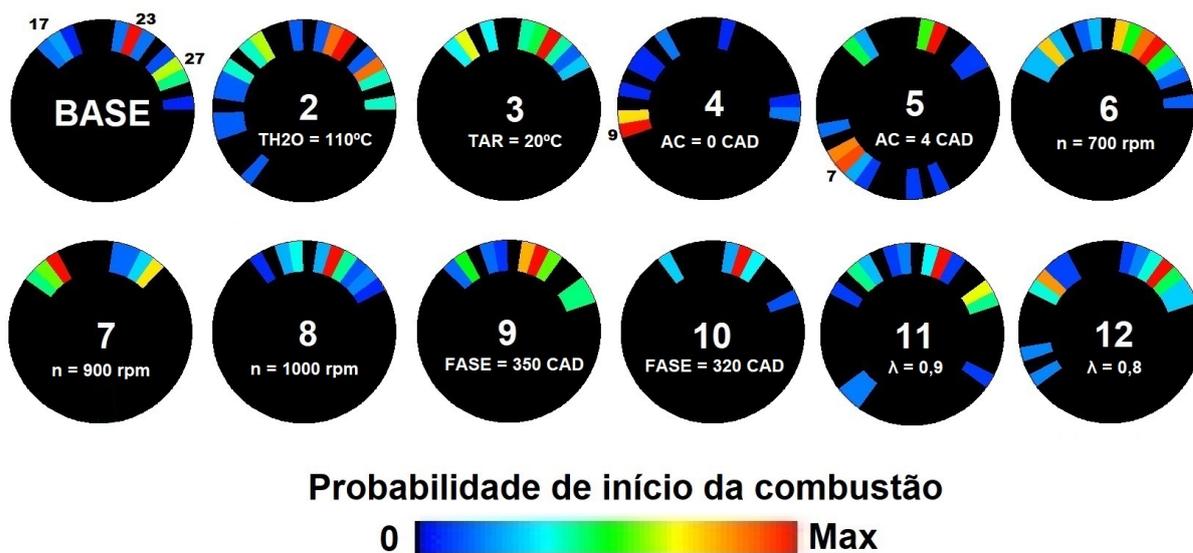
Os maiores valores de pressão foram observados para o ponto base e os pontos de medição 9 e 10, correspondentes ao pontos nos quais foi variada a fase de injeção. Todas as outras variações obtiveram sucesso relativo em reduzir a intensidade da LSPI. É importante lembrar que, para o ponto de medição 2, no qual foi realizado o aumento da temperatura do fluido de arrefecimento, a intensidade da LSPI foi maior, sendo os valores de pressão máxima menores em função da eficiência volumétrica menor, adotada por fins de segurança.

A redução da temperatura do fluido de arrefecimento e do ar de admissão, o aumento da velocidade de rotação do eixo do motor e o enriquecimento da mistura foram medidas bem sucedidas na eliminação da pré-ignição. Entretanto, com exceção do ponto de medição 2, todos os outros apresentaram padrão de combustão semelhante ao do ponto base, com queima rápida do combustível, baixo atraso da ignição e *knock* intenso, como pode ser visto por meio dos valores de pressão máxima e rampa máxima de pressão.

Apenas a redução da temperatura do fluido de arrefecimento foi capaz de eliminar completamente a pré-ignição e a ocorrência de *knock*. Para o ponto 1 de medição, não foi observado nenhum evento de combustão irregular em mais de 100 ciclos medidos. Além disso, os valores de pressão máxima e rampa máxima de pressão foram muito inferiores aos dos demais pontos. O atraso da ignição também foi significativamente maior, com a combustão tendo início em média mais de 10 CAD após a centelha.

A Fig. 54 apresenta a probabilidade de início da combustão irregular para todos os pontos de medição, com exceção do ponto 1, para o qual não foi observado nenhum evento de combustão irregular. Em todos os pontos de medição com exceção do ponto 4, a região da fibra 23 apresenta alta probabilidade de início da combustão. Também se destacam para na maioria dos pontos de medição as regiões das fibras 17 e 23. Assim como dito anteriormente, as cores utilizadas nos gráficos não correspondem ao mesmo valor para todos os pontos de medição, sendo a sua interpretação portanto qualitativa.

Figura 54 – Probabilidade de início da combustão para todos os pontos de medição.



Fonte: Autor.

A dispersão dos resultados se deve em parte ao posicionamento desfavorável da vela na câmara de combustão no que diz respeito ao seu campo de visão, conforme discutido anteriormente. Desta forma, é mais conveniente analisar os resultados do ponto de vista de regiões da câmara de combustão do que para cada fibra individualmente.

Uma vez analisados os resultados, buscou-se enquadrar a LSPI observada em um ou mais dos mecanismos citados por Willand et al. (2009). No que diz respeito à contaminação da mistura por depósitos incandescentes que poderia se soltar da válvula de exaustão ou gotículas de óleo que reduziriam a resistência local da mistura à autoignição, não foram observadas quaisquer evidências. Ao contrário do que foi observado por Han et al.

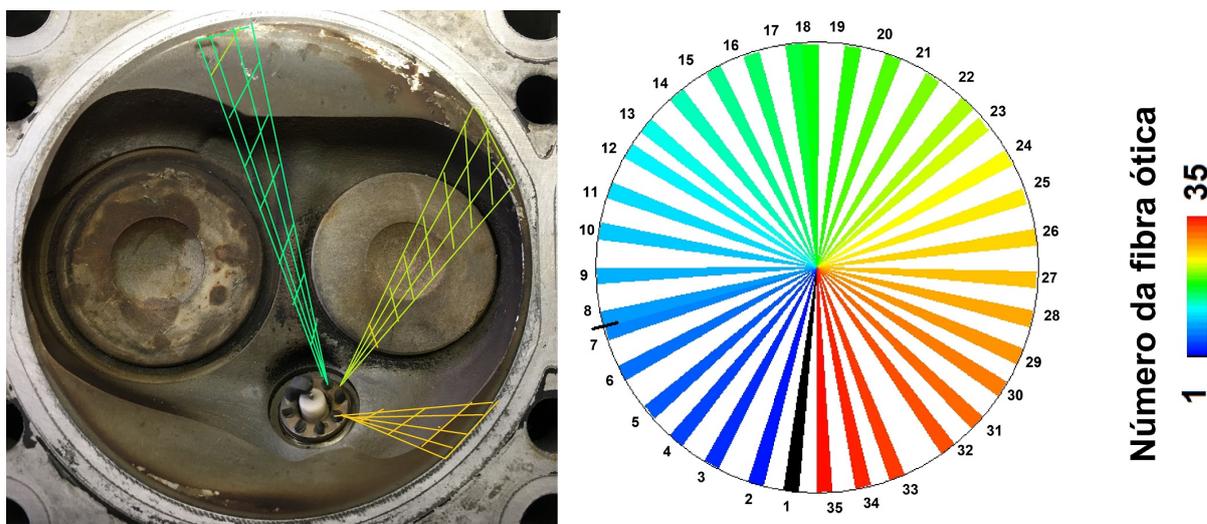
(2015), a variação da fase de injeção não teve nenhum efeito benéfico na mitigação da LSPI, podendo-se concluir que o molhamento da parede não é relevante na combustão anormal observada neste motor. Além disso, a não detecção de partículas irradiantes na análise de intensidade de luz permite descartar a hipótese de depósitos soltos na câmara de combustão. Destacam-se também a forte dependência espacial da ocorrência de LSPI, o baixo consumo de óleo do motor e as baixas pressões do cárter durante todo o período de testes como evidências contra a teoria de contaminação da mistura.

A cinética química da mistura é um dos mecanismos importantes na ocorrência de LSPI no motor de teste. Observou-se que, em situações nas quais a temperatura média da mistura e/ou da chama foi menor – e.g. no caso da redução da temperatura do ar no coletor ou do enriquecimento da mistura – houve redução significativa na intensidade da LSPI, tanto nos valores de pressão máxima quanto nos valores de rampa máxima de pressão. Além disso, a combustão foi retardada suficientemente em alguns pontos para eliminar a pré-ignição, mas não o suficiente para eliminar o fenômeno de *knock*. As altas velocidades de combustão observadas são compatíveis com a teoria de autoignição descrita por Heywood (1988), reforçando a importância da cinética química na combustão irregular observada no motor testado.

Por último, a presença de componentes ou pontos quentes na câmara de combustão é o principal mecanismo de LSPI atuante no motor. A clara tendência espacial da distribuição do fenômenos de combustão irregular indica quais as regiões onde o aquecimento local da mistura é crítico: as regiões das fibras 17, 23 e 27. A Fig. 55 apresenta novamente a numeração das fibras, ao lado da geometria da câmara de combustão, indicando as regiões de maior ocorrência de combustão irregular. A região da fibra 23 foi aquela com maior probabilidade total de ocorrência, sendo uma das regiões mais críticas em todos os pontos de medição, com exceção dos pontos de medição 1 (no qual não houve combustão irregular) e 4 (no qual o maior avanço da centelha dá início à combustão em outra região). Devido às limitações da instrumentação, não é possível identificar em qual ponto exato a combustão tem início, uma vez que a varredura feita pelas fibras é apenas angular e não possui resolução radial.

Além da tendência espacial do fenômeno, outro ponto é imperativo no diagnóstico do mecanismo: a influência da temperatura do fluido de arrefecimento. A redução da temperatura do fluido de arrefecimento de 90°C para 40°C eliminou completamente a irregularidade da combustão, não havendo nenhum fenômeno de pré-ignição ou *knock* observado para a segunda condição. Além disso, o aumento da temperatura do fluido de arrefecimento de 90°C para 110°C inviabilizou a operação do motor para a eficiência volumétrica corrigida adotada nos outros pontos de medição, alcançando pressões máximas superiores a 200 bar – mais de duas vezes o limite máximo de projeto do motor – sendo necessária a redução da abertura da válvula borboleta a fim de limitar a entrada de ar

Figura 55 – Regiões da câmara de combustão com maior ocorrência de LSPI



Fonte: Autor.

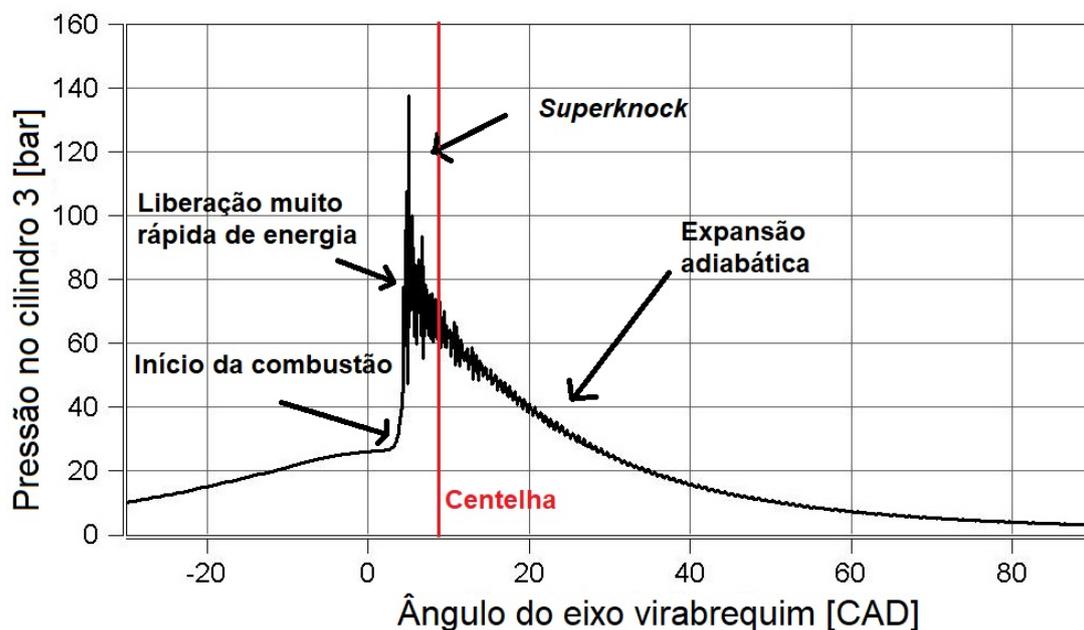
para que pudessem ser realizadas as medições naquela condição. Logo, fica evidente que a temperatura do cabeçote (proporcional à temperatura do fluido de arrefecimento) é o principal fator de predição da ocorrência de LSPI neste motor.

As regiões da câmara de combustão destacadas na Fig. 55 correspondem a regiões de quinas afiadas, em especial a região correspondente à fibra 23. As regiões das fibras 17 e 27 correspondem às bordas da região de *squish* onde há uma tendência de aquecimento. Além disso, as regiões das fibras 23 e 27 se situam próximas à válvula de exaustão, uma das regiões da câmara de combustão que tende a aquecer mais em função da passagem dos gases quentes.

O padrão de combustão irregular, com a presença de *knock* intenso foi bastante discutido nos itens anteriores. A Fig. 56 apresenta uma curva de pressão em função do ângulo do eixo virabrequim. A curva exemplifica o padrão de combustão observado em todos os pontos de medição – com exceção do ponto 1 – em diferentes intensidades. É possível observar uma liberação quase instantânea de toda a energia, o que corresponde a uma queima muito rápida de combustível. Uma vez que a energia resultante da queima do combustível é liberada muito rapidamente, a expansão dos gases queimados se dá de forma quase adiabática. Esse padrão de combustão é exatamente como aquele descrito por Wang, Liu e Reitz (2017) como *superknock*, fortemente relacionado com a ocorrência de LSPI.

Outra constatação interessante é a presença de diversos pontos de início da combustão. Na análise de intensidade da luz, a propagação de uma frente única de chama é caracterizada por um ponto inicial e um formato de rampa ao redor dele, de maneira consistente entre uma fibra e outra. Entretanto, em vários dos ciclos analisados foi observada a presença de mais de um foco inicial de combustão. Na análise espacial foi

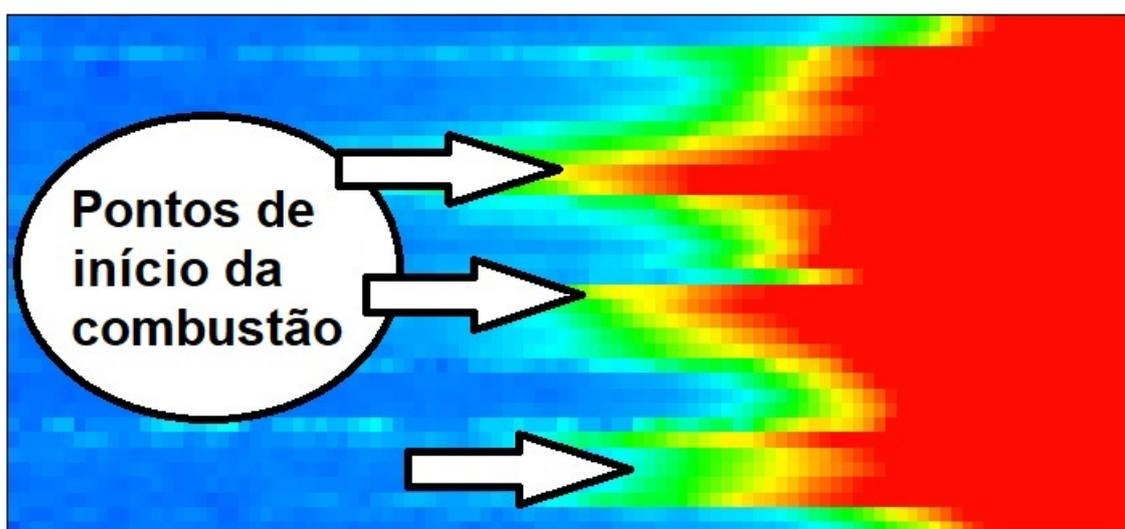
Figura 56 – Exemplo de gráfico Pressão x CAD para um ciclo de LSPI.



Fonte: Autor.

considerado apenas o ponto de combustão mais avançada, ou seja, aquele que ocorre primeiro. Entretanto, na análise das imagens é evidente que a combustão tem início em diversos pontos da câmara de combustão de forma quase simultânea, tal como ilustrado na Fig. 57. A existência de mais de um ponto de início da combustão leva a taxas de queima da mistura ainda mais elevadas.

Figura 57 – Múltiplos pontos de LSPI num mesmo ciclo.



Fonte: Autor.

4.8 Possíveis medidas mitigadoras da LSPI

Foi observado que os dois principais mecanismos causadores da LSPI atuantes no motor testado são a presença de pontos quentes na câmara de combustão e, de forma coadjuvante, a cinética química da mistura. Dessa forma, deve-se buscar atuar de forma a mitigar a criticidade de ambos a fim de reduzir e, por fim, eliminar completamente a presença da LSPI e de *superknock*.

A redução das quinas no cabeçote, com a adoção de raios maiores em projeto é uma alternativa a fim de reduzir os pontos de sobreaquecimento local. As quinas no cabeçote tendem a aquecer mais do que outras regiões devido à dificuldade de retirada de calor das mesmas em função da pequena área de seção.

Outra solução é a adoção de uma válvula termostática eletrônica a fim de reduzir a temperatura do fluido de arrefecimento. A abertura precoce da válvula aumenta a vazão de fluido de arrefecimento que passa pelo trocador de calor, reduzindo a temperatura do fluido e, conseqüentemente, a temperatura do cabeçote. Entretanto, deve-se atentar para não reduzir excessivamente a temperatura em outras condições de operação, uma vez que um maior gradiente de temperatura resulta numa maior perda de calor da mistura para as paredes do cilindro e no aumento da covariância da PME, reduzindo a eficiência térmica do motor. Além disso, vale notar que o tempo necessário para reduzir a temperatura do fluido de arrefecimento é alto.

O uso de sistemas de arrefecimento separados para o cabeçote e o bloco é uma alternativa já utilizada comercialmente em outros veículos. Apesar da complexidade maior e custo mais elevado, este tipo de projeto possibilita manter a temperatura da parede do cilindro mais elevada para minimizar as perdas e o cabeçote mais frio a fim de reduzir a ocorrência de *knock*.

No que diz respeito à cinética química da mistura, o enriquecimento da mistura é uma solução viável para mitigação, podendo ser implantada em conjunto com outras medidas. Entretanto, haverá impacto negativo no consumo específico de combustível e na eficiência térmica do motor, além de um aumento nas emissões de CO e HCs devido à combustão não estequiométrica.

5 Conclusão

Neste trabalho, foi realizada a caracterização da LSPI num motor PFI comercial. Com o objetivo de avaliar a influência dos parâmetros de calibração e operação na LSPI, foi feita a montagem do aparato experimental em uma bancada dinamométrica instrumentada, com a medição de pressão indicada por um transdutor de pressão instalado no cabeçote e a medição de intensidade de luz dentro do cilindro realizada por uma vela instrumentada com acesso óptico à câmara de combustão.

A metodologia utilizada buscou avaliar a influência de parâmetros de operação e calibração do motor na ocorrência e intensidade da LSPI. Os dados de pressão indicada possibilitaram a avaliação do padrão de combustão, da duração da combustão e da intensidade da LSPI – na forma de pressão máxima e rampa máxima de pressão – além do ângulo de início da combustão. Já com os dados de intensidade de luz, foi possível confirmar a validade do ângulo de FMQ 5% como início da combustão, verificar a existência de combustão difusa e avaliar a probabilidade espacial de início da combustão na câmara de combustão. A metodologia é aplicável em motores comerciais e experimentais, podendo ser utilizada tanto em motores PFI quanto DI. Os pré-requisitos para a sua aplicação são a possibilidade de instalação de um transdutor de pressão e o acesso óptico para análise de intensidade de luz, que pode ser feito pela vela ou pela junta do cabeçote. Os parâmetros avaliados podem ser adaptados para cada caso específico, como por exemplo para motores com VVT ou motores DI.

Os resultados encontrados indicaram que a redução da temperatura do fluido de arrefecimento apresentou o maior impacto na LSPI, eliminando completamente a ocorrência de combustão anormal. A redução da temperatura do ar no coletor, o aumento da velocidade de rotação e o enriquecimento da mistura também resultaram na redução da ocorrência e da intensidade de LSPI, porém em menor escala. A variação dos outros parâmetros não apresentou impacto significativo.

A contaminação do combustível foi descartada como causa da LSPI, uma vez que os dados de intensidade de luz não indicaram a presença de gotículas ou depósito soltos na câmara de combustão. Além disso, a pressão no cárter foi monitorada a fim de verificar a possibilidade da entrada de óleo no cilindro pelos anéis, e o consumo de óleo foi verificado ao final dos testes, não sendo detectada variação significativa.

A cinética química da mistura se mostrou como um dos mecanismos causadores da LSPI. As medidas que resultaram numa redução da temperatura da mistura foram bem sucedidas na mitigação da LSPI, mas não eliminaram o *superknock* completamente. Outra evidência da influência da cinética química da mistura é a rápida combustão e a existência

de múltiplos pontos de pré-ignição em diversos dos ciclos analisados.

Para o motor avaliado, concluiu-se que o principal mecanismo causador da LSPI é a existência de pontos quentes na câmara de combustão, especificamente em regiões de quinas afiadas próximas à válvula de exaustão e à zona de squish, correspondentes às fibras 17, 23 e 27. A redução da temperatura do fluido de arrefecimento resultou na eliminação completa da combustão irregular, e o aumento da temperatura do fluido de arrefecimento impossibilitou a aquisição de dados utilizando a eficiência volumétrica corrigida desejada, sendo necessário reduzir a abertura da válvula borboleta para realizar as medições com segurança.

Por fim, tendo em vista os mecanismos causadores da LSPI, foram sugeridas estratégias e possíveis soluções para eliminar ou mitigar a ocorrência e a intensidade do fenômeno.

6 Trabalhos futuros

Em função dos resultados obtidos neste trabalho e das limitações encontradas durante a elaboração da metodologia, sugere-se como estudos futuros:

- A avaliação do impacto da adoção de quinas de raio maior na ocorrência de LSPI no motor de testes;
- A avaliação de diferentes mapas de válvulas e diferentes estratégias de injeção na ocorrência e intensidade da LSPI, utilizando um motor DI com VVT;
- O estudo da influência do fluxo na LSPI, em especial a geração de turbulência e a posterior quebra em microturbulência, utilizando programas CFD e um coletor de admissão modificado;
- A utilização de uma vela instrumentada com mais canais, ou de junta instrumentada, a fim de identificar a região de início da combustão de forma bi- ou tridimensional.

Referências

- AMANN, M.; MEHTA, D.; ALGER, T. Engine Operating Condition and Gasoline Fuel Composition Effects on Low-Speed Pre-Ignition in High-Performance Spark Ignited Gasoline Engines. *SAE Int. J. Engines*, v. 4, n. 1, p. 274–285, 2011. ISSN 19463936. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/2011-01-0342>>.
- AVL. *AVL VisioKnock Application Software*. 2004.
- AVL. *AVL Indicom Documentation*. 2011.
- BANDEL, W. et al. The Turbocharged GDI Engine: Boosted Synergies for High Fuel Economy Plus Ultra-low Emission. *SAE Technical Paper No. 2006-01-1266*, 2006.
- BATES, L. et al. Engine hot spots: Modes of auto-ignition and reaction propagation. *Combustion and Flame*, v. 166, p. 80–85, 2016. ISSN 15562921.
- CRIPPA, M. et al. EU effect: Exporting emission standards for vehicles through the global market economy. *Journal of Environmental Management*, Elsevier Ltd, v. 183, p. 959–971, 2016. ISSN 10958630. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jenvman.2016.09.068>>.
- DAHNZ, C. et al. Investigations on Pre-Ignition in Highly Supercharged SI Engines. *SAE Int. J. Engines*, v. 3, n. 1, p. 214–224, 2010. ISSN 19463936.
- DINGLE, S. F. et al. Lubricant Induced Pre-Ignition in an Optical SI Engine. *SAE Technical Paper*, v. 2014-01-12, 2014. ISSN 0148-7191.
- DQ/UFGM, L. d. E. d. C. *Relatório de Ensaio Gasolina N° 766/17-A*. [S.l.], 2017.
- FIEWEGER, K.; BLUMENTHAL, R.; ADOMEIT, G. Self-ignition of S.I. engine model fuels: A shock tube investigation at high pressure. *Combustion and Flame*, v. 109, n. 4, p. 599–619, 1997. ISSN 00102180.
- FRASER, N. et al. Challenges for Increased Efficiency through Gasoline Engine Downsizing. *SAE Int. J. Engines*, v. 2, n. 1, p. 991–1008, 2009. ISSN 1946-3944. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/2009-01-1053>>.
- HAN, L. et al. Investigation of Low-Speed Pre-Ignition in Boosted Spark Ignition Engine. *SAE Technical Paper*, p. 2015-01-0751, 2015. ISSN 0148-7191.
- HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. [S.l.: s.n.], 1988. v. 21. 930 p. ISSN 00710049. ISBN 007028637X.
- HUBER, P. J.; RONCHETTI, E. M. *Robust Statistics*. [s.n.], 2009. v. 523. 308 p. ISSN 1091-6490. ISBN 9780470010945. Disponível em: <<http://doi.wiley.com/10.1002/0470010940>>.
- IVANOV, M. F.; KIVERIN, A. D.; LIBERMAN, M. A. Ignition of deflagration and detonation ahead of the flame due to radiative preheating of suspended micro particles. *Combustion and Flame*, Elsevier Ltd., v. 162, n. 10, p. 3612–3621, 2014. ISSN 15562921. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.combustflame.2015.06.018>>.

- KUTI, O. A. et al. A fundamental investigation into the relationship between lubricant composition and fuel ignition quality. *Fuel*, Elsevier Ltd, v. 160, p. 605–613, 2015. ISSN 00162361. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2015.08.026>>.
- LAIGNIER, G. et al. Residência Tecnológica para Engenheiros. In: *SIMEA 2016 - Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva*. [S.l.: s.n.], 2016.
- MANSFIELD, A. B.; CHAPMAN, E.; BRISCOE, K. Effect of market variations in gasoline composition on aspects of stochastic pre-ignition. *Fuel*, Elsevier Ltd, v. 184, p. 390–400, 2016. ISSN 00162361. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.07.010>>.
- MEROLA, S. S.; TORNATORE, C.; IRIMESCU, A. Cycle-resolved visualization of pre-ignition and abnormal combustion phenomena in a GDI engine. *Energy Conversion and Management*, Elsevier Ltd, v. 127, p. 380–391, 2016. ISSN 01968904. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890416308184>>.
- MORAES, N.; MACHADO, B. Impacto do Inovar-Auto nas Emissões Veiculares. *Blucher Engineering Proceedings*, v. 2, n. 1, p. 1–19, 2015.
- PILING, M. J. *Low Temperature Combustion and Autoignition*. [S.l.: s.n.], 1997. 823 p. ISSN 1098-6596. ISBN 9788578110796.
- QI, Y. et al. Effects of thermodynamic conditions on the end gas combustion mode associated with engine knock. *Combustion and Flame*, Elsevier Ltd., v. 162, n. 11, p. 4119–4128, 2014. ISSN 00102180. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.combustflame.2015.08.016>>.
- REIF, K. *Gasoline Engine Management: Systems and Components*. [S.l.: s.n.], 2014. ISBN 9783658039646.
- RUDLOFF, J. et al. Analysis of pre-ignition in highly charged SI engines: Emphasis on the auto-ignition mode. *Proceedings of the Combustion Institute*, The Combustion Institute, v. 34, n. 2, p. 2959–2967, 2013. ISSN 15407489. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proci.2012.05.005>>.
- SILVA, V.; FILHO, F.; CASIMIRO, A. Inovar-Auto & Alianças Estratégicas : Um novo cenário de cooperação para Montadoras e Fornecedores de Auto-peças. In: *X SEGet - Simpósio de Excelência em Gestão e Tecnologia*. [S.l.: s.n.], 2013.
- SKEETE, J. P. Examining the role of policy design and policy interaction in EU automotive emissions performance gaps. *Energy Policy*, Elsevier Ltd, v. 104, n. February, p. 373–381, 2017. ISSN 03014215. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enpol.2017.02.018>>.
- WANG, Z.; LIU, H.; REITZ, R. D. Knocking combustion in spark-ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Elsevier Ltd, v. 61, p. 78–112, 2017. ISSN 03601285. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2017.03.004>>.
- WANG, Z. et al. Analysis of pre-ignition to super-knock: Hotspot-induced deflagration to detonation. *Fuel*, Elsevier Ltd, v. 144, p. 222–227, 2015. ISSN 00162361. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2014.12.061>>.
- WELLING, O. et al. Measuring the Impact of Engine Oils and Fuels on Low-Speed Pre-Ignition in Downsized Engines. *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, v. 7, p. 1–8, 2014. ISSN 1946-3960. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/2014-01-1219>>.

WILLAND, J. et al. Limits on downsizing in spark ignition engines due to pre-ignition. *MTZ worldwide*, v. 70, p. 56–61, 2009. ISSN 2192-9114. Disponível em: <<http://link.springer.com/article/10.1007/BF03226955>>.

WINKLHOFER, E. *Flame measurement techniques for engine development engineers: Visiolution applications manual, gasoline engines*. [S.l.]: AVL List GmbH, 2007.

ZACCARDI, J.-M.; DUVAL, L.; PAGOT, A. Development of Specific Tools for Analysis and Quantification of Pre-ignition in a Boosted SI Engine. *SAE Int. J. Engines*, v. 2, n. 1, p. 1587–1600, 2009. ISSN 1946-3944. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/2009-01-1795>>.

ZACCARDI, J.-M.; ESCUDIE, D. Overview of the main mechanisms triggering low-speed pre-ignition in spark-ignition engines. *International Journal of Engine Research*, v. 16, n. 2, p. 152–165, 2014. ISSN 1468-0874. Disponível em: <<http://jer.sagepub.com/lookup/doi/10.1177/1468087414530965>>.

ZACCARDI, J.-M. et al. Pre-ignition in Highly Charged Spark Ignition Engines – Visualisation and Analysis. *Mtz*, v. 70, 2009.

ZELDOVICH, Y. Flame Propagation in a Substance Reacting At Initial Temperature. *Combustion and Flame*, v. 39, n. 3, p. 219–224, 1980. ISSN 00102180.

ZELDOVICH, Y. B. Regime Classification of an Exothermic Reaction With Nonuniform Initial Conditions. *Combustion and Flame*, v. 39, n. 2, p. 211–214, 1980. ISSN 00102180.

Apêndices

APÊNDICE A – Amaciamento do motor de teste e curvas levantadas

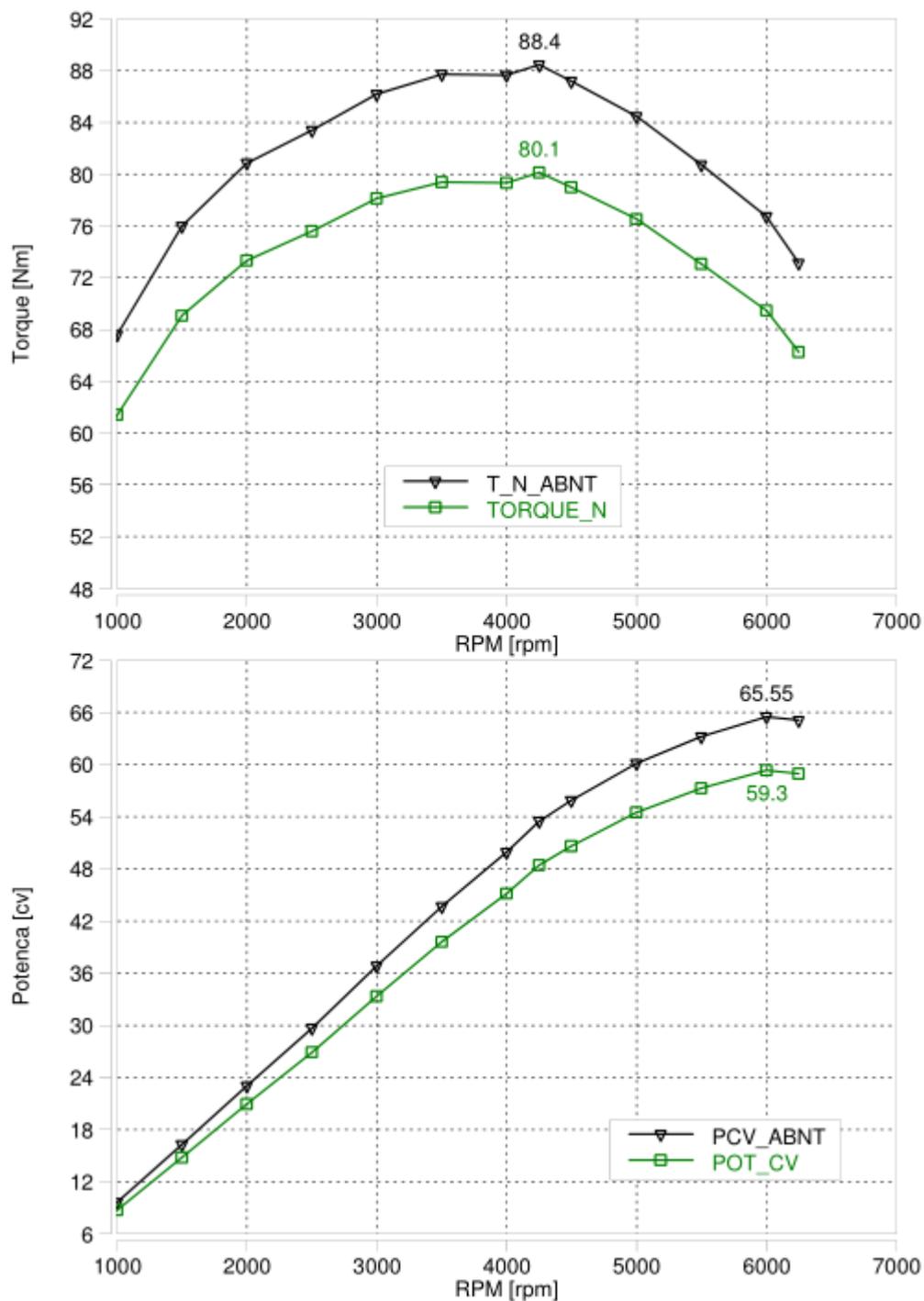
O amaciamento do motor anterior aos testes foi feito de acordo com norma interna do grupo Fiat Chrysler Automobiles, tal como descrito na Tabela 7. O combustível utilizado foi o etanol (E95).

Tabela 7 – Especificação do amaciamento do motor.

Rotação [rpm]	Carga [N.m]	Tempo [min]
1000	0	5
1250	6	30
1500	10	16
1750	14	16
2000	18	16
2250	23	16
2500	27	16
2750	32	16
3000	37	16
3250	42	16
3500	47	16
3750	52	16
4000	57	16
4250	62	16
4500	65	16
4750	69	16
5000	72	16
5250	75	16
5500	77	16
5750	Plena carga	30
1000	0	3

A Fig. 58 apresenta as curvas de potência e torque levantadas após o amaciamento a fim de verificar a adequação do motor em relação aos dados de projeto. As curvas verdes correspondem aos valores medidos nas condições atmosféricas do laboratório, e as curvas pretas representam os valores corrigidos para condições atmosféricas padrão segundo a norma da ABNT NBR/1585.

Figura 58 – Curvas de potência e torque máximos por velocidade de rotação de eixo.



Fonte: Autor.

Anexos

ANEXO A – Análise do combustível utilizado

O combustível utilizado durante os testes foi fornecido sob encomenda pela Petrobrás, dentro das especificações técnicas requisitadas – E22 com RON mínimo de 92.

Antes do início dos testes, foi coletada e armazenada uma amostra de 1L da mistura de combustível para análise da composição, poder calorífico, RON e MON, teor de etanol, teor de enxofre e levantamento da curva de destilação.

A amostra da mistura de combustível foi analisada pelo Laboratório de Ensaio de Combustíveis da Universidade Federal de Minas Gerais. As Fig. 60 e 59 apresentam os resultados fornecidos pelo laboratório.

Figura 59 – Resultado da análise de combustível.

CARACTERÍSTICA	RESULTADO	DATA DO ENSAIO	ESPECIFICAÇÃO*		TOLERÂNCIA		MÉTODO	
			GCA/GPA	GCC/GPC	GCA/GPA	GCC/GPC	ABNT NBR	ASTM
Poder Calorífico Inferior, (MJ/Kg)	38,854	28/08/2017	-		-		-	D240 ☒
RON, % v/v	95,6	29/08/2017	-	-	-	-	GS1000 ☒	
MON, mín % v/v	83,0		-	-	-	-		
IAD, mín % v/v	89,3		-	-	-	-		
EtOH, % v/v	22,4		-	-	-	-		
Olefinas, máx. % v/v	15,9		-	-	-	-		
Saturados, % v/v	44,5		-	-	-	-		
Aromáticos, máx. % v/v	15,0		-		-			
Benzeno, máx. % v/v	0,43		1,5	1,0	1,6 a 2,0	1,1 a 1,5	-	D6277

(n) As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de Especificação da Resolução ANP 40/2013 (25/10/2013) e Regulamento Técnico ANP nº 3/2013.

As especificações estão de acordo com a Resolução ANP nº 40/2013 (25/10/2013), Regulamento Técnico ANP nº 3/2013 e Portaria MAPA nº 75/2015.

Fonte: DQ/UFMG (2017).

Figura 60 – Continuação do resultado da análise de combustível.

CARACTERÍSTICA	RESULTADO	DATA DO ENSAIO	ESPECIFICAÇÃO *		TOLERÂNCIA		MÉTODO	
			GCA/GP	GCC/GP	GCA/GP	GCC/GP	ABNT NBR	ASTM
Destilação	Ponto Inicial de Ebulição, °C	38,9	Anotar		-		9619 <input type="checkbox"/>	D86 <input checked="" type="checkbox"/>
	10% Evaporado, °C	59,6	0 a 65		65,1 a 66,9			
	15% Evaporado, °C	62,5	-	-	-	-		
	20% Evaporado, °C	65,0	-	-	-	-		
	30% Evaporado, °C	69,0	-	-	-	-		
	40% Evaporado, °C	71,9	-	-	-	-		
	50% Evaporado, °C	74,0	0 a 120	0 a 80	120,1 a 121,1	80,1 a 81,1		
	60% Evaporado, °C	117,2	-		-			
	70% Evaporado, °C	142,9	-		-			
	80% Evaporado, °C	161,2	-		-			
	85% Evaporado, °C	168,7	-		-			
	90% Evaporado, °C	175,7	0 a 190		190,1 a 193,1			
	95% Evaporado, °C	186,1	-		-			
	Ponto Final de Ebulição, °C	204,6	0 a 215		215,1 a 219,7			
Resíduo, mL	0,9	0 a 2		2,1 a 2,2				
Teor de Etanol Anidro, %v/v (6) (7)	21	29/08/2017	26 a 28		25 a 29		13992 <input checked="" type="checkbox"/>	D5501(8) <input type="checkbox"/>
Teor de Enxofre, mg/kg, máx. (13)	25	29/08/2017	50		63		-	D2622 <input type="checkbox"/> D3120 <input type="checkbox"/> D5453 <input checked="" type="checkbox"/>

(n) As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de Especificação da Resolução ANP 40/2013 (25/10/2013) e Regulamento Técnico ANP nº 3/2013.

* As especificações estão de acordo com a Resolução ANP nº 40/2013 (25/10/2013), Regulamento Técnico ANP nº 3/2013 e Portaria MAPA nº 75/2015.

Fonte: DQ/UFMG (2017).