

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**ESTUDO DA INJEÇÃO DE ÁGUA E ALTERAÇÃO DA
RAZÃO VOLUMÉTRICA DE COMPRESSÃO PARA
MITIGAÇÃO DA DETONAÇÃO E MELHORIA DO
DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA**

Autora: Deborah Domingos da Rocha

Belo Horizonte, 20 de Julho de 2018

Deborah Domingos da Rocha

**ESTUDO DA INJEÇÃO DE ÁGUA E ALTERAÇÃO DA
RAZÃO VOLUMÉTRICA DE COMPRESSÃO PARA
MITIGAÇÃO DA DETONAÇÃO E MELHORIA DO
DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA**

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

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Ramon Molina Valle

Este trabalho é parte do “Projeto SCV – Sistema de Compressão Variável” desenvolvido pela Robert Bosch em parceria com o Centro de Tecnologia da Mobilidade do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais por meio de fomentos da FINEP de acordo com os contratos nº 03.15.0036.00 e nº 09.15.0038.00.

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2018

AGRADECIMENTOS

Agradeço profundamente aos meus pais, Deila e José Antônio, que sempre me apoiaram durante todo o meu percurso, são extremamente dedicados à nossa família e meus exemplos para a vida. À minha irmã Isabella, que também sempre foi uma companheira essencial.

Ao meu orientador Ramon Molina Valle pelo auxílio e dedicação no CTM-UFMG ao longo dos meus anos como parte dessa equipe durante a graduação e o mestrado. Agradeço também pelas oportunidades proporcionadas em tantos projetos que contribuíram para ampliar meu conhecimento na área de motores e enriquecer minha formação acadêmica e profissional.

Agradeço ao Fábio Radicchi pelo apoio durante toda a elaboração deste trabalho e suas contribuições técnicas, além da compreensão e do carinho concedidos diariamente.

Ao Professor José Guilherme Coelho Baêta por proporcionar diversas reuniões e discussões técnicas que auxiliaram no desenvolvimento deste trabalho e aos Professores Fabrício Pujatti e Rudolf Huebner por estarem sempre à disposição e contribuírem significativamente para a minha formação.

Ao Rohan Wanchoo, que desde 2013 sempre foi muito prestativo e paciente, esclarecendo dúvidas que tive em relação ao programa de simulação numérica.

A todos os meus colegas do LCFD, especialmente Bruno Vieira, Leonardo Mayer, Thiago Borgatti, Paulo, Clarissa, Filipe, Bruno Silva, Raphael, Kilder, Gabriela e Michael pelo companheirismo e bons momentos no CTM-UFMG.

Agradeço à equipe experimental do CTM-UFMG pela obtenção dos dados que contribuíram para este e muitos outros trabalhos produzidos ao longo desses anos.

À Robert Bosch, especialmente à equipe do projeto do qual faço parte, pela enorme contribuição técnica nas discussões realizadas e que motivaram este trabalho.

Ao CNPq pelo apoio financeiro ao longo do mestrado.

Meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

A simulação numérica de um motor de combustão interna é uma ferramenta importante no desenvolvimento de novas tecnologias de crescente inserção no mercado automobilístico e que buscam a melhoria do desempenho desses motores. Neste trabalho, a injeção de água e variação da razão volumétrica de compressão são analisadas numericamente no motor com a finalidade de mitigar a detonação e melhorar o desempenho. Inicialmente, condições experimentais de um motor com razão volumétrica de compressão igual a 15:1 operando com E27, rotação igual a 2000rpm e pressão média efetiva indicada (IMEP) de 6bar com ocorrência de detonação intensa foram reproduzidas numericamente por dinâmica dos fluidos computacional tridimensional utilizando o programa comercial STAR-CD. Essa simulação de referência foi validada com dados experimentais para que, posteriormente, fosse aplicada a tecnologia de injeção de água ou da alteração da razão volumétrica de compressão para investigar qual estratégia apresenta maior potencial para mitigação da detonação e melhoria dos parâmetros de desempenho na condição de operação estudada. Foram utilizadas frações mássicas de água correspondentes a aproximadamente 10%, 15%, 20% e 25% da massa total de combustível injetada, analisando-se as estratégias de injeção direta e indireta. Observou-se a mitigação da detonação para todas as porcentagens de água injetada. Em seguida, foi realizado um estudo de alteração do avanço de ignição para que todas as simulações finais estivessem no limite de detonação inferior (LDI). A injeção direta de 20% de água no cilindro, além de mitigar a detonação e aumentar a resistência à mesma, proporcionou maior recuperação do avanço de ignição. Porém, concluiu-se que a injeção de 10% de água, apesar da menor recuperação do avanço de ignição, proporciona maiores benefícios em relação aos parâmetros de desempenho do motor, com redução do consumo específico de combustível de cerca de 3,50% e ganhos de 3,89% na potência indicada e de 0,84% no IMEP. Além disso, todas as simulações finais com injeção de água apresentaram os menores valores de temperaturas máximas no cilindro, mesmo para o caso final com injeção de 20% de água, no qual a pressão no cilindro foi a mais elevada após a recuperação do avanço de ignição. Concluiu-se também que a diminuição da razão volumétrica de compressão para 14:1 proporcionou aumento de potência indicada e IMEP de aproximadamente 0,53% em relação à simulação de referência no LDI.

Palavras Chave: *motores de combustão interna, detonação, injeção de água, simulação 3D, CFD, injeção de combustível, razão volumétrica de compressão.*

ABSTRACT

The numerical simulation of an internal combustion engine is an important tool for the development of new technologies constantly integrating the automotive sector to improve engine performance. In this work, water injection and volumetric compression ratio modification were implemented numerically to mitigate knock and promote a better engine performance. Initially, experimental conditions for an engine operating at 6bar, using E27, with a compression ratio of 15:1, and at a speed of 2000rpm, with knock occurrence detected, were reproduced numerically through 3D-CFD analysis using STAR-CD. This simulation was validated with experimental data and then water injection and compression ratio modification techniques were applied to investigate their potentials in reducing knock tendency and improving engine performance. Water injection was performed for 10%, 15%, 20%, and 25% water-fuel ratio mass fractions and it was made using direct injection and port water injection strategies to study the most favorable water injection condition. Then, a spark timing modification analysis was carried out to the final simulations in order to compare their performance at the same condition, which is the knock borderline. All water injection percentages resulted in a reduction of knock tendency and the direct injection strategy for 20% of water allowed a higher spark advance. Despite the lower spark advance increase provided by the 10% water direct injection, it eliminates knock occurrence and provides the best engine performance, since it leads to an indicated power increase correspondent to 3.89% and raised the IMEP approximately 0.84%, besides a fuel consumption reduction of 3.50%. Furthermore, all simulations with water injection and spark timing modification presented lower values for the maximum in-cylinder temperature, even for the simulation that showed the highest pressure, in which 20% of water was injected. The compression ratio modification to 14:1 allowed increasing IMEP and indicated power approximately 0.53% when compared to the original compression ratio at knock borderline.

Keywords: *internal combustion engines, knock, water injection, 3D simulation, CFD, fuel injection, compression ratio.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Principais componentes de um motor de combustão interna com ignição por centelha que funciona de acordo com o ciclo de quatro tempos	24
Figura 2 - Ciclo de operação de um motor de combustão com ignição por centelha funcionando de acordo com o Ciclo Otto.....	24
Figura 3 - Ilustrações do pistão no PMS e PMI e dos volumes que representam a câmara de combustão e o volume deslocado, utilizados no cálculo da R_C	26
Figura 4 - Ilustração dos movimentos de <i>tumble</i> , <i>cross-tumble</i> e <i>swirl</i> em um motor de combustão interna	29
Figura 5 - Gráficos de pressão em função do ângulo de virabrequim para casos sem e com ocorrência de detonação	30
Figura 6 - Ilustração da ocorrência de detonação com a alteração do avanço de ignição	31
Figura 7 - Exemplos de danos aos componentes do motor devido à detonação de alta intensidade.....	32
Figura 8 - Injeção indireta multiponto e monoponto e ilustração do posicionamento do injetor no pórtilco de admissão para o caso da injeção multiponto.....	33
Figura 9 - Injeção homogênea e estratificada	34
Figura 10 - Métodos de injeção direta para estratificação da carga	35
Figura 11 - Penetração e ângulo de cone de um spray gerado por um injetor de injeção direta.....	36
Figura 12 - Ilustração do fenômeno de break-up em sprays de cone sólido	38
Figura 13 - Mecanismos de break-up	40
Figura 14 - Regiões de uma célula no modelo ECFM-3Z.....	50
Figura 15 - Esquema ilustrando o <i>break-up</i> de acordo com os modelos KH e RT	55
Figura 16 - Esquema das simulações realizadas para estudo da detonação, injeção de água e desempenho do motor.....	63
Figura 17 – Diagrama de válvulas para o motor estudado com a condição baseline e LIVC 45°	65
Figura 18 - Geometria do motor sem os coletores de admissão e exaustão (vista superior)	66

Figura 19 - Geometria do motor sem os coletores de admissão e exaustão (vista lateral)	66
Figura 20 - Geometria do coletor de admissão após a adição de faces para correção de falhas	67
Figura 21 - Preenchimento do coletor de exaustão com uma mistura de silicone branco e azul para permitir a construção de sua geometria CAD	68
Figura 22 - Molde de silicone obtido para a geometria interna do coletor de exaustão	68
Figura 23 - Construção da geometria CAD para o coletor de exaustão no cilindro de referência que é reproduzido nas simulações numéricas	69
Figura 24 - Geometria CAD completa da parte interna do motor e coletores de admissão e exaustão até locais nos quais são feitas medições experimentais	69
Figura 25 - Malha da parte interna do motor e coletores de admissão e exaustão	70
Figura 26 - <i>Template</i> 2D da Malha 1 com comprimento característico igual a 1,15	72
Figura 27 - <i>Template</i> 2D da Malha 2 com comprimento característico igual a 1,05	72
Figura 28 - <i>Template</i> 2D da Malha 3 com comprimento característico igual a 0,95	72
Figura 29 - <i>Template</i> 3D da Malha 3 com o pistão no ponto morto inferior	74
Figura 30 - Posicionamento do sistema de coordenadas do injetor de combustível no pórtico do motor	78
Figura 31 - Ilustração das posições dos injetores de água e combustível para a injeção direta de água	82
Figura 32 - Ilustração das posições dos injetores de água e combustível para a injeção indireta de água	82
Figura 33 - Pressão média dos gases no cilindro em função do ângulo de virabrequim para as malhas estudadas com aumento na região do pico de pressão para melhor visualização	87
Figura 34 - Fração de massa de combustível queimada em função do ângulo de virabrequim para as malhas estudadas	88
Figura 35 - Temperatura média no cilindro em função do ângulo de virabrequim para as malhas estudadas	88
Figura 36 - Massa da carga no cilindro em função do ângulo de virabrequim para as malhas estudadas	89
Figura 37 - Velocidade rms média no cilindro em função do ângulo de virabrequim para as malhas estudadas	89

Figura 38 - Pressão média no cilindro em função do ângulo de virabrequim para o caso com detonação intensa com aproximação na região próxima ao pico para melhor visualização da proximidade das curvas	92
Figura 39 - Temperatura média no cilindro em função do ângulo de virabrequim para o caso com detonação intensa	92
Figura 40 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo de virabrequim para o caso com detonação intensa	93
Figura 41 - Fração de massa queimada em função do ângulo de virabrequim para o caso com detonação intensa	94
Figura 42 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para o caso referência com detonação intensa e para os casos DI e PWI com injeção de água, todos com avanço de ignição igual a 28° APMS	95
Figura 43 - KT em função da temperatura de gases não-queimados no ângulo de aproximadamente 20° DPMS para a simulação referência com ocorrência de detonação intensa e a mesma com injeção de 10% de água DI	96
Figura 44 - Gráfico ilustrando pressões e temperaturas máximas no cilindro para o caso referência com detonação intensa e para os casos DI e PWI com injeção de água, todos com avanço de ignição igual a 28°	97
Figura 45 - IMEP e sua variação para o caso referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água, todos com avanço de ignição igual a 28°	99
Figura 46 - Potência indicada e sua variação para o caso referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°	100
Figura 47 - Consumo específico indicado de combustível para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°	101
Figura 48 - Gráfico de taxa de liberação de calor de combustão para a simulação referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°	102
Figura 49 - Desenvolvimento do spray de água (azul) para a estratégia de injeção indireta de água.....	103
Figura 50 - Desenvolvimento do spray de água (azul) para a estratégia de injeção direta de água.....	104

Figura 51 - Coeficiente de tumble para a simulação referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°	105
Figura 52 - Coeficiente de cross-tumble para a simulação referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°	106
Figura 53 - Coeficiente de swirl para a simulação referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°	107
Figura 54 - Energia cinética turbulenta para a simulação referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°	108
Figura 55 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para o caso de R _C 15:1 com injeção de 10% de água e estudo do aumento do avanço de ignição	110
Figura 56 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para o caso de R _C 15:1 com injeção de 20% de água e estudo do aumento do avanço de ignição	112
Figura 57 - KT em função da temperatura de gases não-queimados no ângulo de 25° DPMS para as simulações com injeção direta de 10% (azul claro) e 20% de água (azul escuro) no LDI	114
Figura 58 - Pressão e temperatura máximas no cilindro para as simulações finais com injeção de água sem alteração no avanço de ignição e com o SA que leva à condição limite de detonação inferior.....	115
Figura 59 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para os casos de R _C 15:1 e R _C 14:1, ambos com o avanço de ignição igual a 28°	116
Figura 60 - KT no cilindro, a aproximadamente 22° DPMS, para os casos de R _C 15:1 e R _C 14:1, ambos com o avanço de ignição igual a 28°	117
Figura 61 – Pressão média dos gases no cilindro para os casos de R _C 15:1 e R _C 14:1, ambos com o avanço de ignição igual a 28°	118
Figura 62 - Temperatura média da carga no cilindro para os casos de R _C 15:1 e R _C 14:1, ambos com o avanço de ignição igual a 28°	118
Figura 63 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para o caso de R _C 14:1 com estudo do aumento do avanço de ignição.....	119

Figura 64 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para o caso de referência no qual havia detonação intensa, R_C 15:1, com estudo da redução do avanço de ignição.....	120
Figura 65 - KT em função da temperatura de gases não-queimados no ângulo de aproximadamente 22° DPMS para a simulação referência com SA igual a 28° e 25°	122
Figura 66 - Pressão no cilindro para as simulações finais no limite de detonação inferior	124
Figura 67 - Pressões e temperaturas máximas no cilindro para as simulações finais no limite de detonação inferior.....	124
Figura 68 - Temperatura para as simulações finais com R_C 14:1 e com R_C 15:1 e injeção direta de 20% de água no ângulo de 17° DPMS.....	125
Figura 69 - Gráfico de temperatura no cilindro para as simulações finais no limite de detonação inferior.....	126
Figura 70 - Coeficiente de <i>tumble</i> para as simulações finais no limite de detonação inferior	127
Figura 71 - Coeficiente de <i>cross-tumble</i> para as simulações finais no limite de detonação inferior.....	127
Figura 72 - Planos de <i>tumble</i> e <i>cross-tumble</i> para a simulação final com injeção de 10% de água e a simulação final com R_C 14:1	128
Figura 73 - Coeficiente de <i>swirl</i> para as simulações finais no limite de detonação inferior	129
Figura 74 - Vetores de velocidade no plano de <i>swirl</i> para a simulação final com injeção de 10% de água e a simulação final com R_C 14:1 no ângulo de 50° APMS	129
Figura 75 - Gráfico de energia cinética turbulenta no cilindro para as simulações finais no limite de detonação inferior.....	130
Figura 76 - Taxa de liberação de calor para as simulações finais no limite de detonação	131
Figura 77 - Fração de massa queimada para as simulações finais no limite de detonação	132
Figura 78 - Comparação da variável de progresso, c , no início da combustão para a simulação referência com R_C 15:1 e a simulação final com injeção de 20% de água	133

Figura 79 – Variável de progresso ao longo da combustão para a simulação referência com R_c 15:1 no limite de detonação	134
Figura 80 - Variável de progresso ao longo da combustão para a simulação com injeção direta de 20% de água no limite de detonação	134
Figura 81 - Distribuição do fator lambda nas células do cilindro para a simulação final de referência antes da ignição	135
Figura 82 - KT em função da temperatura dos gases não queimados para a simulação final de referência e valor da variável c para cada célula analisada a aproximadamente 22° DPMS	136
Figura 83 - KT em função da temperatura dos gases não queimados para a simulação final com injeção direta de 10% de água e valor valor da variável c para cada célula analisada a aproximadamente 22° DPMS	137
Figura 84 - KT em função da temperatura dos gases não queimados para a simulação final com injeção direta de 20% de água e valor valor da variável c para cada célula analisada a aproximadamente 22° DPMS	137
Figura 85 - Valores de IMEP e potência indicada para as simulações finais no limite de detonação inferior.....	138
Figura 86 - Consumo específico de combustível indicado para cada uma das simulações finais no limite de detonação inferior.....	140
Figura 89 - Gráfico de condição de contorno utilizada nas simulações para pressão no cilindro	147
Figura 90 - Gráfico de condição de contorno utilizada nas simulações para temperatura no cilindro	147
Figura 91 - Gráfico de condição de contorno utilizada nas simulações para pressão na admissão.....	148
Figura 92 - Gráfico de condição de contorno utilizada nas simulações para pressão na exaustão.....	148

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes do modelo de turbulência RNG k- ϵ	48
Tabela 2 - Constantes do modelo AnB	52
Tabela 3 – Condições de operação experimentais para 6bar@2000rpm LIVC 45° com detonação intensa	64
Tabela 4 - Dados de número de células e comprimentos característicos das malhas utilizadas no teste de sensibilidade de malha	73
Tabela 5 - Condições de contorno utilizadas para o teste de sensibilidade de malha	75
Tabela 6 - Valores de passo de tempo utilizados nas simulações numéricas	76
Tabela 7 - Condições de operação utilizadas nas simulações numéricas para 6bar@2000rpm LIVC 45° com detonação intensa	77
Tabela 8 - Condições de contorno para a injeção do combustível E27 e a injeção direta de água	84
Tabela 9 - Condições de contorno para a injeção do combustível E27 e a injeção indireta de água.....	84
Tabela 10 - Porcentagem de pontos analisados em cada comparação de malhas que apresentaram diferenças percentuais menores que 5% e 10%	90
Tabela 11 - Comparação dos parâmetros adotados para validação do modelo numérico	93
Tabela 12 - Valores de MBF para o caso com detonação intensa obtidos numericamente e valores dos ensaios experimentais com o respectivo desvio padrão	94
Tabela 13 - Porcentagens de redução da pressão e temperatura máximas no cilindro para cada estratégia de injeção de água adotada em relação à simulação de referência com detonação.....	98
Tabela 14 - Vistas superior, inferior e lateral mostrando KT no ângulo de 25° DPMS para a injeção direta de 10% de água em função da alteração do avanço de ignição ...	111
Tabela 15 - Vistas superior, inferior e lateral mostrando o KT no ângulo de 25° DPMS para a injeção de 20% de água em função da alteração do avanço de ignição	113
Tabela 16 - Vistas superior, inferior e lateral mostrando o KT no ângulo de aproximadamente 25° DPMS para a simulação de referência com alteração do avanço de ignição.....	121

Tabela 17 - Simulações finais estudadas para comparação dos parâmetros de desempenho do motor, sendo que todas se encontram na condição limite de detonação inferior	123
Tabela 18 - Valores de MBF para as simulações finais no limite de detonação inferior	132

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
PFI	Injeção indireta (<i>Port fuel injection</i>)
PWI	Injeção indireta de água (<i>Port water injection</i>)
DI	Injeção Direta (<i>Direct injection</i>)
EGR	Recirculação de gases de exaustão
SA	Avanço de ignição (<i>Spark Advance</i>)
KT	Tolerância à detonação (<i>Knock Tolerance</i>)
IMEP	Pressão média efetiva indicada (<i>Indicated mean effective pressure</i>)
ISFC	Consumo específico de combustível indicado (<i>Indicated specific fuel consumption</i>)
PCI	Poder calorífico inferior
MBF	Fração de massa queimada
VVT	<i>Variable valve timing</i>
RON	Número de octanos (<i>Research octane number</i>)
RPM	Rotações por minuto
CFD	Fluidodinâmica computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
ECFM	Modelo de chama coerente estendido (<i>Extended Coherent Flame Model</i>)
KHRT	<i>Kelvin-Helmholtz Rayleigh-Taylor</i>

RANS

Equações de Navier-Stokes mediadas por (*Reynolds Averaged Navier Stokes*)

LISTA DE SÍMBOLOS

τ_D	Atraso de ignição do combustível [-]
g_i	Componente da gravidade na direção i [m/s ²]
s_{ij}	Componente ij do tensor deformação [Pa]
τ_{ij}	Componente ij do tensor tensão [Pa]
k_t	Condutividade térmica [W/mK]
ISFC	Consumo específico de combustível [g/kWh]
ρ_g	Massa específica do gás [kg/m ³]
d	Diâmetro da gota [m]
$F_{m,j}$	Difusão da espécie m na direção j [kg/m ² s]
$F_{h,j}$	Difusão de energia na direção j [W/m ²]
x_i	Direção genérica i [m]
ε	Dissipação turbulenta [J/kgs]
k	Energia cinética turbulenta [J/kg]
h	Entalpia específica [J/kg]
Y_m	Fração Mássica da espécie m [-]
Y_{IG}	Fração mássica da espécie que antecede a autoignição [-]
X_{res}	Fração mássica de gases residuais [-]
Y_{TF}	Fração mássica de monitoramento do combustível [-]
δ_{ij}	Função delta de Kronecker [-]
m_f	Massa de combustível [kg]
m_i	Massa dos gases de admissão [kg]
m_{EGR}	Massa dos gases de EGR [kg]

n_R	Número de revoluções do eixo do virabrequim para cada curso de expansão do pistão
P_i	Potência indicada [kW]
p	Pressão [bar]
P	Pressão no cilindro [bar]
R_C	Razão volumétrica de compressão
N	Rotação do motor [rpm]
T	Temperatura [K]
T_u	Temperatura dos gases não-queimados [K]
T_b	Temperatura dos gases queimados [K]
t	Tempo [s]
σ	Tensão superficial entre líquido e gás [N/m]
s_h	Termo fonte de energia [W/m^3]
s_m	Termo fonte de massa da espécie m [kg/m^3s]
s_i	Termo fonte devido a forças de corpo [N/m^3]
W_i	Trabalho indicado [kJ]
c	Variável de progresso da chama [-]
\dot{m}_f	Vazão mássica de combustível [g/h]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	20
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.1 Motores de Combustão Interna com Ignição por Centelha	23
2.1.1 Razão Volumétrica de Compressão	26
2.1.2 Principais Parâmetros de Desempenho do Motor	27
2.1.2.1 Pressão Média Efetiva Indicada	27
2.1.2.2 Potência Indicada	27
2.1.2.3 Consumo Específico Indicado e Eficiência de Conversão de Combustível	28
2.1.3 Escoamento no Cilindro	28
2.1.4 Detonação	29
2.2 Sistemas de Injeção de Combustível	32
2.2.1 Injeção Indireta (Port Fuel Injection – PFI)	32
2.2.2 Injeção Direta (Direct Injection – DI)	33
2.3 Características do Spray Gerado por um Injetor	36
2.4 Estratégias para Mitigação da Detonação em Motores	40
2.4.1 Razão Volumétrica de Compressão	40
2.4.2 Injeção de Combustível	41
2.4.3 Ciclos Atkinson e Miller e VVT (Variable Valve Timing)	41
2.4.4 Recirculação dos Gases de Exaustão (EGR)	42
2.4.5 Instante da Ignição	44
2.4.6 Combustíveis e Octanagem	44
2.4.7 Injeção de Água	44
2.5 Dinâmica dos Fluidos Computacional	45
2.5.1 Modelos de Turbulência	45
2.5.2 Equações de Tumble, Cross-Tumble e Swirl	48
2.5.3 Modelo de Combustão	49
2.5.4 Modelo de Ignição	51
2.5.5 Modelo de Detonação	52
2.5.6 Modelos para o Spray	53
2.6 Estado da Arte	57
2.7 Considerações Finais	62
3. METODOLOGIA	63
3.1 Motor Estudado e Condição de Operação para a Análise da Detonação	63
3.2 Metodologia Numérica	65
3.2.1 Modelo Computacional da Geometria do Motor	65
3.2.2 Geração de Malhas	70

3.2.3	<i>Teste de Sensibilidade de Malhas</i>	70
3.2.4	<i>Validação das Simulações Numéricas com Dados Experimentais</i>	76
3.2.5	<i>Condições de Contorno Utilizadas nas Simulações</i>	76
3.2.6	<i>Análise e Detecção da Detonação nas Simulações</i>	79
3.2.7	<i>Estratégias de Injeção de Água Adotadas</i>	81
3.2.8	<i>Alteração da Razão Volumétrica de Compressão</i>	85
3.2.9	<i>Alteração do Avanço de Ignição nas Simulações</i>	85
4.	RESULTADOS E ANÁLISES	87
4.1	Resultados do Teste de Sensibilidade de Malhas	87
4.2	Resultados da Validação da Simulação Numérica de Referência	91
4.3	Resultados das Estratégias de Injeção de Água no Motor	95
4.3.1	<i>Mitigação da Detonação</i>	95
4.3.2	<i>Pressão e Temperatura no Cilindro</i>	97
4.3.3	<i>IMEP e Potência Indicada</i>	99
4.3.4	<i>Consumo Específico de Combustível</i>	100
4.3.5	<i>Taxa de liberação de calor</i>	101
4.3.6	<i>Desenvolvimento do Spray de Combustível</i>	103
4.3.7	<i>Estrutura do Escoamento no Cilindro</i>	105
4.4	Estratégias Finais de Injeção de Água	109
4.4.1	<i>Definição das Estratégias de Injeção de Água para as Simulações Finais</i>	109
4.4.2	<i>Alteração do Avanço de Ignição</i>	109
4.4.2.1	<i>Injeção Direta com 10% de Água</i>	109
4.4.2.2	<i>Injeção Direta com 20% de Água</i>	111
4.4.2.3	<i>Pressão e Temperatura no Cilindro</i>	115
4.5	Redução da Razão Volumétrica de Compressão	116
4.5.1	<i>Mitigação da Detonação e Aumento de KT</i>	116
4.5.2	<i>Pressão e Temperatura no Cilindro</i>	117
4.5.3	<i>Recuperação do Avanço de Ignição</i>	119
4.6	Resultados da Alteração do Avanço de Ignição para a Simulação de Referência	120
4.7	Resultados dos Parâmetros Globais e de Desempenho para as Simulações no LDI	123
4.7.1	<i>Pressão e Temperatura no Cilindro</i>	123
4.7.2	<i>Estrutura do Escoamento no Cilindro</i>	126
4.7.3	<i>Parâmetros da Combustão</i>	131
4.7.4	<i>IMEP e Potência Indicada</i>	138
4.7.5	<i>Consumo Específico Indicado de Combustível</i>	139
5.	CONCLUSÕES	141
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	143

1. INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna com ignição por centelha ainda são bastante comercializados no mercado automotivo, especialmente no Brasil. Porém, devido à instabilidade dos preços de combustíveis no país, é desejável que os motores apresentem menor consumo de combustível e se tornem mais eficientes, o que também é motivado pelas crescentes restrições de emissões exigidas por agências internacionais devido à preocupação mundial com o meio-ambiente (BAETA, 2006).

Uma das alternativas para o aumento da eficiência em motores e redução do consumo é a utilização de razões volumétricas de compressão mais altas. Aumentando-se essa razão de 10:1 para 14:1, por exemplo, o consumo específico de combustível pode diminuir até 10% (ZHAO, 2010). Com esses ganhos em eficiência pode-se reduzir as emissões e diminuir o consumo de combustível, porém a operação de motores a altas razões de compressão tem uma consequência negativa, que é a ocorrência da detonação. Esse fenômeno é prejudicial para o funcionamento do motor e pode danificá-lo ou até mesmo resultar em perdas de seus componentes.

Como a detonação ocorre principalmente em operações com plena carga, pode-se adotar maiores razões de compressão em cargas parciais ou implementar estratégias que diminuam a tendência à detonação nessas condições. Portanto, o ideal é a busca de alternativas que reduzam a tendência à detonação nesses motores para que os mesmos possam continuar operando a altas razões de compressão e com alta eficiência.

Existem alternativas como a utilização de combustíveis de alta octanagem, os quais aumentam a resistência à detonação, como o etanol, já que o Brasil se destaca na produção desse combustível e o mesmo ainda traz menos impactos para o meio-ambiente por emitir menos gases que contribuem para o efeito estufa. Pode-se também utilizar motores de razão de compressão variável ou implementar um sistema de comando variável de válvulas, mas essas tecnologias aumentam os custos do motor.

Porém, outra estratégia recente que pode ser aprimorada e utilizada em larga escala é a adição da injeção de água no motor associada a maiores razões de compressão. Essa tecnologia é interessante, pois aumenta a resistência à detonação devido ao

resfriamento da carga e ainda traz como vantagens a redução de emissões e ganhos de desempenho relativos a potência e consumo de combustível.

Portanto, a injeção de água é uma tecnologia de importante estudo e desenvolvimento, pois além de poder ser utilizada com combustíveis comercializados mundialmente, como a gasolina, pode ser aplicada em motores que também operam com etanol, trazendo ainda mais vantagens para o desempenho do motor, exigências relativas a emissões e redução do consumo de combustíveis (BAÊTA, SILVA, *et al.*, 2018).

Por ser uma tecnologia relativamente recente, a injeção de água em motores ainda deve ser amplamente estudada. O instante no qual a água é injetada, o tipo de injeção, as características de seu injetor, a pressão de injeção e quantidade de água utilizada são exemplos de diversos parâmetros de injeção que podem ser estudados e aprimorados para cada motor.

Já que são diversas possibilidades de análise e que nem sempre são de fácil aplicação direta no motor para um estudo experimental, a utilização da simulação numérica de motores se mostra altamente promissora para uma extensa investigação dos potenciais dessa tecnologia. As simulações, além de permitirem uma grande variabilidade dos parâmetros investigados, podem ainda economizar tempo e custos operacionais.

Como a injeção de água nos motores de combustão interna com ignição por centelha é uma tecnologia que ainda se encontra em aprimoramento, este trabalho pode trazer resultados que deem mais clareza sobre as estratégias mais adequadas para o motor estudado, assim como originar ideias que possam contribuir para o desenvolvimento dessa tecnologia.

Uma vez que a maioria dos trabalhos numéricos sobre detonação são realizados com simulações unidimensionais, um estudo feito por meio de dinâmica dos fluidos computacional tridimensional pode oferecer conclusões mais interessantes e mostrar diferentes resultados relacionados à análise e detecção da detonação, proporcionando um estudo desse fenômeno em toda a geometria do motor ao longo da combustão.

O objetivo geral deste trabalho é realizar um estudo numérico sobre os potenciais da injeção de água em um motor de combustão interna referentes ao aumento da tolerância à detonação e a possíveis benefícios para o aumento do desempenho e diminuição do consumo de combustível. Sendo assim, deseja-se comparar diferentes

estratégias de injeção de água, PWI ou DI, com diferentes porcentagens de água injetada, além da alteração da razão volumétrica de compressão, para verificar os efeitos de cada uma delas na mitigação da detonação e, em seguida, nos parâmetros globais e de desempenho do motor. Para que essa comparação seja feita em uma condição semelhante para todos os casos de interesse, espera-se atingir a condição limite de detonação inferior por meio da alteração do avanço de ignição para todas as simulações finais.

Para atingir o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos são propostos:

- Geração de malhas tridimensionais com diferentes comprimentos característicos e realização de um teste para avaliação da sensibilidade dos resultados obtidos em relação à malha utilizada e seleção da malha mais adequada para utilização neste trabalho;
- Validação com dados experimentais de uma condição de operação do motor que resulta na ocorrência de detonação para posterior utilização dessa condição com adição de tecnologias de mitigação da detonação (alteração da razão de compressão e injeção de água);
- Avaliação da eficácia de estratégias de injeção direta e indireta de água, além de diferentes porcentagens de água injetadas, na mitigação da detonação e da influência dessas estratégias no escoamento e nos parâmetros globais e de desempenho do motor;
- Avaliação do efeito de redução da razão volumétrica de compressão na mitigação da detonação;
- Escolha das estratégias de injeção de água mais interessantes para posterior recuperação do avanço de ignição;
- Recuperação do avanço de ignição até a obtenção da condição limite de detonação inferior para a simulação com alteração da razão de compressão e para as simulações finais adotadas com injeção de água;
- Redução do avanço de ignição para a simulação de referência com ocorrência de detonação intensa para obtenção da condição limite de detonação inferior;
- Comparação dos parâmetros globais e de desempenho do motor para as simulações finais no limite de detonação inferior.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

São descritos nesta seção todos os fundamentos necessários para o desenvolvimento deste trabalho do item 2.1 ao 2.5.

Posteriormente, o item 2.6 apresenta os principais trabalhos encontrados na literatura, especialmente relativos à injeção de água em um motor de combustão interna, para possibilitar a identificação das diferenças e contribuições deste estudo em relação àqueles já desenvolvidos por outros autores, o que é ressaltado no item 2.7.

2.1 Motores de Combustão Interna com Ignição por Centelha

Um motor é um dispositivo que gera energia mecânica a partir de uma outra forma de energia e um motor térmico é um motor que converte energia química de um combustível para energia mecânica (GANESAN, 1995).

O motor de combustão interna trabalha com os princípios da termodinâmica e com os conceitos de compressão e expansão de fluidos gasosos para gerar trabalho e movimento rotativo. O objetivo dos motores de combustão interna é a produção de potência mecânica a partir da energia química do combustível, já que o combustível produz energia térmica por meio da combustão, o que causa expansão, gerando movimentação e realização de trabalho (HEYWOOD, 1988).

A Figura 1 mostra os principais componentes de um motor de combustão interna com ignição por centelha, os quais são necessários para a posterior descrição de seu funcionamento.

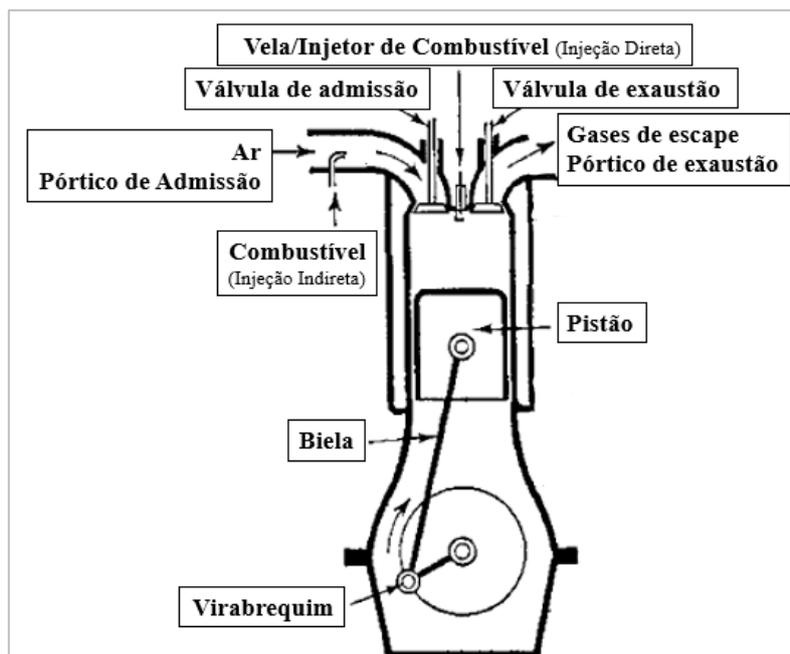


Figura 1 - Principais componentes de um motor de combustão interna com ignição por centelha que funciona de acordo com o ciclo de quatro tempos
 Fonte: adaptado de (STONE e BALL, 2004)

Criado e patenteado por Nikolaus August Otto, por volta do ano de 1866, os motores de combustão interna com ignição por centelha funcionam baseados em um ciclo de quatro tempos (HEYWOOD, 1988). Os estágios desse ciclo, denominado Ciclo Otto, são a admissão, compressão, combustão, expansão e exaustão, os quais estão ilustrados na Figura 2.

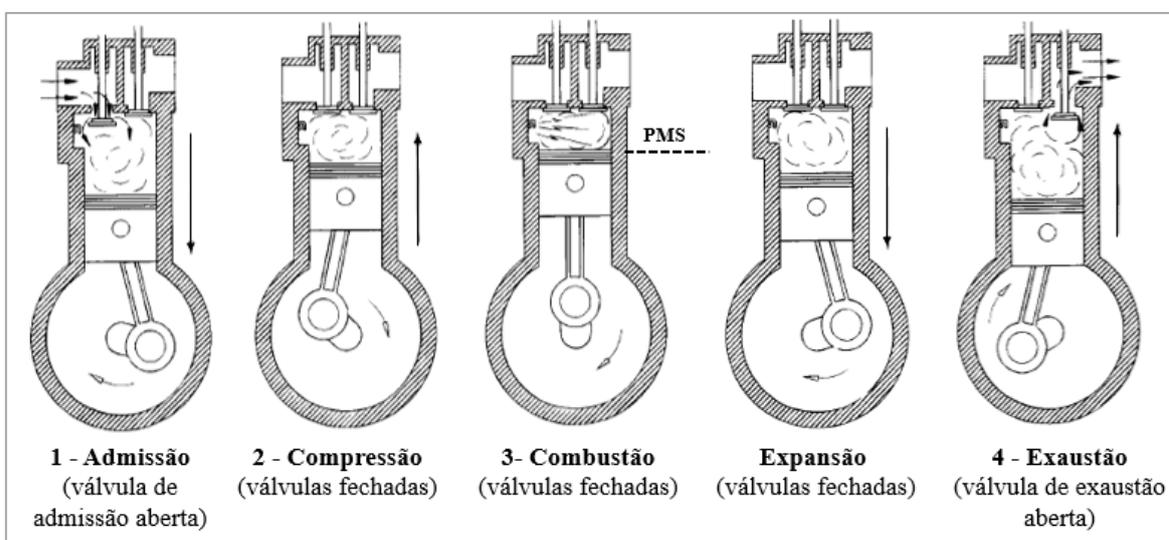


Figura 2 - Ciclo de operação de um motor de combustão com ignição por centelha funcionando de acordo com o Ciclo Otto
 Fonte: adaptado e modificado de (PULKRABEK, 1997)

No tempo de admissão, as válvulas de admissão são abertas e ar entra no cilindro pelo coletor de admissão, fazendo com que o pistão desça até o ponto máximo inferior, denominado ponto morto inferior (PMI), no qual as válvulas de admissão são fechadas. Em seguida, o pistão sobe e comprime a mistura ar-combustível, aumentando a pressão e temperatura no cilindro, até atingir o ponto máximo superior, denominado ponto morto superior (PMS). Pouco antes do pistão atingir o PMS ocorre uma descarga elétrica entre os dois eletrodos da vela, dando início à combustão da mistura comprimida, o que gera no terceiro tempo uma expansão e faz com que o pistão se desloque novamente até o PMI (PULKRABEK, 1997). O valor em graus entre o momento da centelha e o momento no qual o pistão atinge o PMS é denominado avanço de ignição (SA).

Portanto, a combustão ocorre entre o fim da compressão e o início do tempo de expansão e durante esse fenômeno são alcançados os valores máximos de pressão e temperatura no cilindro, além de ocorrer a mudança da composição dos gases. Ao longo da expansão o volume do cilindro aumenta e a pressão e temperatura diminuem, sendo que no fim da expansão as válvulas de exaustão são abertas para que o processo da exaustão seja iniciado na sequência. Como há uma pressão e temperatura relativas maiores no cilindro em relação ao ambiente e as válvulas de exaustão se abrem antes do PMI, os gases de exaustão são expulsos do cilindro antes do tempo de exaustão e esse fenômeno é denominado *blowdown* (PULKRABEK, 1997).

No quarto tempo, que é o tempo de exaustão, o qual se inicia no PMI, o *blowdown* já encerrou e os gases se encontram aproximadamente à pressão atmosférica. Sendo assim, o restante da mistura dos gases que são produtos da combustão é retirado do motor à medida que o pistão se desloca do PMI ao PMS, já que as válvulas de exaustão estão abertas e permitem a passagem dos gases queimados pelo coletor de exaustão (PULKRABEK, 1997). À medida que o pistão se aproxima do PMS as válvulas de admissão se abrem e após o PMS as válvulas de exaustão se fecham para dar início ao ciclo novamente (HEYWOOD, 1988). O período no qual as válvulas de admissão e exaustão estão abertas ao mesmo tempo é denominado cruzamento de válvulas (PULKRABEK, 1997).

2.1.1 Razão Volumétrica de Compressão

A razão volumétrica de compressão, R_C , é uma propriedade que depende da geometria do motor e é definida como a razão entre o volume máximo no cilindro e o volume mínimo no cilindro (HEYWOOD, 1988).

Quando o pistão se encontra no PMS, tem-se o volume mínimo no cilindro, que é equivalente àquele da câmara de combustão, V_C . Já quando o pistão está no PMI, o volume dentro do cilindro é máximo e equivale ao volume da câmara de combustão somado ao volume deslocado, V_D , que é correspondente ao volume deslocado enquanto o pistão se move entre o PMS e PMI, como ilustrado na Figura 3. A Equação 1 mostra o cálculo da razão volumétrica de compressão.

$$R_C = \frac{V_C + V_D}{V_C} \quad 1$$

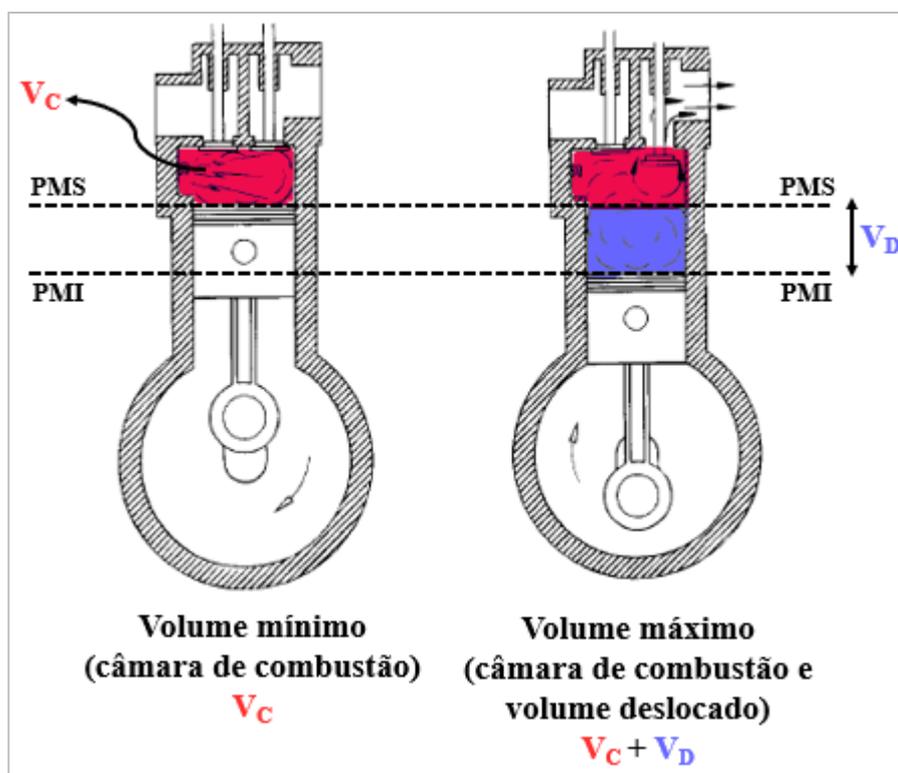


Figura 3 - Ilustrações do pistão no PMS e PMI e dos volumes que representam a câmara de combustão e o volume deslocado, utilizados no cálculo da R_C

Fonte: adaptado e modificado de (PULKRABEK, 1997)

2.1.2 Principais Parâmetros de Desempenho do Motor

2.1.2.1 Pressão Média Efetiva Indicada

O torque avalia a capacidade de um motor realizar trabalho, mas é um parâmetro que depende do tamanho do motor. Sendo assim, para comparar motores de diferentes tamanhos, pode-se calcular a razão entre o trabalho por ciclo e o volume deslocado por ciclo (BAETA, 2006).

A pressão média efetiva indicada (IMEP, do inglês *indicated mean effective pressure*) é a pressão útil no cilindro e representa uma medida da efetividade com a qual o volume deslocado é utilizado para produzir trabalho. Para calcular o trabalho indicado pode-se utilizar a Equação 2, na qual a integral da pressão no cilindro é feita em relação ao ângulo de virabrequim. Destaca-se que o trabalho líquido considera o trabalho do ciclo e o bruto leva em consideração apenas o trabalho de compressão e expansão (STONE e BALL, 2004).

$$W_i = \int_{\theta_0}^{\theta} p \, x \, dv \quad 2$$

A partir do trabalho indicado, pode-se calcular o valor de IMEP de acordo com a Equação 3 (STONE e BALL, 2004). Ao calcular a razão entre a pressão máxima de um ciclo e o valor de IMEP, tem-se um indicativo da qualidade da pressão ao longo desse ciclo (BAETA, 2006), (HEYWOOD, 1988).

$$IMEP = \frac{W_i}{V_D} \quad 3$$

2.1.2.2 Potência Indicada

A potência indicada é calculada de acordo com a Equação 4, na qual N indica a rotação do motor e n_R o número de revoluções do eixo do virabrequim para cada curso de expansão do pistão, que é igual a 2 para motores de quatro tempos. Dessa maneira, a potência indicada aumenta para maiores rotações do motor (PULKRABEK, 1997).

$$P_i = \frac{W_i \cdot N}{n_R} \quad 4$$

Para motores sobrealimentados, com a pressão de admissão acima da pressão atmosférica, pode-se elevar a massa de combustível admitida no ciclo e, conseqüentemente, aumenta-se o trabalho indicado, o que faz com que a potência indicada também aumente (BAETA, 2006).

2.1.2.3 Consumo Específico Indicado e Eficiência de Conversão de Combustível

O consumo específico de combustível indica a efetividade com a qual o combustível fornecido é utilizado na produção de trabalho. Esse parâmetro pode ser calculado pela razão entre a vazão mássica de combustível que flui para o motor e a potência indicada, como mostra a Equação 5 (PULKRABEK, 1997).

$$ISFC = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad 5$$

Além disso, pode-se calcular a eficiência de conversão de combustível, η_f , a qual reflete a relação entre o trabalho que é produzido em um ciclo e a energia total disponível que é liberada pelo combustível fornecido nesse ciclo. Esse cálculo é feito de acordo com a Equação 6, na qual PCI representa o poder calorífico inferior do combustível utilizado (BAETA, 2006).

$$\eta_f = \frac{W_i}{\dot{m}_f \cdot PCI} = \frac{P_i}{PCI \cdot \dot{m}_f} = \frac{1}{PCI \cdot ISFC} \quad 6$$

2.1.3 *Escoamento no Cilindro*

Os movimentos básicos dentro do cilindro que definem a estrutura primária do escoamento são o *tumble* e o *swirl*. O *swirl* é o movimento de rotação em torno do eixo

central do cilindro e o *tumble* é a rotação perpendicular a esse eixo. Pode-se também considerar um movimento semelhante ao *tumble*, denominado *cross-tumble*, e perpendicular ao mesmo.

Portanto, o *swirl* é definido como o movimento de rotação em torno do eixo z , o *tumble* em torno do eixo y e o *cross-tumble* o movimento em torno do eixo x (CD-ADAPCO, 2013). O estudo dessas estruturas do escoamento é importante, pois elas determinam o processo de formação da mistura dentro do cilindro. Todos esses movimentos que foram definidos podem ocorrer simultaneamente no motor e estão ilustrados na Figura 4.

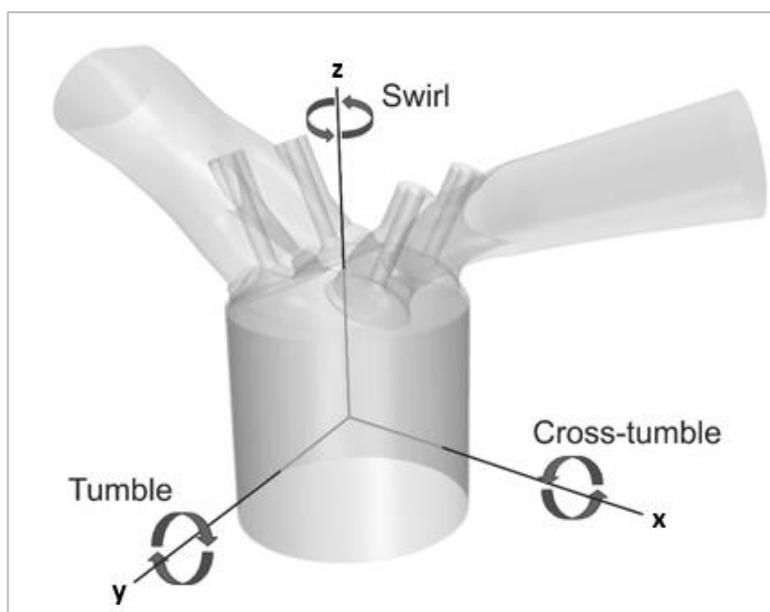


Figura 4 - Ilustração dos movimentos de *tumble*, *cross-tumble* e *swirl* em um motor de combustão interna

Fonte: adaptado de (RADICCHI, REIS, *et al.*, 2017)

2.1.4 Detonação

A detonação é um fenômeno de combustão anormal caracterizado pelo ruído que é transmitido através da estrutura do motor quando há ignição espontânea da porção não queimada da mistura que se encontra à frente da chama em propagação.

À medida que a chama se propaga na câmara de combustão, a parte não queimada da mistura é comprimida, o que faz com que sua pressão, temperatura e densidade

umentem. Com esse aumento, podem ocorrer reações químicas espontâneas de combustão na porção não queimada da mistura, fenômeno denominado autoignição. Com isso, as regiões adjacentes também entram em ignição até que essa porção de gases não-queimados entrem em combustão, processo que ocorre de forma muito rápida. (HEYWOOD, 1988).

Dessa maneira, é liberada em uma pequena fração de tempo a energia química parcial ou total desses gases que entram em autoignição a uma taxa de 5 a 25 vezes maior que aquela característica da combustão, o que gera oscilações de alta frequência que se propagam na câmara de combustão e podem fazer com que ela entre em ressonância na sua frequência natural. Conseqüentemente, é produzido o ruído que caracteriza a ocorrência da detonação (HEYWOOD, 1988).

A teoria mais aceita é a de que essa autoignição espontânea dos gases não queimados seja a origem da detonação, a qual ocorre com frequência aleatória ao longo dos ciclos, podendo variar inclusive sua intensidade (HEYWOOD, 1988).

Frequentemente a ocorrência de detonação é caracterizada experimentalmente pela curva de pressão no cilindro em função do ângulo de virabrequim, visto que são observadas flutuações na pressão com amplitudes que diminuem ao longo do tempo quando há ocorrência desse fenômeno. A Figura 5 mostra os gráficos de pressão para um caso com combustão normal e para casos com detonação de diferentes intensidades, ilustrando esse comportamento característico observado na curva de pressão quando ocorre detonação (HEYWOOD, 1988).

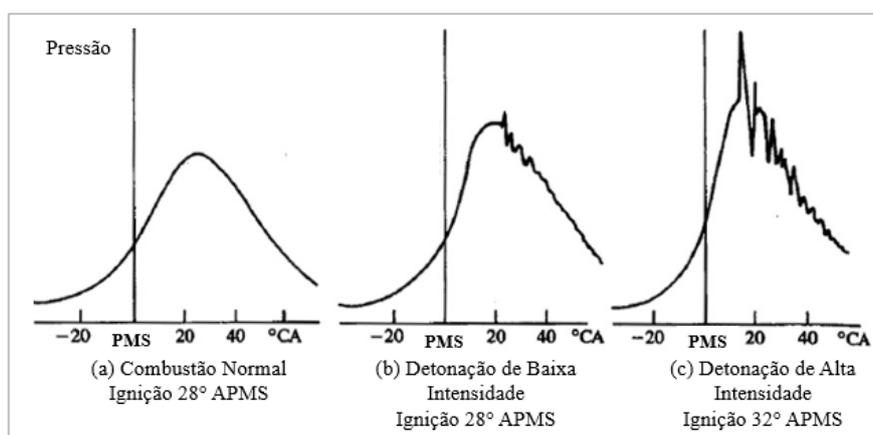


Figura 5 - Gráficos de pressão em função do ângulo de virabrequim para casos sem e com ocorrência de detonação

Fonte: adaptado de (HEYWOOD, 1988)

Portanto, a presença ou ausência de detonação refletem o que ocorre mais rapidamente: o avanço da frente de chama ou o desenvolvimento das reações de autoignição nos gases à frente da mesma, de forma que se a frente de chama consumir os gases não queimados antes de eles sofrerem autoignição a detonação não ocorre. Caso contrário, pode ocorrer detonação e, conseqüentemente, danos aos componentes do motor (HEYWOOD, 1988).

O regime de detonação é influenciado pela razão volumétrica de compressão, tipo de combustível utilizado, temperatura e geometria da câmara de combustão, razão da mistura, temperatura externa, velocidade do motor, geometria e diâmetro do cilindro e o posicionamento da vela em relação à válvula de exaustão (GIACOSA, 1947).

Além disso, o avanço de ignição tem grande influência na ocorrência de detonação. Com o aumento dessa variável, que corresponde ao valor em graus entre o momento da centelha e o momento no qual o pistão atinge o PMS, aumenta a tendência à detonação, pois assim grande parte da combustão ocorre antes do PMS e a pressão e temperaturas máximas obtidas no cilindro são maiores (HEYWOOD, 1988), como ilustrado na Figura 6.

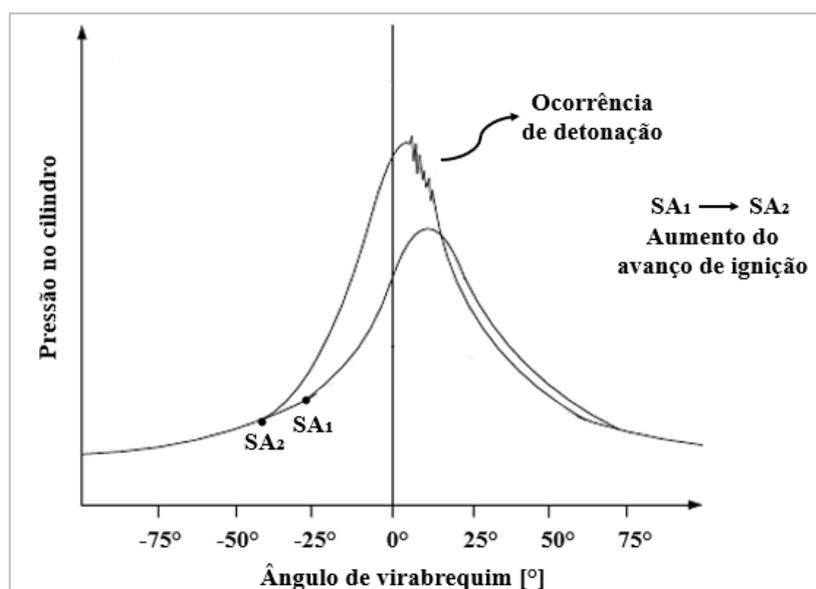


Figura 6 - Ilustração da ocorrência de detonação com a alteração do avanço de ignição

O motor que opera de acordo com o ciclo Otto apresenta, para uma determinada condição de operação e combustível utilizado, um limite máximo de avanço de ignição,

a partir do qual, com um aumento desse avanço de ignição, há o surgimento do fenômeno de detonação. Esse avanço de ignição máximo representa o limite de detonação inferior (LDI) (MANAVELLA, 2012). Portanto, há um avanço de ignição entre SA_1 e SA_2 na Figura 6, por exemplo, que é o avanço de ignição máximo que pode ser adotado para que não haja ocorrência de detonação.

Para altas razões de compressão, o avanço de ignição correspondente ao limite de detonação inferior se aproxima do avanço de ignição que proporciona o maior torque para determinado regime de operação do motor, o qual é denominado MBT, do inglês *maximum break torque* (MANAVELLA, 2012).

É muito importante que se evite a detonação, pois se esse fenômeno for muito frequente ao longo dos ciclos ou ocorrer em alta intensidade pode resultar em desgaste, falha ou até a perda completa de componentes do motor. A Figura 7 mostra componentes danificados devido à ocorrência de detonação de alta intensidade no motor.



Figura 7 - Exemplos de danos aos componentes do motor devido à detonação de alta intensidade

Fonte: adaptado de (WANG, LIU, *et al.*, 2014)

2.2 Sistemas de Injeção de Combustível

2.2.1 Injeção Indireta (*Port Fuel Injection – PFI*)

Em um motor de combustão interna com injeção indireta o combustível é injetado no duto de admissão, fazendo com que os gases de admissão que entram no cilindro durante a abertura da válvula de admissão já sejam compostos por uma mistura de ar e combustível.

Esse sistema de injeção pode ser representado por duas subcategorias de acordo com o posicionamento no qual o injetor se encontra. O injetor pode estar localizado no início do coletor de admissão, antes do mesmo se dividir entre os cilindros, sendo assim chamado de monoponto, ou pode-se ter um injetor em cada ramificação do coletor de admissão, sistema conhecido como multiponto, o que significa que nesse caso há um injetor para cada cilindro (BAUMGARTEN, 2006). A Figura 8 ilustra esses dois tipos de injeção indireta no coletor de admissão e mostra o posicionamento do injetor no pórtilco de admissão para o caso da injeção multiponto.

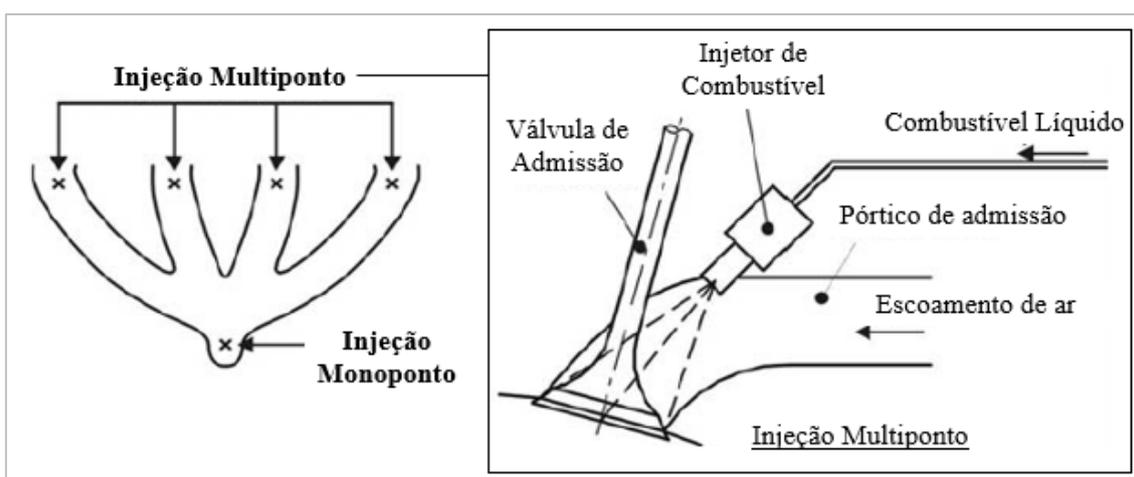


Figura 8 - Injeção indireta multiponto e monoponto e ilustração do posicionamento do injetor no pórtilco de admissão para o caso da injeção multiponto

Fonte: adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Portanto, como na injeção indireta os dutos de admissão são responsáveis pela distribuição da mistura ar-combustível, é mais difícil garantir a uniformidade da distribuição dessa mistura entre os cilindros, já que ela será dependente das condições do escoamento dos gases dentro do motor e nem todos os cilindros e dutos apresentam a mesma geometria ou características de temperatura ou escoamento (BAUMGARTEN, 2006).

2.2.2 Injeção Direta (Direct Injection – DI)

Na injeção direta o combustível é injetado dentro de cada cilindro a uma determinada pressão de injeção. Isso faz com que haja um rompimento do jato líquido de maneira irregular e então o combustível é atomizado. Devido à variabilidade possibilitada

no controle da injeção direta, pode-se definir o momento no qual o combustível será injetado, seu posicionamento no cilindro, permite-se que haja mais de uma injeção e que os intervalos de duração da injeção sejam os mais adequados de acordo com o objetivo e condições de operação.

Como a injeção direta permite um controle maior sobre as condições de injeção e o combustível é injetado diretamente dentro do cilindro, pode-se garantir uma maior uniformidade e controle da mistura ar-combustível em todos os cilindros. Além disso, as condições de injeção e rompimento do jato na injeção direta proporcionam uma combustão mais eficiente e, conseqüentemente, uma maior eficiência do motor (BAUMGARTEN, 2006).

Quando a injeção direta é feita de maneira homogênea ela ocorre durante o tempo de admissão, porém ela pode ser feita de forma estratificada, o que ocorre quando a injeção é atrasada e realizada durante a compressão. Nesse caso, faz-se com que o combustível se concentre na região próxima à vela e o excesso de ar se distribua no restante da câmara de combustão, ou seja, dessa maneira tem-se uma mistura mais rica nas proximidades da vela e mais pobre próximo às paredes (ZHAO, 2010).

Outra vantagem que a injeção direta apresenta é o fato de que a estratificação permite que a zona reativa (região da vela) seja separada das paredes pela zona não reativa (mistura pobre), o que faz com que as perdas de calor pela parede se reduzam (BAUMGARTEN, 2006). A Figura 9 ilustra esses dois tipos básicos de injeção direta.

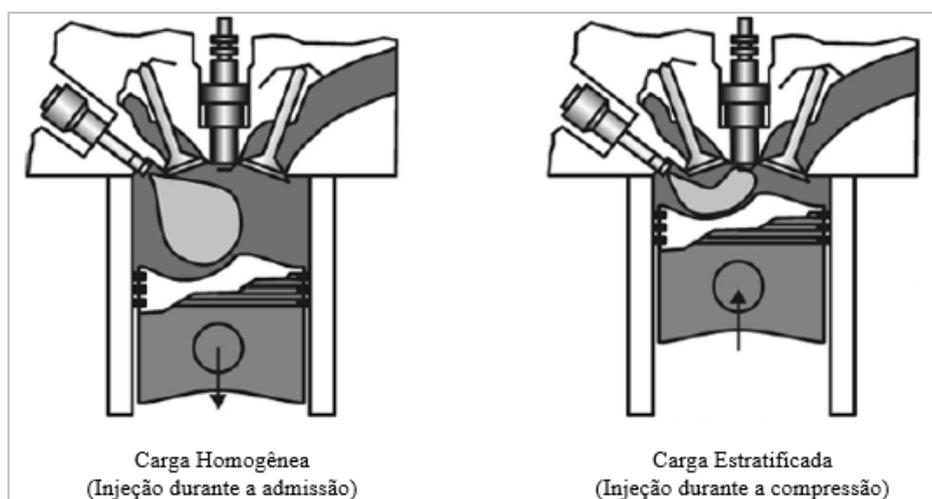


Figura 9 - Injeção homogênea e estratificada
Fonte: adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Existem três métodos para estratificação da mistura que dependem da maneira pela qual o combustível é transportado para a região da vela, são eles: *wall-guided*, *air-guided* e *spray-guided*, os quais estão ilustrados na Figura 10.

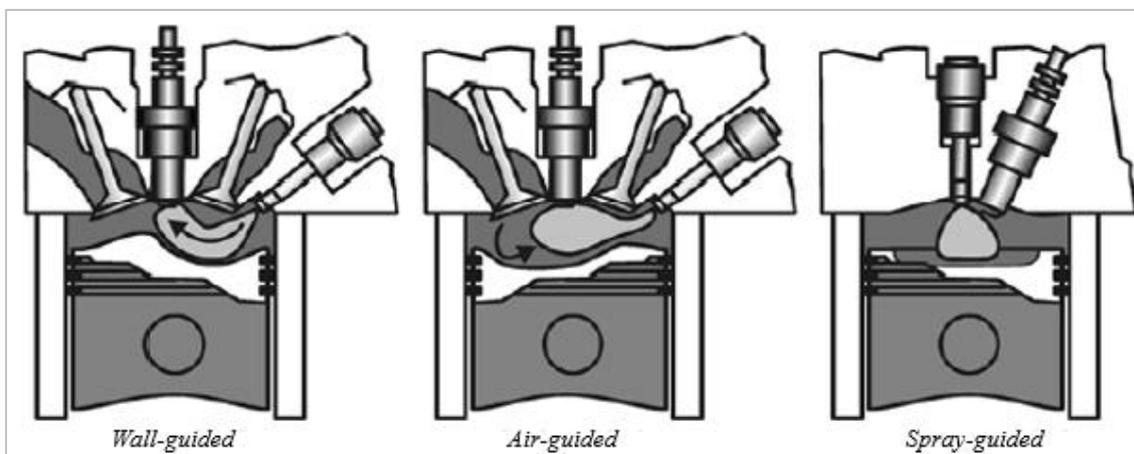


Figura 10 - Métodos de injeção direta para estratificação da carga
Fonte: adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

No sistema *wall-guided* o injetor é posicionado em função da geometria da superfície do pistão, o qual tem um ressalto para que ele transporte o combustível para a região da vela, o que pode resultar na presença de filme líquido no pistão. Desse modo, pode ocorrer aumento do consumo de combustível e das emissões de hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono. Além disso, o formato do pistão pode contribuir para o aumento das perdas de calor pela parede (ZHAO, 2010).

Já no sistema de injeção do tipo *air-guided*, as estruturas primárias do escoamento, *tumble* e *swirl*, são responsáveis pelo transporte e direcionamento do combustível injetado no cilindro para a região da vela, o que dependerá da geometria do pórtilco de admissão, da câmara de combustão e da velocidade de escoamento no coletor. Como nesse caso o contato direto do spray com as paredes é desfavorecido, a emissão de hidrocarbonetos diminui. Porém, a eficiência volumétrica pode ser prejudicada devido ao impacto negativo que a intensidade de *tumble* e *swirl* podem apresentar na mesma.

Quando o conceito de injeção direta do tipo *spray-guided* é utilizado, o injetor é posicionado perto da vela, como mostrado na Figura 10. Sendo assim, o combustível já é injetado e evaporado na região onde deseja-se a presença de uma mistura mais rica, favorecendo uma combustão mais eficiente e diminuindo a emissão de hidrocarbonetos.

Além disso, como o posicionamento do injetor já conduz o spray para a região desejada, esse tipo de injeção se torna menos dependente das estruturas do escoamento e apresenta ganhos em eficiência térmica e desenvolvimento mais rápido da frente de chama (ZHAO, 2010).

2.3 Características do Spray Gerado por um Injetor

Quando um líquido a ser atomizado é descarregado em uma atmosfera gasosa com uma alta velocidade em relação ao gás, o spray de líquido é produzido e o dispositivo responsável por essa atomização é denominado atomizador. Dessa maneira, o jato líquido rapidamente se desintegra em pequenas gotículas que tendem a manter a direção geral de movimento do jato original (LEFEBVRE, 1989).

A forma do spray de líquido injetado é aproximadamente cônica e é caracterizada pelo ângulo de cone e penetração do jato, ilustrados na Figura 11. O ângulo de cone é determinado pela delimitação das bordas do spray constituídas por líquido atomizado e a penetração depende da distância do orifício do injetor até alguma posição do líquido no eixo de atomização, sendo que ela pode ser definida como a distância máxima percorrida pelo spray quando injetado no meio gasoso estático (BAUMGARTEN, 2006).

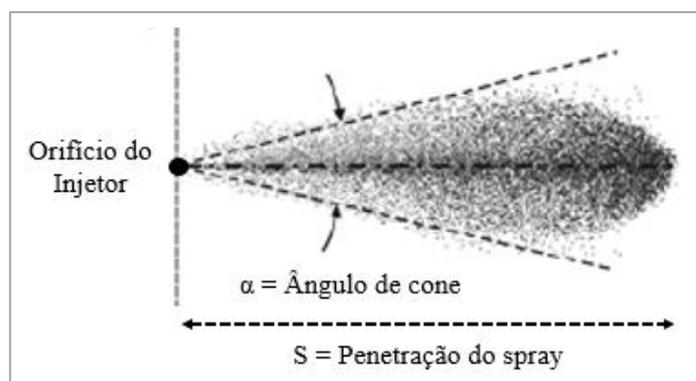


Figura 11 - Penetração e ângulo de cone de um spray gerado por um injetor de injeção direta

Fonte: adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Ângulos menores de cone permitem uma maior penetração e ao longo do spray o líquido se encontra vaporizado, o que ocorre devido ao efeito das forças aerodinâmicas, que são contrárias ao movimento das gotículas (BAUMGARTEN, 2006).

Existem vários tipos de injetor e alguns deles, como o *pressure-swirl*, podem produzir sprays ocos, ou seja, nesse caso o spray possui um ângulo de cone característico externo e outro ângulo de cone interno.

As características do injetor apresentam influência nas características do spray, já que o injetor possui determinada geometria e quantidade de furos, com diâmetros e posições específicas. Além disso, a pressão de injeção, a composição química do líquido e o meio onde o líquido é injetado alteram as propriedades do spray, sendo que suas características dependem massa específica do meio gasoso e de propriedades físicas do líquido, tais como tensão superficial e viscosidade. Essas propriedades têm grande influência no ângulo de cone ou na penetração do spray (BAUMGARTEN, 2006).

Quando um jato líquido é injetado como uma fase contínua em formato de um corpo cilíndrico, estabelece-se uma competição entre forças coesivas e de desintegração, as quais provocam oscilações e perturbações, de forma que, em condições favoráveis, as oscilações são amplificadas e a fase líquida contínua é rapidamente desintegrada em pequenas gotas. Essa desintegração é denominada como *break-up* primário e, caso as gotículas ainda sejam desintegradas novamente, pode-se dizer que ocorre *break-up* secundário (LEFEBVRE, 1989). Existem diferentes maneiras para a formação do *break-up* do spray e o comprimento de *break-up* primário é definido como a distância entre o orifício do injetor e a região onde aparecem as primeiras gotículas.

Para caracterizar o *break-up* primário de um spray existem diferentes mecanismos que dependem das propriedades do líquido e da velocidade relativa entre o jato líquido e o gás do meio no qual o combustível é injetado. Para os motores de combustão interna, devido às condições de injeção, o mecanismo de quebra primária é dado pelo regime de atomização, já que as primeiras gotas são formadas praticamente ao serem injetadas, ou seja, a distância entre essa primeira desintegração do líquido e o orifício do injetor é praticamente zero (BAUMGARTEN, 2006).

Dessa maneira, as gotas produzidas pelo injetor de combustível são menores que o diâmetro do injetor e, devido à complexidade desse regime de atomização, que depende das condições de escoamento dentro do orifício do injetor, a validação de modelos numéricos que descrevem o processo é difícil, pois tem-se um spray denso, altas velocidades e pequenas dimensões (BAUMGARTEN, 2006). Além disso, devido à essa

complexidade do fenômeno e sua proximidade do injetor, é difícil a realização de experimentos no local onde ocorre o *break-up* primário no regime de atomização.

A localização do *break-up* secundário dependerá das variáveis de injeção e, como os mecanismos de *break-up* do jato são dependentes da velocidade relativa entre o líquido a ser atomizado e o ambiente gasoso no qual ele é injetado, quanto maior é essa velocidade, menor é o comprimento de *break-up* (LEFEBVRE, 1989).

A Figura 12 ilustra algumas variáveis que caracterizam o spray e processos que ocorrem durante o seu desenvolvimento, inclusive o *break-up*. Além das gotas se desintegrarem, elas podem também se juntar, formando uma nova gota, fenômeno denominado coalescência e que ocorre no spray devido à ocorrência de colisão de gotas.

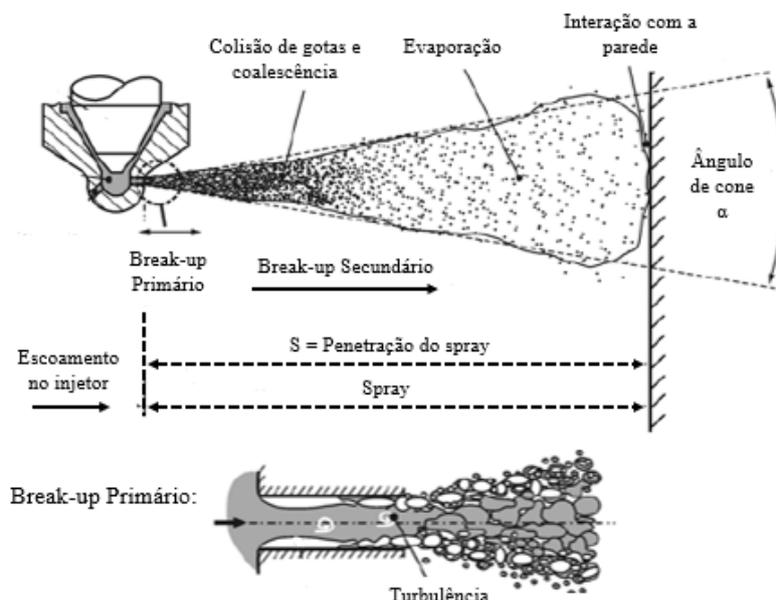


Figura 12 - Ilustração do fenômeno de break-up em sprays de cone sólido
Fonte: adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Além das forças aerodinâmicas atuantes nas gotículas, as quais induzem o *break-up*, há também a presença de tensões superficiais, que tem como objetivo manter a gota esférica. Quanto menor o tamanho da gota, maiores serão as forças relativas à tensão superficial e maior será a velocidade relativa crítica, o que leva a uma instabilidade e desintegração da gota (BAUMGARTEN, 2006). Um parâmetro que representa esse comportamento é o número de Weber, que é a razão entre tensões aerodinâmicas e superficiais, e está representado pela Equação 7, na qual d é o diâmetro da gota antes do

break-up, u_{rel} é a velocidade relativa entre a gota e o gás, ρ_g é a massa específica do gás e σ é a tensão superficial entre o líquido e o gás.

$$We_g = \frac{\rho_g u_{rel} d}{\sigma} \quad 7$$

Sabe-se que diferentes mecanismos que *break-up* ocorrem dependendo do número de Weber, o qual está apresentado na Equação 7. Os diferentes mecanismos de *break-up* foram estudados experimentalmente, mas não há uma concordância na literatura em relação aos números de Weber de transição desses mecanismos (BAUMGARTEN, 2006).

A Figura 13 ilustra os diferentes modos pelos quais o *break-up* pode ocorrer. O *break-up* vibracional ocorre para números de Weber muito baixos, próximos de 12, sendo que abaixo desse valor não ocorrerá *break-up*. No *break-up* do tipo *bag* a gota deforma e vai adquirindo um formato aproximadamente cilíndrico e oco, de maneira que o aro formado se desintegra em gotas maiores e o restante em gotas menores. O *break-up* do tipo *bag-streamer* se diferencia do tipo *bag* por possuir um jato adicional no centro da gota deformada. Já no *stripping break-up* as forças de cisalhamento fazem com que pequenas gotas sejam retiradas da superfície gradualmente, de maneira que o diâmetro da gota original diminui ao longo do tempo. Finalmente, no *break-up* catastrófico, devido à forte desaceleração, ocorrem oscilações de alta amplitude e comprimento de onda que resultam em gotas maiores, enquanto ondas de superfície com baixos comprimentos de onda se desfazem formando gotas menores (BAUMGARTEN, 2006).

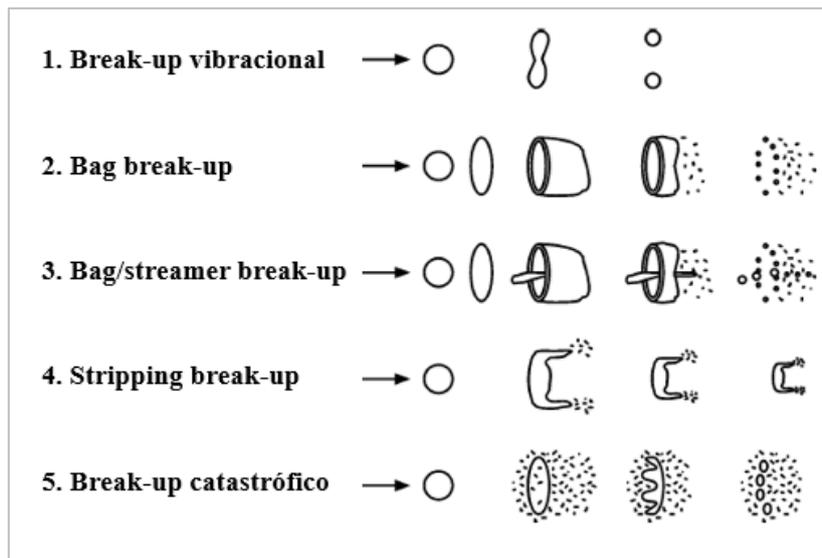


Figura 13 - Mecanismos de break-up
 Fonte: adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Em motores de combustão interna todos os mecanismos descritos e ilustrados na Figura 13 ocorrem, mas a maior parte dos processos de *break-up* ocorrem na região próxima ao injetor, onde os números de Weber são mais elevados. Ao longo do spray esses números de Weber diminuem devido à prévia redução dos diâmetros das gotas pelo *break-up* primário e à evaporação, além da redução da velocidade relativa entre gotas e gases ao longo do desenvolvimento do spray, o que diminui as forças de arrasto (BAUMGARTEN, 2006).

2.4 Estratégias para Mitigação da Detonação em Motores

2.4.1 Razão Volumétrica de Compressão

A utilização de razões de compressão mais altas contribui para o aumento da eficiência do motor, porém ocorre também o aumento da temperatura da porção não-queimada da mistura à frente da chama, favorecendo a ocorrência das reações de autoignição e aumentando a tendência à detonação. Nesse caso, pode-se diminuir o avanço de ignição para atrasar a combustão e evitar a detonação, mas assim há prejuízos para a eficiência (BAETA, 2006).

Aumentando-se a razão volumétrica de compressão de 10:1 para 14:1, por exemplo, o consumo específico de combustível pode diminuir até 10%. Como a

detonação ocorre principalmente em operações com plena carga, é possível adotar maiores razões de compressão e trabalhar em cargas parciais ou implementar um motor com sistema de razão de compressão variável (ZHAO, 2010).

Portanto, ao avaliar a tendência à detonação é muito importante analisar a influência da razão volumétrica de compressão utilizada, já que valores mais elevados contribuem significativamente para maiores pressões e temperaturas no cilindro e, conseqüentemente, o surgimento de reações de autoignição que levam à detonação. Sendo assim, deve-se ponderar os efeitos benéficos do aumento de R_C relativos à eficiência e as desvantagens referentes à ocorrência de detonação.

2.4.2 *Injeção de Combustível*

A ocorrência de detonação pode ser favorecida por diversos fatores, sendo um dos mais importantes a temperatura da mistura ar-combustível, principalmente durante a compressão, já que altas temperaturas facilitam a autoignição da mistura não-queimada (HEYWOOD, 1988). Dessa maneira, a redução da temperatura da mistura é de interesse para redução da tendência à detonação e pode ser efetuada com a injeção direta de combustível.

Devido à evaporação do combustível injetado diretamente no cilindro, a temperatura da carga diminui e, em altas cargas, esse efeito permite que a razão geométrica de compressão possa ser aumentada sem que haja ocorrência de detonação. Esse efeito é ainda mais pronunciado com a utilização de injeção direta de etanol devido às propriedades desse combustível relativas à evaporação e octanagem (ZHAO, 2010).

Além disso, a estratégia de injeção direta de combustível do tipo *spray-guided* favorece uma maior atomização do combustível e, conseqüentemente, maior evaporação e resfriamento da carga (ZHAO, 2010).

2.4.3 *Ciclos Atkinson e Miller e VVT (Variable Valve Timing)*

A razão volumétrica de compressão pode ser alterada geometricamente, porém essa razão efetiva pode sofrer alterações por meio do fechamento adiantado ou atrasado das válvulas de admissão. O ciclo Atkinson é aquele em que ocorre o fechamento tardio

da válvula de admissão, o que gera fluxo reverso de ar do cilindro para o coletor, fazendo com que a razão volumétrica de expansão seja maior que de compressão, o que resulta em uma razão efetiva de compressão menor que a geométrica. Dessa forma pode-se obter aumentos significantes na eficiência de conversão de combustível, especialmente para baixos valores de R_C . A desvantagem é que, devido à menor quantidade de mistura fresca admitida, o IMEP e a potência produzida diminuem (HEYWOOD, 1988).

Por outro lado, o fechamento adiantado das válvulas de admissão é associado ao ciclo Miller e essa estratégia pode resultar na diminuição da pressão e temperatura no início da compressão. Com isso a tendência à detonação diminui e a eficiência térmica aumenta, além do menor tempo de abertura de válvulas resultar em uma razão de compressão efetiva menor (ZHAO, 2010).

Portanto, o ciclo Miller ou o ciclo Atkinson permitem que o motor opere com uma alta razão geométrica de compressão, mas razão efetiva de compressão menor, reduzindo a tendência de detonação.

2.4.4 Recirculação dos Gases de Exaustão (EGR)

Uma das melhores estratégias para o controle de emissões e a redução da tendência de detonação da mistura ar-combustível é a recirculação de gases de exaustão (do inglês *Exhaust Gas Recirculation* - EGR), sendo esse o principal método para a redução de NO_x em motores com injeção direta de gasolina (ZHAO, 2010). A EGR reduz as perdas por bombeamento, a temperatura dos gases de exaustão e as perdas de calor através das paredes do cilindro, podendo ser realizada por meio da utilização do ciclo Atkinson, por exemplo.

Essa estratégia de EGR consiste em fornecer os gases coletados na exaustão para o pórtico de admissão, o que faz com que os gases de admissão sejam compostos pela mistura fresca somada aos gases de exaustão reciclados. A quantificação de EGR geralmente consiste na porcentagem de gases de exaustão que são reciclados, sendo essa em relação à mistura total que entra pelo pórtico de admissão (WEI, ZHU, *et al.*, 2012). Se a massa de EGR é dada por m_{EGR} e a massa total da mistura é dada por m_i , que é a massa de ar fresco somada às massas de combustível e EGR, tem-se que a porcentagem de EGR é dada pela Equação 8 (WEI, ZHU, *et al.*, 2012).

$$EGR(\%) = \frac{m_{EGR}}{100 m_i} \quad 8$$

Os gases constituintes de EGR são basicamente N₂, O₂, CO₂ e H₂O, os quais reduzem a temperatura de chama, já que esses gases absorvem energia liberada pela combustão, além de diluírem os gases de admissão. A emissão de NO_x é altamente reduzida quando se reduz a temperatura de chama e concentração de O₂ na câmara de combustão, substituindo-se parte do O₂ que seria admitido pelos gases de exaustão (WEI, ZHU, *et al.*, 2012).

Pode-se utilizar os gases de exaustão para serem reciclados diretamente na admissão por meio de estratégias de abertura e fechamento de válvulas, sendo essa técnica chamada de EGR interna, ou é possível conduzi-los externamente para o duto de admissão, o que se define como EGR externa. Nesse caso, pode-se ainda resfriar esses gases antes de reutilizá-los, o que caracteriza a EGR externa com resfriamento.

A utilização de EGR com resfriamento aumenta a densidade na admissão, o que faz com que a eficiência volumétrica do motor aumente, enquanto a EGR interna usa o calor da exaustão para promover combustão e melhorar a eficiência térmica. Porém, apesar da redução na temperatura promovida pela estratégia de EGR com resfriamento reduzir a emissão de NO_x, a emissão de HC e as variações cíclicas aumentam em relação à de EGR interna (WEI, ZHU, *et al.*, 2012).

Motores modernos costumam trabalhar com misturas estequiométricas, então, para continuar com o mesmo torque e potência após a utilização de EGR, deve-se manter a massa da mistura de gases de admissão e combustível. Dessa maneira, a carga total admitida deve aumentar, o que só pode ser alcançado com uma maior abertura da válvula borboleta e, conseqüentemente, aumento da densidade da carga no cilindro. Logo, é esse efeito que reduz as perdas por bombeamento e permite economia de combustível com a utilização de EGR (WEI, ZHU, *et al.*, 2012).

Portanto, como a utilização de EGR reduz as temperaturas no cilindro e contribui para a diluição dos gases de admissão, a tendência à detonação é reduzida, além dos

benefícios que podem ser obtidos em relação às emissões e eficiência volumétrica ou térmica do motor, dependendo do tipo de EGR aplicada.

2.4.5 Instante da Ignição

Quando a ignição é adiantada em um motor de combustão interna, grande parte da combustão ocorre antes do PMS, o que aumenta a pressão máxima obtida (HEYWOOD, 1988).

Portanto, como altas pressões favorecem a ocorrência de detonação, uma ignição atrasada faz com que a maior parte da combustão ocorra após o PMS e a pressão máxima seja reduzida, assim como a temperatura dos gases não queimados, evitando-se a detonação e diminuindo a emissão de NO_x . Porém, como a ignição atrasada reduz a pressão máxima obtida, pode-se verificar uma diminuição da potência indicada do motor (HEYWOOD, 1988).

2.4.6 Combustíveis e Octanagem

O número de octanos reflete a propensão de um combustível a reações de autoignição. Dois combustíveis são utilizados como referência para a escala de octanagem, sendo eles o isooctano (2,2,4 trimetilpentano), que possui número de octanos (ON) igual à 100, e o n-heptano, para o qual o valor de ON é igual a 0. Dessa maneira, quanto maior a octanagem de um combustível, maior a resistência do mesmo à detonação (PULKRABEK, 1997).

Como explicado no item 2.4.1, quanto maior é a razão volumétrica de compressão, maior será a tendência à detonação, portanto uma alternativa para evitar a detonação nesses casos é a utilização de combustíveis que possuem maior octanagem, como o etanol.

2.4.7 Injeção de Água

A injeção de água traz benefícios de resfriamento da carga, o que contribui para diminuição da temperatura da mesma e, conseqüentemente, reduz a tendência à detonação.

O resfriamento da carga muitas vezes é feito utilizando-se o enriquecimento da mistura ar-combustível, mas a utilização da água como substituição dessa estratégia se mostra vantajosa e evita a utilização de grandes quantidades de combustível (BERNI, BREDA, *et al.*, 2015).

Além disso, estudos indicam que a injeção de água pode também contribuir para aumentar a potência do motor, diminuir o consumo de combustível e trazer benefícios relativos à redução de emissões e aumento da eficiência volumétrica (MINGRUI, SA, *et al.*, 2017)

Dessa maneira, a injeção de água aliada à utilização de razões volumétricas de compressão possui grande potencial para melhoria da eficiência do motor e, ao mesmo tempo, redução da tendência à detonação.

2.5 Dinâmica dos Fluidos Computacional

2.5.1 Modelos de Turbulência

Os modelos de turbulência mais utilizados para simulações de motores se enquadram na categoria Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS), na qual as propriedades são separadas em valores médios e em flutuações devido a turbulência, de forma que os seus valores médios são denotados com uma barra sobre eles e as flutuações com um sinal de apóstrofo ao lado (SEIXAS, 2017).

Nas equações de conservação, inclui-se as propriedades de interesse com as respectivas flutuações causadas pela turbulência e uma média delas é feita ao longo do tempo, obtendo-se então uma nova formulação para os fluxos difusivos com termos adicionais. A equação de conservação da massa para escoamentos reativos é dada pela Equação 9, na qual ρ é a massa específica, t é o tempo, x_i é a direção i e u_j é a velocidade na direção j .

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j) = 0$$

A equação de conservação da quantidade de movimento para escoamentos reativos é dada apresentada na Equação 10, na qual x_j é a direção j , u_i é a velocidade na direção i , p é a pressão, s_i é o termo fonte de quantidade de movimento devido a forças de corpo e τ_{ij} é o componente ij do tensor de tensão definido pela Equação 11.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad 10$$

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad 11$$

Na Equação 11 μ é a viscosidade, δ_{ij} é a função delta de Kronecker e s_{ij} é a componente ij do tensor deformação, a qual é dada pela Equação 12.

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad 12$$

A difusão da quantidade de movimento para fluidos newtonianos com a utilização de modelos RANS passa a ser calculada pela Equação 13, que já apresenta o termo adicional.

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \quad 13$$

O fluxo de difusão da espécie m na direção j no modelo é dado pela Equação 14, já com o termo adicional, sendo que $V_{m,j}$ é a componente na direção j da velocidade de difusão e Y_m é a fração mássica do componente m .

$$F_{m,j} = \rho Y_m V_{m,j} - \overline{\rho u_j' Y_m'} \quad 14$$

Já o fluxo de difusão de energia na direção j é dado pela Equação 15, com o termo devido às flutuações turbulentas incluído, sendo que h_m é o calor de formação do componente m e k_t a condutividade térmica.

$$F_{h,j} = -k_t \frac{\partial T}{\partial x_j} + \overline{\rho u_j' h'} + \Sigma h_m \rho Y_m V_{m,j} \quad 15$$

Esses termos introduzidos devido às flutuações turbulentas nas equações para os fluxos devem ser modelados. Para isso, comumente se utiliza a aproximação de Boussinesq. Nesse caso, os termos devido as flutuações são considerados análogos aos termos difusivos do caso laminar e multiplicados por uma viscosidade turbulenta μ_t (SEIXAS, 2017).

Os modelos de turbulência k- ϵ utilizam uma equação diferencial para a energia cinética turbulenta e uma equação diferencial para dissipação de energia cinética turbulenta por unidade de massa. A dissipação turbulenta, ϵ , é a taxa em que a energia cinética turbulenta, k, é convertida em energia térmica.

A formulação do modelo k- ϵ , utilizado neste trabalho, é baseada no trabalho de (YAKHOT, ORSZAG, *et al.*, 1992) e implementada no STAR-CD (CD-ADAPCO, 2013).

A equação desse modelo para energia cinética turbulenta está representada na Equação 16, sendo que P, que é a produção de turbulência pelo cisalhamento do fluido, e P_B , que é a produção de turbulência por empuxo, são apresentados nas Equações 17 e 18, respectivamente (CD-ADAPCO, 2013).

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \\ = \mu_t (P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad 16$$

$$P = s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad 17$$

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad 18$$

Já a equação do modelo de turbulência para a dissipação turbulenta está apresentada na Equação 19, com η e S formulados pelas Equações 20 e 21, respectivamente (CD-ADAPCO, 2013).

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \\ = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \\ + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - C_\mu \eta^3 \frac{\left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3} \rho \frac{\varepsilon^3}{k} \end{aligned} \quad 19$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad 20$$

$$S = \sqrt{2s_{ij}s_{ij}} \quad 21$$

Nas equações apresentadas, σ_k e σ_ε são números de Prandtl turbulentos, η_0 e β são coeficientes empíricos, κ é a constante de Von Karman e $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$ e $C_{\varepsilon 4}$ são constantes do modelo (CD-ADAPCO, 2013). Todos os valores para esses coeficientes estão apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 -Coeficientes do modelo de turbulência RNG k- ε

C_μ	σ_k	σ_ε	σ_h	σ_m	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	κ	η_0	β
0.085	0.719	0.719	0.9	0.9	1.42	1.68	0.0 ou 1.42 (se $P_B > 0$)	-0.387	0.4	4.38	0.012

2.5.2 Equações de Tumble, Cross-Tumble e Swirl

Para caracterizar e quantificar as estruturas do escoamento, o coeficiente adimensional de *tumble*, *cross-tumble* e *swirl* são calculados. Como definido na seção

2.1.3, o *swirl* é definido como o movimento de rotação em torno do eixo z , o *tumble* em torno do eixo y e o *cross-tumble* é o movimento em torno do eixo x .

A Equação 22 mostra o cálculo do coeficiente de *tumble*, sendo que u_c e w_c são as componentes x e z da velocidade na célula c , Z_c e X_c são as coordenadas z e x do centro volumétrico da célula c , Z_m e X_m são as coordenadas do centro de massa do cilindro [m] e N é a rotação do motor (CD-ADAPCO, 2013).

$$T_{m,Y} = \frac{\sum_{cyl} m_c [u_c (Z_c - Z_m) - w_c (X_c - X_m)]}{\frac{2\pi N}{60} \sum_{cyl} m_c [(X_c - X_m)^2 + (Z_c - Z_m)^2]} \quad 22$$

Para o cálculo dos coeficientes de *cross-tumble* e *swirl* a equação é análoga à Equação 22, alterando-se apenas os eixos das coordenadas das componentes de acordo com a definição dada para cada um deles.

2.5.3 Modelo de Combustão

O modelo de combustão ECFM-3Z, do inglês *Extended Coherent Flame Model – 3 Zones*, é um modelo estendido de chama coerente de 3 zonas, capaz de simular mecanismos complexos de mistura turbulenta, propagação de chama, combustão difusiva e emissões (CD-ADAPCO, 2013). Como ele pode ser utilizado para análises no cilindro, simulações de vários ciclos, análise de autoignição e injeções de diferentes componentes, o mesmo atende aos requisitos necessários para este trabalho.

As células da malha são divididas em três zonas, que denominam esse modelo, sendo elas a zona de combustível não misturado, zona dos gases misturados e uma zona de ar não misturado mais EGR. A zona que corresponde aos gases misturados é resultado da mistura turbulenta e molecular entre os gases das outras duas zonas e é nela que ocorre a combustão, como esquematizado na Figura 14.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_x}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{Y}_x}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \tilde{Y}_x}{\partial x_i} \right) + \bar{\omega}_x \quad 24$$

Nesse modelo são utilizadas variáveis de monitoramento para determinadas espécies. Essas variáveis são transportadas pelo escoamento e não são reativas. Um exemplo dessas variáveis é a Y_{TF} , que monitora o combustível e é essencial para o modelo de detonação, que será descrito no item 2.5.5. Em (CD-ADAPCO, 2013) e (SEIXAS, 2017) pode-se encontrar maiores detalhes relativos à formulação do modelo ECFM-3Z.

2.5.4 Modelo de Ignição

O modelo de ignição é compreendido por dois estágios, um que consiste no surgimento da superfície da chama e outro que representa o atraso entre a centelha e o surgimento da frente de chama (CD-ADAPCO, 2013). Esse atraso é modelado pela função indicadora $I(t)$, cujo valor inicial é zero e pode atingir o valor unitário, para o qual ocorre a criação da frente de chama.

Essa função $I(t)$ é modelada pela Equação 25, na qual ρ^* é a razão entre a massa específica dos gases e a massa específica do ar nas condições padrões de um bar de pressão e temperatura de 300K. Nessa equação τ_f representa o tempo característico da chama dado pela razão entre a velocidade laminar de chama efetiva e a espessura da frente de chama, δ_l . $A1_{igni}$ e $A2_{igni}$ são constantes do modelo cujos valores padrão são 1,0 e 3,0, respectivamente (CD-ADAPCO, 2013).

$$\frac{dI}{dt} = A1_{igni} \frac{(\rho^*)^{A2_{igni}}}{\tau_f} \quad 25$$

Quando a função $I(t)$ atinge o valor unitário e a superfície de chama esférica é criada, o raio da mesma é calculado a partir da Equação 26, na qual T_u é a temperatura dos gases não-queimados, T_b é a temperatura dos gases queimados e F_{actker} e R_{klimit} são constantes do modelo com valores padrão de 1,0 e de 1×10^{20} , respectivamente (CD-ADAPCO, 2013).

$$R_k = \min \left(15F_{actker} \delta_l \frac{T_b}{T_u}, R_{klimit} \right) \quad 26$$

2.5.5 Modelo de Detonação

O modelo utilizado para detectar a ocorrência de detonação foi desenvolvido e acoplado com sucesso com o modelo de combustão ECFM (LAFOSSAS, CASTAGNE, *et al.*, 2002). O modelo de detonação é baseado em um modelo AnB, no qual uma variável que representa uma espécie fictícia intermediária gerada pelas reações químicas que antecedem a detonação é transportada com o escoamento no cilindro e quando seu valor atinge um valor pré-definido a autoignição ocorre (DOUAUD e EYZAT, 1978).

Quando esse modelo de detonação é utilizado em conjunto com um modelo de turbulência RANS, que prevê valores médios para o ciclo, o mesmo também indicará apenas valores médios, ou seja, o modelo numérico detectará a presença de autoignição quando esse fenômeno ocorre na maioria dos ciclos e não irá detectá-la quando ela não ocorrer ou quando ocorrer apenas em uma minoria dos ciclos.

O atraso de autoignição do combustível, denominado τ_d , é calculado de acordo com a Equação 27.

$$\tau_d = A \left(\frac{RON}{100} \right)^{3,4017} \left(\frac{P}{1 + X_{res}} \right)^{-n} e^{\frac{B}{T_u}} \quad 27$$

Na Equação 27, as constantes do modelo AnB são A, n e B, cujos valores adotados estão apresentados na Tabela 2 (CD-ADAPCO, 2013). Além disso, nessa equação RON é o número de octanos do combustível, P é a pressão no cilindro em bar, X_{res} é a fração mássica de gases residuais e T_u é a temperatura dos gases não-queimados.

Tabela 2 - Constantes do modelo AnB

Constante	Valor
A	0,01931
n	-1,7
B	3800

É importante ressaltar que no caso de uma mistura de combustível o valor de RON no STAR-CD é inserido para cada componente do combustível, sendo eles etanol e gasolina, por exemplo, assim como a respectiva porcentagem em massa de cada um deles, o que faz com que o RON final seja proporcional à mistura utilizada.

O cálculo da geração da variável que representa a fração mássica da espécie intermediária que antecede a autoignição é dado pela Equação 28.

$$\frac{dY_{IG}}{dt} = Y_{TF} \frac{\sqrt{\tau_d^2 + 4(1 - \tau_d) \frac{Y_{IG}}{Y_{TF}}}}{\tau_d} \quad 28$$

O critério numérico para identificar a ocorrência de detonação é baseado na igualdade da fração mássica Y_{IG} e a fração mássica de Y_{TF} , que é uma variável que monitora o combustível, que nesse caso é não reativo. A autoignição ocorre quando Y_{IG} se torna maior ou igual a Y_{TF} . Sendo assim, a definição de uma terceira variável, denominada tolerância à detonação (KT, do inglês *knock tolerance*), pode ser dada pela Equação 29, que representa a diferença entre essas duas espécies (BERNI, BREDA, *et al.*, 2015). Como a variável KT é função do tempo e do espaço, sua análise permite um estudo da detonação ao longo do tempo e da geometria do cilindro.

$$KT(\vec{x}, t) = Y_{TF}(\vec{x}, t) - Y_{IG}(\vec{x}, t) \quad 29$$

2.5.6 Modelos para o Spray

Para a simulação numérica do spray utiliza-se modelos que dependem dos parâmetros característicos do injetor, como diâmetro, quantidade e posicionamento dos furos, além dos valores de ângulo de cone produzidos pelo injetor.

Os modelos numéricos de atomização disponíveis não se aplicam para todos os tipos de injetores, então muitas vezes é preferível utilizar dados de distribuição de gotas medidos em testes experimentais ou optar pela análise de bancos de dados referente a sprays que são construídos por pesquisadores (BAUMGARTEN, 2006). Nesses dados as funções de distribuição de tamanho de gotas são relacionadas a funções matemáticas de distribuição amplamente utilizadas. Portanto, é mais comum a utilização de funções de

distribuição de tamanho de gotas inicial para representar o fenômeno de *break-up* primário, principalmente devido à complexidade do fenômeno de atomização (CD-ADAPCO, 2013).

A função de distribuição de gotas mais utilizada para representar o *break-up* primário é a distribuição de Rosin-Rammler (BAUMGARTEN, 2006). Para essa função, a distribuição cumulativa de volume, V , é dada pela Equação 30, sendo que D é o tamanho das gotas individuais, \bar{D} o diâmetro médio das gotas e q é o parâmetro de distribuição que, de acordo com (LAW, KEMP, *et al.*, 2000), é aproximadamente 3,5.

$$V = 1 - \exp\left(-\left(\frac{D}{\bar{D}}\right)^q\right) \quad 30$$

Para a modelagem do segundo *break-up* do spray, o modelo KHRT é um dos mais utilizados para spray de combustíveis (BEALE e REITZ, 1999). Esse modelo é uma combinação de dois submodelos, o de Kelvin-Helmholtz (KH) e o de Rayleigh-Taylor (RT). Ambos submodelos de *break-up* consideram o crescimento de uma gotícula em instabilidades e fornecem expressões para seu comprimento de onda e frequência.

As instabilidades de Kelvin-Helmholtz ocorrem devido à velocidade de deslizamento da gota, que eventualmente quebra grandes gotas em gotas menores. Já as instabilidades de Rayleigh-Taylor ocorrem devido à aceleração da gotícula e tendem a romper a gota completamente, correspondendo ao regime catastrófico de *break-up*.

Os submodelos KH e RT tendem a competir, de forma que instabilidades devidas a ambos podem crescer simultaneamente e, se elas crescem por tempo suficiente, o *break-up* ocorre devido às instabilidades do tipo RT, caso contrário, o *break-up* ocorre de acordo com o modelo KH (CD-ADAPCO, 2013). A Figura 15 ilustra a diferença entre os submodelos KH e RT.

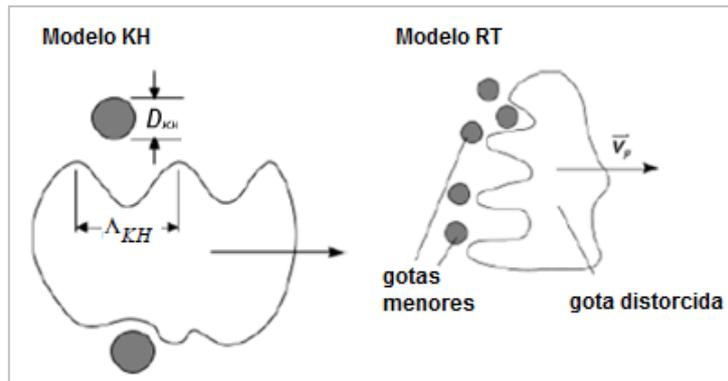


Figura 15 - Esquema ilustrando o *break-up* de acordo com os modelos KH e RT
 Fonte: adaptado de (CD-ADAPCO, 2013)

No modelo KH as góticulas menores formadas a partir do *break-up* secundário apresentam o raio dado de acordo com a Equação 31, na qual B_0 é uma constante, igual a 0,61, e Λ é o comprimento de onda.

$$r_{novagota} = B_0 \Lambda \quad 31$$

O tempo de escala e o comprimento de escala para o modelo KH são mostrados, respectivamente, nas Equações 32 e 33.

$$\tau_{KH} = \frac{1.894 B_1 D_P}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \quad 32$$

$$D_{KH} = 2 B_0 \Lambda_{KH} \quad 33$$

No modelo RT é permitido que o *break-up* ocorra caso o comprimento de onda seja menor que o diâmetro da gota (BAUMGARTEN, 2006). As equações para o tempo de escala e o comprimento de escala para o modelo RT são mostradas, respectivamente, nas Equações 34 e 35, sendo que $C_\tau=1$ e C_3 pode assumir qualquer valor entre 0,1 e 5,33.

$$\tau_{RT} = \frac{C_\tau}{\Omega_{RT}} \quad 34$$

$$D_{RT} = C_3 \Lambda_{RT}$$

35

Parcelas são utilizadas na simulação numérica para o rastreamento das gotas e funcionam como uma discretização da fase líquida do spray injetado, da mesma maneira que as células da malha são uma discretização do volume do motor. Sendo assim, o número de parcelas deve ser grande o suficiente para representar a população de gotas adequadamente, de maneira que cada parcela representará um grupo localizado com as mesmas propriedades. Portanto, o número de gotas reproduzido por cada parcela é baseado na razão entre a massa total injetada e a massa de gotas acumulada (CD-ADAPCO, 2013).

Números mais significativos de parcelas tendem a descrever melhor o comportamento da fase líquida dispersa, porém, quanto maior o número de parcelas, maior será o esforço computacional e isso deve ser considerado para uma decisão em relação ao valor ideal a ser utilizado para boa representatividade sem custos desnecessários (BAUMGARTEN, 2006).

Para diferentes componentes, sendo eles líquidos miscíveis, a evaporação das gotas é dependente uma das outras, pois a pressão de vapor é uma função da concentração dessas substâncias na mistura (CD-ADAPCO, 2013). Portanto, as frações mássicas dos componentes do líquido injetado devem ser consideradas na simulação.

A dispersão turbulenta, força de arrasto, evaporação, transferência de massa, calor e momentum, além dos efeitos da gravidade para as gotículas podem ser considerados no modelo numérico do spray.

O modelo de força de arrasto reproduz a força sobre uma partícula de material devido à sua velocidade em relação à fase contínua. A equação para essa força é dada pela Equação 36, na qual o C_d é o coeficiente de arrasto da partícula, ρ é a massa específica da fase contínua, v_s é a velocidade de deslizamento da partícula e A_p é a área projetada da partícula (CD-ADAPCO, 2013).

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \rho A_p |v_s| v_s \quad 36$$

Para a definição do coeficiente de arrasto é utilizada a correlação de Schiller-Naumann, que é formulada como apresenta a Equação 37, em que Re_d é o número de Reynolds da partícula, definido na Equação 38, sendo que D é o diâmetro da gota, u_{rel} é a velocidade relativa entre a gota e o gás, ρ_l é a massa específica do combustível líquido e μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido

$$C_d = \begin{cases} \frac{24}{Re_d} (1 + 0,15 Re_d^{0,687}), & Re_d \leq 10^3 \\ 0,44, & Re_d > 10^3 \end{cases} \quad 37$$

$$Re_d = \frac{u_{rel} D \rho_l}{\mu_l} \quad 38$$

2.6 Estado da Arte

Durante os últimos anos, a dinâmica de fluidos computacional tornou-se uma das ferramentas mais importantes para a compreensão e melhoria do desempenho nos motores de combustão interna. Isso ocorre uma vez que a simulação numérica permite alterações na geometria do motor e estratégias de injeção, além da variação de diversas condições de operação sem que haja a necessidade de fazer essas mudanças fisicamente no motor para ensaios experimentais.

Com a utilização de modelos adequados, toda a evolução do escoamento, spray e combustão no motor podem ser aperfeiçoados, combinando-se melhores condições de operação para características de desempenho desejadas.

Trabalhos numéricos de simulação de spray de combustíveis para motores de combustão interna já foram realizados utilizando-se a distribuição Rosin-Rammler para representação do *break-up* primário e KHRT para o *break-up* secundário. Os resultados foram validados com dados experimentais, mostrando alta coerência (ROCHA, 2015). A utilização do modelo de colisão de gotas não se mostrou benéfica, pois comprovou-se que

os modelos numéricos disponíveis atualmente ainda não são suficientes para reproduzir esse fenômeno. Além de aumentar a dependência dos resultados em relação à malha escolhida, o modelo de colisão de gotas pode modificar o formato do spray, trazendo desvantagens para as simulações (ROCHA, REIS, *et al.*, 2016).

Além de simular ciclos completos com combustão de um motor de combustão interna com ignição por centelha utilizando o programa STAR-CD com o módulo es-ice, trabalhos analisaram diferentes estratégias de injeção direta de combustível e seus impactos nas estruturas de *tumble*, *cross-tumble* e *swirl*. Foi mostrado que uma injeção adiantada é vantajosa para a evaporação do combustível e evita a perda de combustível para o pórtico de admissão. Em relação ao escoamento, a estrutura de *cross-tumble* foi a que apresentou maiores diferenças com a mudança das estratégias de injeção. Além disso, a estratégia que utilizou mais de uma injeção se mostrou positiva para uma evaporação mais eficiente e proporcionou uma mistura mais rica próximo ao PMS quando comparada a uma estratégia de injeção única com a mesma quantidade de combustível injetado (ROCHA, REIS, *et al.*, 2016).

No trabalho experimental de (BOŽIĆ, VUČETIĆ, *et al.*, 2018) foi utilizada EGR externa e resfriada, além de um sistema de aquecimento de ar no coletor de admissão. O motor de estudo é monocilindro com razão volumétrica de compressão de 12:1 e a injeção de gasolina é indireta. A temperatura dos gases de admissão foi variada entre 20 e 80° C com diferentes níveis de EGR, iguais a 0%, 7,5% e 15%, e os experimentos foram feitos a 1600rpm e mistura estequiométrica. Como a temperatura dos gases não-queimados ao longo da combustão não podem ser medidos experimentalmente, foram feitas simulações numéricas unidimensionais. Os resultados mostraram que o principal fator que influencia a tendência à detonação é o perfil de temperatura dos gases não-queimados ao longo da combustão. O aumento de EGR faz com que a propagação da chama fique mais lenta, diminuindo a temperatura desses gases e, conseqüentemente, reduzindo a tendência à detonação. Além disso, quando o valor máximo da temperatura desses gases é mais alto, verificou-se que a intensidade da detonação também era maior.

Para evitar a ocorrência de detonação em um motor turboalimentado com injeção direta de etanol e razão de compressão 13,3:1, a tecnologia de injeção indireta de água foi implementada no trabalho de (BAÊTA, SILVA, *et al.*, 2018). Experimentos foram realizados a 2500rpm com mistura estequiométrica e implementou-se simulações

unidimensionais para calcular a eficiência de conversão de combustível e potência em rotações mais altas. A metodologia do trabalho se mostrou altamente eficiente para controle da combustão e a utilização de água permitiu a obtenção de uma eficiência de conversão de combustível indicada de 43%. Além disso, para altas cargas verificou-se que a injeção de água geralmente é duas vezes menor para o etanol quando comparado à gasolina.

No trabalho de (BERNI, BREDA, *et al.*, 2015) foi utilizada a estratégia de injeção indireta de água para substituir o enriquecimento da mistura mantendo o IMEP e aumentando a resistência à detonação em um motor sobrealimentado com injeção direta de gasolina. Para isso, foram utilizadas simulações numéricas 3D com dados de condições de contorno obtidas através de simulações unidimensionais. Foram testadas duas posições no pósito para a injeção de água e concluiu-se que aquela mais próxima à válvula era mais adequada. Além disso, foi estudado o momento ideal para início da injeção de água, concluindo-se nesse caso que o ideal era a 250° CA (quase 100° CA antes da abertura da válvula de admissão), pois obteve-se uma maior quantidade de vapor de água na câmara de combustão, o que permitiu um maior resfriamento da carga no fim da compressão.

Devido à baixa reatividade dos gases não-queimados diluídos pela injeção de água no trabalho de (BERNI, BREDA, *et al.*, 2015) foi possível aumentar o avanço de ignição para atingir a potência desejada e recuperar a diminuição de 1,8% do IMEP que ocorreu devido à injeção de água. Estudou-se aumentos do avanço de ignição variando de 2° CA a 7° CA, mas a partir de 4° CA de aumento a detonação foi crítica de acordo com os gráficos de taxa de liberação de calor proveniente de autoignição, portanto adotou-se um aumento de 3° CA para o SA. Simulações numéricas mostraram que a potência indicada, devido à injeção de água aliada ao aumento do avanço de ignição, aumentou 2% em relação ao motor operando sem água, além de uma redução de BSFC de aproximadamente 20% e redução de 17% do combustível total injetado (na simulação numérica utilizou-se pré-mistura e a injeção de combustível não foi modelada).

No estudo de (BELLIS, BOZZA, *et al.*, 2017) foi adotada a injeção de água PWI em um motor sobrealimentado com injeção direta de gasolina para evitar excesso de combustível e a combustão atrasada. Na etapa experimental utilizou-se 3500rpm em cargas médias e estudou-se a razão água/combustível, assim como o momento da ignição, para concluir a contribuição da injeção de água para o aumento do avanço de ignição. Um

modelo numérico unidimensional foi validado com dados experimentais para investigar em uma faixa mais extensa de cargas o potencial da injeção de água em relação à diminuição da tendência à detonação e aumento da economia de combustível. A partir de uma razão água/combustível de 0,17 verificou-se a mitigação da detonação para todas as cargas estudadas e, com um aumento nessa razão, permitiu-se que o motor fosse sempre operado em MBT, porém a pressão no cilindro para alguns casos foi muito alta e foi então necessário atrasar a combustão. Os resultados mostraram vantagens para BSFC, especialmente em cargas médias-altas, nas quais ele reduziu de 15 a 20% em comparação ao motor operando sem injeção de água.

A injeção de água foi implementada por (ARABACI, IÇINGÜR, *et al.*, 2015) para verificar seu efeito na performance do motor e emissões. Para isso, um motor monocilindro 4 tempos (Honda GX 270) foi convertido para 6 tempos e o sistema de injeção de água foi incluído. Os experimentos foram feitos mantendo-se uma mistura estequiométrica, com rotação variando entre 2250 e 3500rpm, WOT e razão volumétrica de compressão igual a 8,2:1. Em relação à injeção de água, foram testadas pressões de injeção iguais a 25, 50, 75 e 100bar e a injeção foi realizada em três etapas, sendo elas antes do TDC, no TDC e depois do TDC, mantendo-se uma duração de injeção constante e variando-se o início de cada injeção de acordo com a rotação. Foram testadas injeções de 1,0, 1,2 e 1,4ms e, de acordo com os experimentos, determinou-se que 1,2ms era o tempo ótimo de injeção. A temperatura dos gases de exaustão diminuiu cerca de 7% e o consumo específico de combustível aproximadamente 9%, além de ganhos na eficiência volumétrica, os quais não quantificados, e 2% de ganho de potência. Os resultados indicaram que o início da injeção deveria ser adiantado com o aumento da rotação do motor. A eficiência térmica aumentou 8,72% com a injeção de água e as emissões de CO e HC diminuíram 21,97% e 18,23%, respectivamente, até 3000rpm. Emissões de NO reduziram com a injeção de água e deduziu-se que essa redução se deve à recuperação do calor da exaustão no motor de 6 tempos.

A injeção de água foi investigada numericamente por (MINGRUI, SA, *et al.*, 2017) em baixas cargas em um motor com injeção direta de gasolina, 2000rpm e razão volumétrica de compressão igual a 13:1. Essa injeção de água foi feita diretamente no cilindro, com o injetor posicionado próximo à vela, assim como o injetor de combustível, e a injeção iniciou-se no fim do tempo de compressão, iniciando-se em 640° CA com

duração fixa de 10°CA . A gasolina foi injetada com início e fim da injeção fixos e iguais a, respectivamente, 660°CA e 680°CA . Foram testadas diferentes porcentagens de água em relação à massa de combustível, sendo elas iguais a 5, 10, 15, 20 e 25%, de forma que a vazão mássica foi variada, já que o tempo de injeção em graus foi mantido. Observou-se que a quantidade que proporcionou a melhor performance do motor foi 15% devido ao aumento do IMEP e potência, maior eficiência térmica teórica igual a 0,2765, resfriamento de partes do motor e diminuição das emissões de NO em 34,6%.

No trabalho de (BOZZA, BELLIS e TEODOSIO, 2016) simulações unidimensionais foram realizadas com objetivo de atingir alguma economia de combustível em um motor turboalimentado, com razão volumétrica de compressão igual a 9,9:1, operando em WOT e limite de detonação inferior. Portanto, utilizou-se EGR externa resfriada e injeção de água para estudar o aumento da resistência à detonação e cada uma dessas tecnologias foi analisada para rotações entre 1500rpm e 5500rpm, totalizando seis pontos. O modelo foi validado com dados experimentais apenas para a condição padrão, na qual não havia EGR e injeção de água. Variou-se a razão ar-combustível, estudando os valores dessa razão iguais a 14,5, 15 e 15,5 e, para injeção de água, variou-se a razão água-combustível utilizando-se 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 e 0,5. Para todos os casos, com EGR ou injeção de água, observou-se uma redução do BSFC, principalmente para rotações médias nas quais essa diminuição foi entre 25 e 30%. A introdução de EGR diminuiu a tendência à detonação e permitiu adiantar a combustão, além de evitar o excesso de combustível, comportamento que foi ainda mais evidente com a adição de água, devido ao calor retirado durante a evaporação.

(BORETTI, 2013) analisou por meio de simulações unidimensionais a injeção indireta de 7% de água em um motor com injeção DI de etanol, 4 cilindros e razão de compressão volumétrica igual a 13:1 para verificar os efeitos relativos à redução da tendência à detonação, controle da temperatura dos gases para a turbina e aumento da eficiência da carga. Verificou-se que o motor operando com etanol, R_c 13:1, turboalimentado e com injeção de água não apresentava condições de operação críticas para ocorrência de detonação e então a razão de compressão foi alterada para 15:1. Nessa condição, a injeção de água permitiu uma melhora da performance do motor, diminuiu drasticamente a temperatura dentro do cilindro e melhorou a eficiência de conversão de combustível. Concluiu-se que a injeção de água PWI aliada a um injetor DI, ou apenas o

injetor DI, é provavelmente a melhor estratégia para injeção de água, pois a injeção direta não afeta a massa específica do ar que entra no cilindro, além de permitir a introdução de água antes, durante e depois da combustão, o que reduz perdas por calor e aumenta o processo de expansão do vapor.

2.7 Considerações Finais

Devido às conclusões de (BORETTI, 2013), optou-se por um estudo da influência da injeção de água direta e indireta no motor para verificar os impactos de cada estratégia na mitigação da detonação, pressão e temperatura no cilindro, IMEP, potência, consumo de combustível e escoamento.

Observou-se por (MINGRUI, SA, *et al.*, 2017) que a quantidade de água injetada que proporcionou o melhor desempenho do motor foi 15% devido ao aumento do IMEP e potência, então neste trabalho as porcentagens adotadas para estudo da injeção de água foram iguais a 10, 15, 20 e 25%.

Neste trabalho as metodologias de análise da taxa de liberação de calor proveniente de autoignição para detecção de detonação e do estudo da variação do avanço de ignição são análogas às aquelas apresentadas por (BERNI, BREDÁ, *et al.*, 2015). Porém, é mostrada uma análise dessa taxa aliada ao estudo da variável de tolerância à detonação (KT) para ilustração desse fenômeno na geometria do cilindro e localização dos pontos críticos nos quais a resistência à detonação é menor.

Como apresenta (BOŽIĆ, VUČETIĆ, *et al.*, 2018), o principal fator que influencia a tendência à detonação é o perfil de temperatura dos gases não-queimados ao longo da combustão, portanto foram feitas comparações das simulações associando-se valores de KT à temperatura de gases não-queimados.

A maioria dos trabalhos numéricos referentes à detonação ou injeção de água são realizados utilizando-se simulações unidimensionais, porém este estudo é tridimensional e permite uma comparação de diversos parâmetros em toda a geometria do motor e ao longo do ciclo completo de seu funcionamento.

3. METODOLOGIA

Nesta seção será descrita a metodologia para validação da simulação de referência com a ocorrência de detonação intensa e sua posterior utilização para estudo da detonação, injeção de água e alteração da razão de compressão. Além disso, será feito um estudo do avanço de ignição para que as estratégias finais estudadas possam ser analisadas no limite de detonação inferior e os parâmetros globais e de desempenho possam ser comparados. Um esquema das simulações realizadas está ilustrado na Figura 16.

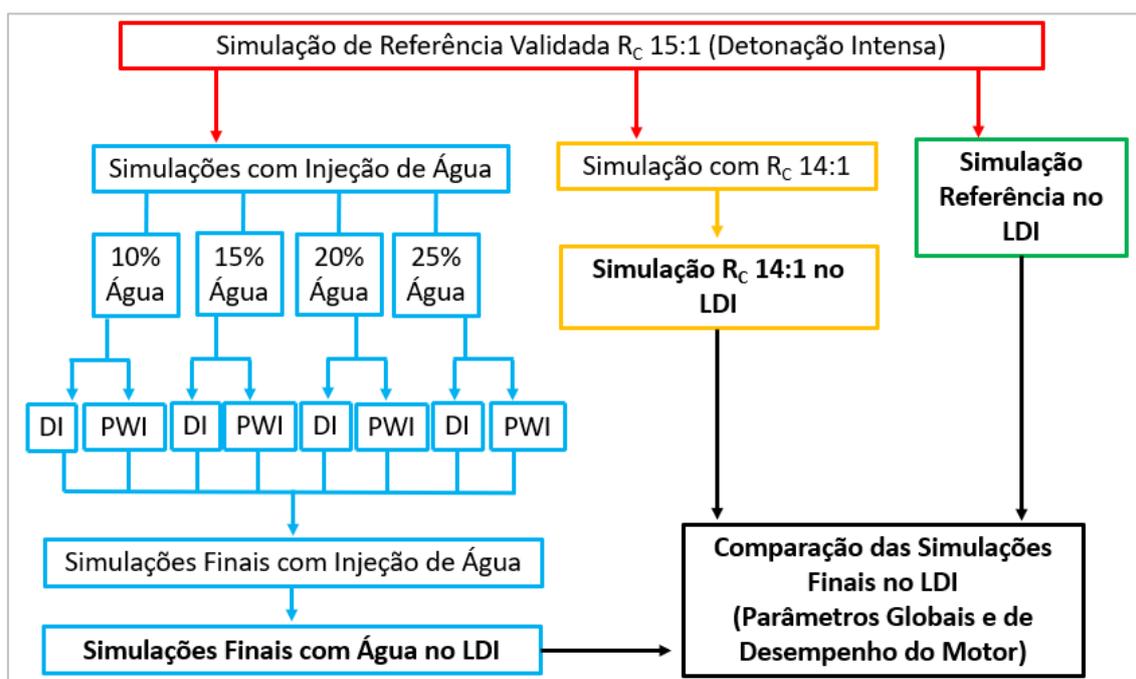


Figura 16 - Esquema das simulações realizadas para estudo da detonação, injeção de água e desempenho do motor

3.1 Motor Estudado e Condição de Operação para a Análise da Detonação

O motor estudado é aspirado, possui três cilindros, sendo quatro válvulas para cada um deles, R_c 15:1, e a injeção de combustível é do tipo indireta.

Os ensaios para obtenção de dados experimentais para este trabalho foram realizados no Centro de Tecnologia da Mobilidade da UFMG (CTM-UFMG) pela equipe experimental que trabalha na instrumentação e análise dos motores.

A condição de operação do motor é apresentada na Tabela 3 e a carga e rotação utilizadas foram escolhidas por essa ser uma condição representativa do mapa de operação do motor. Nessa condição foi detectada experimentalmente a ocorrência de detonação intensa por meio de sensores de ruído, o que permite um estudo numérico da mitigação dessa detonação por meio da injeção de água ou alteração da razão volumétrica de compressão. Além disso, a detonação nessa condição ocorre antes do MBT, o que faz com que o estudo da mitigação da detonação nesse ponto seja importante.

Tabela 3 – Condições de operação experimentais para 6bar@2000rpm LIVC 45° com detonação intensa

IMEP [bar]	6,0
Lambda [-]	1,00
Rotação [rpm]	2000
Razão Volumétrica de Compressão	15:1
Combustível Utilizado	E27
Temperatura Admissão [K]	313,6
Temperatura Exaustão [K]	830,9
Avanço de Ignição (APMS) [°]	28,0
Abertura da Admissão (DPMS) [°]	18,9 – 0.1mm lift
Fechamento da Admissão (DPMI) [°]	61,0 – 0.1mm lift
Abertura da Exaustão (APMI) [°]	40,1 – 0.1mm lift
Fechamento da Exaustão (APMS) [°]	12,8 – 0.1mm lift

Para a condição estudada, a estratégia de VVT utilizada é de fechamento atrasado da válvula de admissão em 45° (LIVC 45°). A Figura 17 apresenta o diagrama de válvulas para o motor de estudo, sendo que a condição *baseline* apresenta cruzamento de válvulas, resultando em recirculação de gases de exaustão.

Para que a análise da detonação fosse em uma condição mais crítica, uma vez que o EGR reduz a tendência à detonação, optou-se por estudar a condição LIVC 45°, já que a mesma não apresenta cruzamento de válvulas e, conseqüentemente, não apresenta EGR. A Tabela 3 inclusive indica que as válvulas de admissão abrem aproximadamente 6° após

o fechamento da exaustão. A Figura 17 mostra a estratégia de VVT utilizada e os ângulos de 0° , 360° e 720° representam o PMS, com a combustão ocorrendo em 720° .

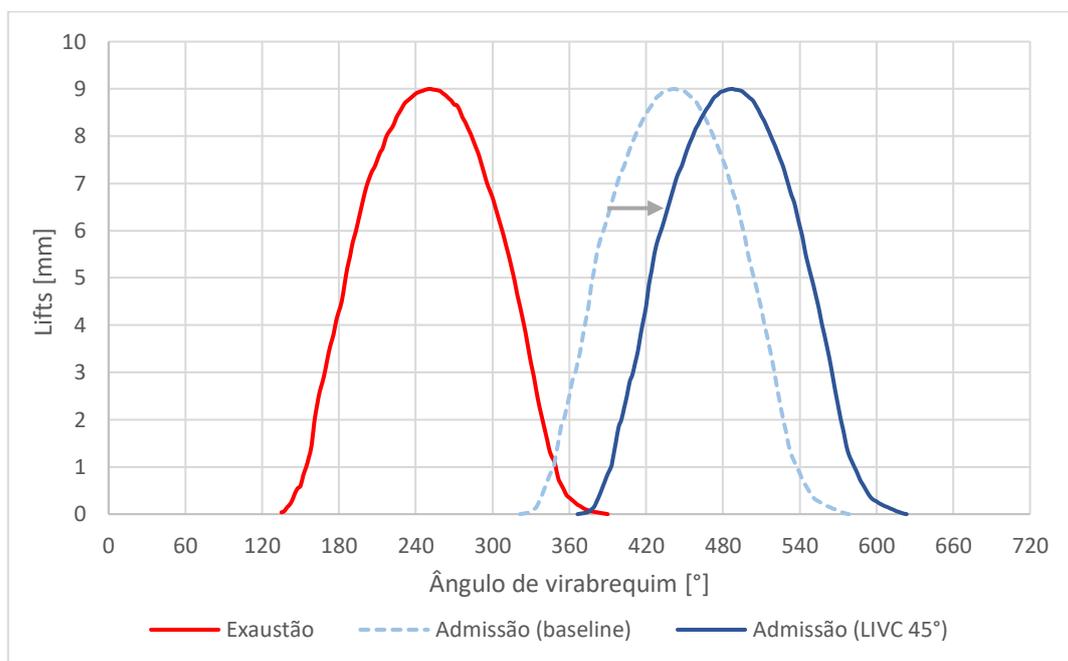


Figura 17 – Diagrama de válvulas para o motor estudado com a condição baseline e LIVC 45°

3.2 Metodologia Numérica

3.2.1 Modelo Computacional da Geometria do Motor

Obteve-se a geometria parcial do motor três cilindros utilizado por meio de arquivos CAD, do inglês *Computer Aided Design*.

Nas simulações numéricas apenas um dos cilindros do motor é reproduzido para reduzir os esforços computacionais, sendo esse equivalente ao cilindro instrumentado para as medições experimentais que fornecem condições de contorno.

Os coletores de admissão e exaustão são reproduzidos numericamente até o local no qual são feitas medições experimentais que determinam as condições de contorno para pressão e temperatura, então a geometria CAD é reduzida e delimitada por essas fronteiras para que apenas a região que será analisada numericamente seja obtida.

Neste trabalho, a geometria do coletor de admissão, cilindro, pistão, câmara de combustão, válvulas e pórticos de exaustão e admissão foram disponibilizadas pela Robert Bosch. Como não foram fornecidas as geometrias dos assentos e guias das válvulas, utilizou-se o modelo CAD do motor monocilindro AVL 5496 do CTM-UFGM como referência para construção das mesmas.

Dessa maneira, a partir da geometria é extraído o volume interno do motor, já que se deseja simular numericamente a parte interna do modelo da geometria CAD, pois essa é equivalente à região na qual há escoamento de fluido. A Figura 18 e a Figura 19 mostram a geometria obtida para o motor estudado, sendo que os coletores de exaustão e admissão ainda não estão acoplados à ela.

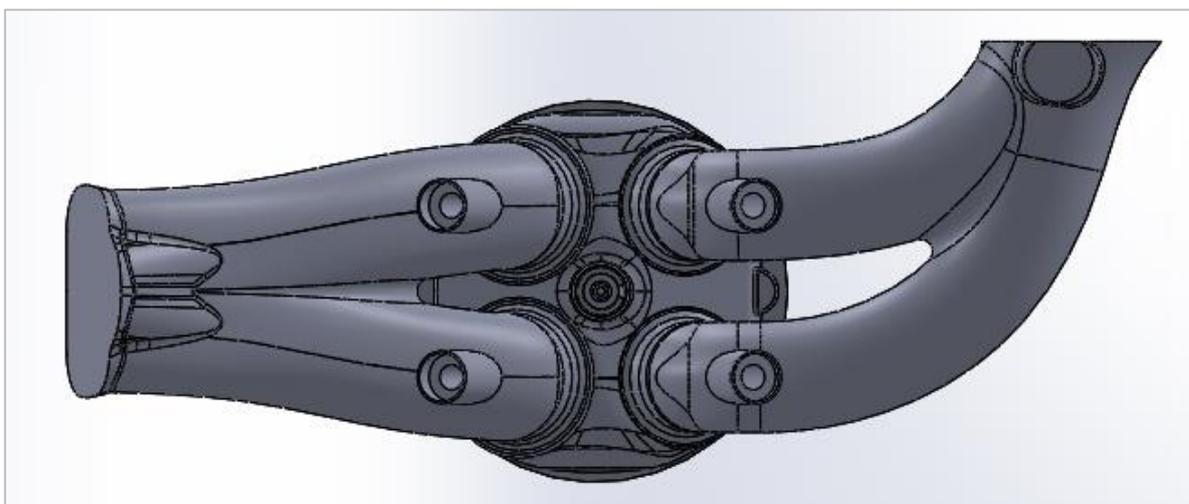


Figura 18 - Geometria do motor sem os coletores de admissão e exaustão (vista superior)

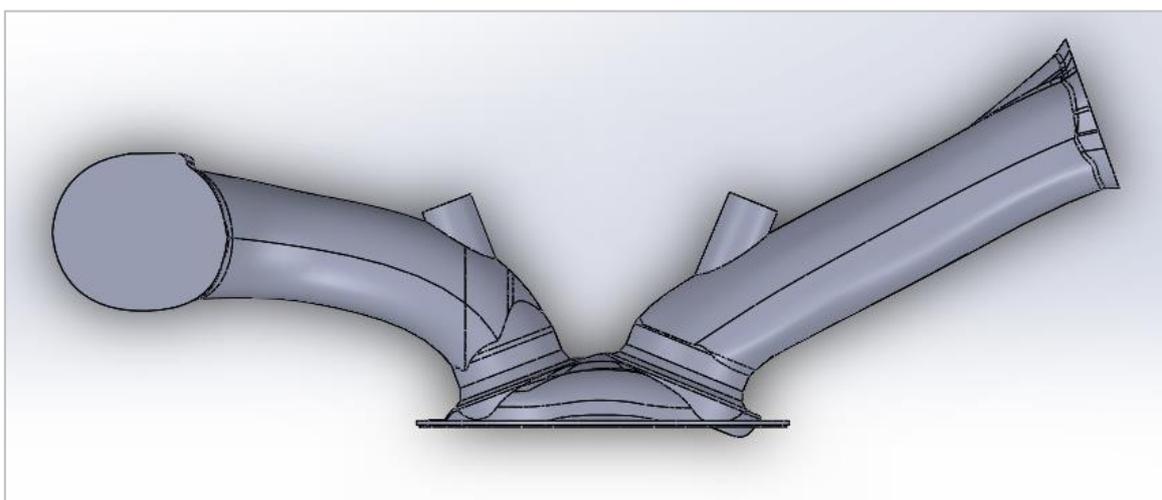


Figura 19 - Geometria do motor sem os coletores de admissão e exaustão (vista lateral)

Em relação aos coletores, foi obtida apenas a geometria CAD do coletor de admissão, porém foram necessárias algumas modificações e simplificações dessa geometria para posterior extração do volume interno desse coletor de admissão e acoplamento do mesmo à geometria do motor. O resultado final dessas etapas de modificações da geometria do coletor de admissão está ilustrado na Figura 20.

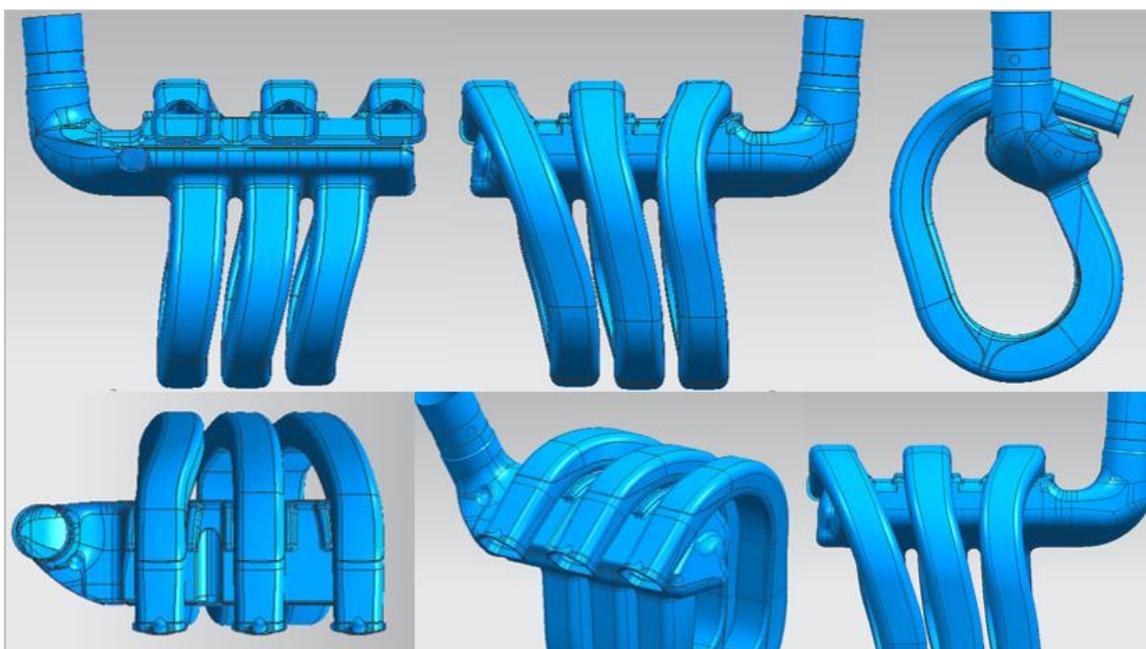


Figura 20 - Geometria do coletor de admissão após a adição de faces para correção de falhas

Finalmente, esse volume interno apresentado na Figura 20 é reduzido para que compreenda a região do pÓrtico até a região do coletor na qual são feitas as medições experimentais que fornecem condições de contorno para as simulações.

Em relação ao coletor de exaustão, para o qual não se obteve a geometria CAD, foi necessário fazer um molde de sua parte interna a partir do cabeçote sobressalente que havia no CTM-UFGM para posterior construção dessa geometria computacionalmente. Para isso, utilizou-se uma mistura de silicone azul e silicone branco, como mostrado na Figura 21. Além disso, para que o líquido não preenchesse todo o volume dos pÓrticos, para os quais já havia a geometria CAD, eles foram parcialmente preenchidos com

pequenas esferas hidratadas de poliacrilamida, as quais também facilitam a retirada do molde.

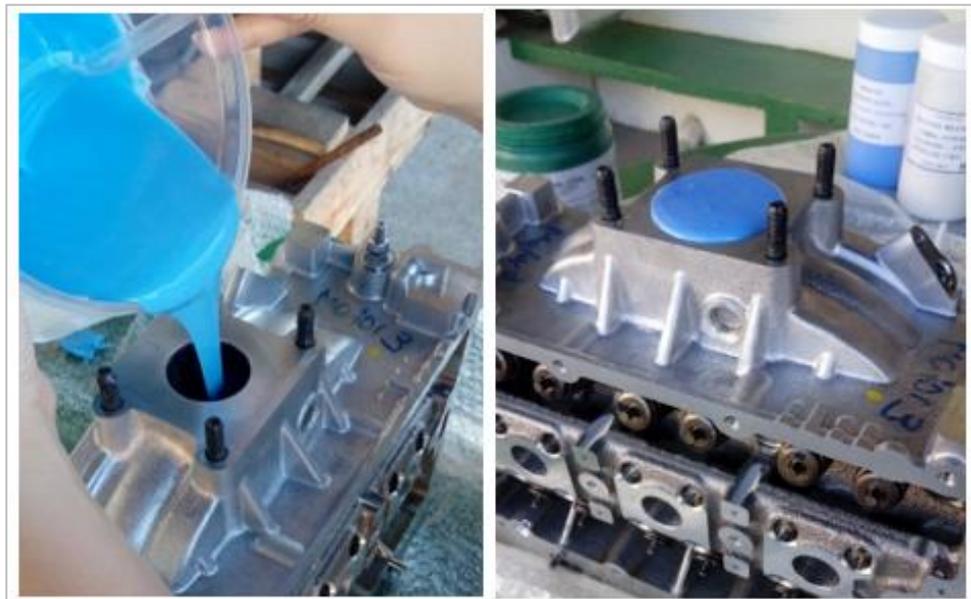


Figura 21 - Preenchimento do coletor de exaustão com uma mistura de silicone branco e azul para permitir a construção de sua geometria CAD

A partir dos procedimentos para preenchimento do coletor de exaustão, foi obtido o molde de sua geometria interna completa, a qual está ilustrada na Figura 22.



Figura 22 - Molde de silicone obtido para a geometria interna do coletor de exaustão

Portanto, a partir do molde do coletor de exaustão, medições foram realizadas no mesmo. Dessa forma, foi possível construir o modelo CAD para a parte da geometria interna desse coletor que engloba o cilindro de interesse do pórtrico até o ponto do coletor no qual são feitas as medições experimentais, como mostrado na Figura 23.

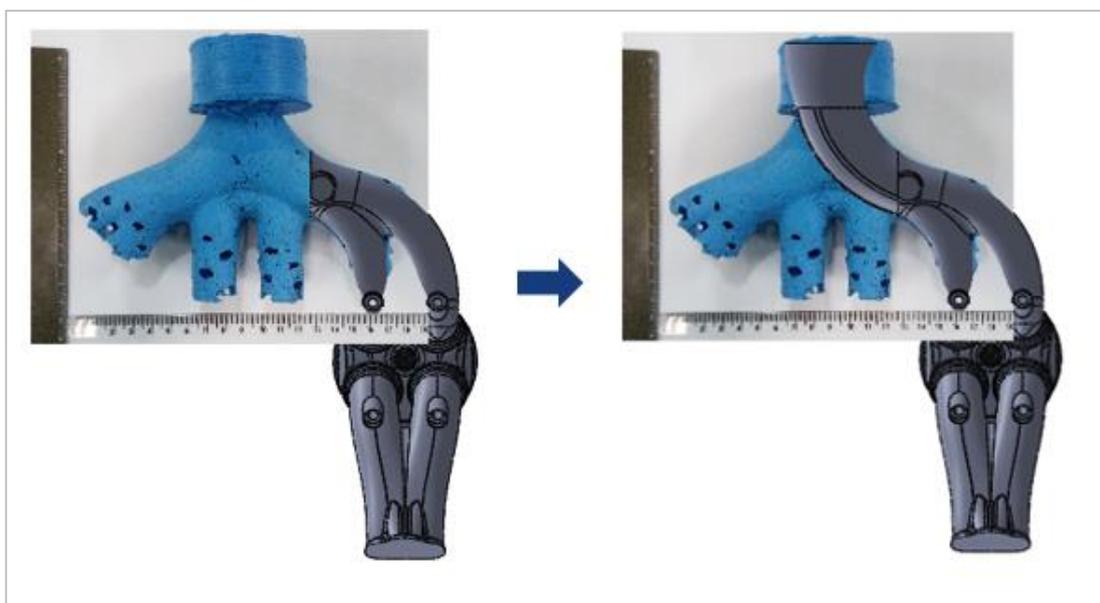


Figura 23 - Construção da geometria CAD para o coletor de exaustão no cilindro de referência que é reproduzido nas simulações numéricas

Com a obtenção da geometria do coletor de exaustão, pode-se então acoplar também o coletor de admissão, obtendo-se a geometria interna completa do motor necessária para as simulações numéricas, a qual está ilustrada na Figura 24.

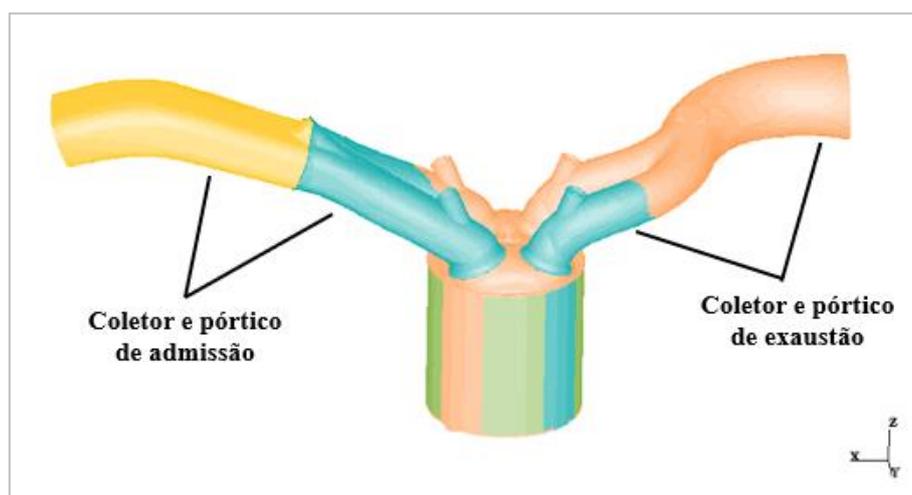


Figura 24 - Geometria CAD completa da parte interna do motor e coletores de admissão e exaustão até locais nos quais são feitas medições experimentais

3.2.2 Geração de Malhas

Para geração da malha superficial do motor e das malhas volumétricas dos coletores de admissão e exaustão, utilizou-se o programa STAR-CCM+, já que essas malhas são fixas. Contudo, a malha volumétrica do cilindro, pórticos de admissão e exaustão, câmara de combustão e válvulas é feita no STAR-CD/es-ice, uma vez que o programa é específico para motores de combustão interna e gera malhas móveis, sendo então capaz de reproduzir a movimentação das válvulas e do pistão ao longo dos ciclos do motor. A Figura 25 ilustra uma malha completa obtida com o acoplamento dos coletores de admissão e exaustão.



Figura 25 - Malha da parte interna do motor e coletores de admissão e exaustão

3.2.3 Teste de Sensibilidade de Malhas

O critério de refinamento de malha adotado neste trabalho é fundamentado no parâmetro denominado comprimento característico, h_i , sendo que 'i' é referente ao número denominado para cada malha gerada. Esse comprimento pode ser calculado para uma área ou para um volume e neste trabalho o objetivo é manter o comprimento característico equivalente para a área (*template 2D* da malha) e para o volume (*template 3D* da malha) da determinada malha gerada.

No caso do *template* 2D, a área característica e o comprimento característico são calculados a partir Equações 39 e 40, respectivamente.

$$\text{Área característica} = \frac{\text{Área}}{\text{Número de faces}} \quad 39$$

$$\text{Comprimento característico} = h_i = \sqrt{\text{Área característica}} \quad 40$$

Já no caso da malha tridimensional, o volume característico e o comprimento característico são dados, respectivamente, pelas Equações 41 e 42.

$$\text{Volume característico} = \frac{\text{Volume}}{\text{Número de células}} \quad 41$$

$$\text{Comprimento característico} = h_i = \sqrt[3]{\text{Volume característico}} \quad 42$$

Optou-se por testar a sensibilidade de três malhas, de maneira que a primeira malha gerada foi a mais grosseira, com comprimento característico igual a 1,15. Posteriormente, a segunda malha foi elaborada com uma redução de 10% em relação ao comprimento característico da primeira e, analogamente, para a terceira malha reduziu-se o comprimento característico da segunda em 10%.

Portanto, como a malha mais grosseira e inicial possuía comprimento característico de 1,15, as malhas subsequentes foram refinadas de forma a se obter os comprimentos característicos de aproximadamente 1,05 e 0,95, tanto em relação à área quanto em relação ao volume.

O *template* 2D das malhas com comprimento característico de aproximadamente 1,15, 1,05 e 0,95 estão ilustrados na Figura 26, Figura 27 e Figura 28, respectivamente.

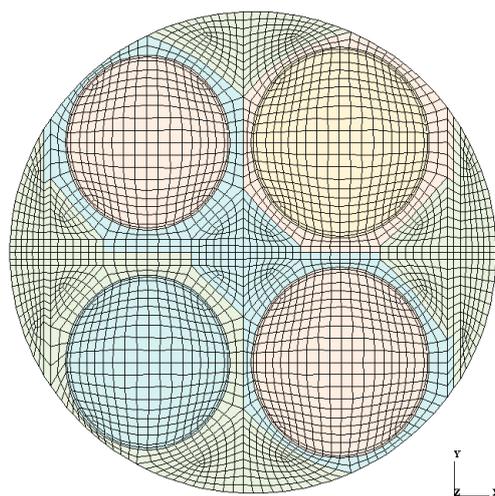


Figura 26 - *Template* 2D da Malha 1 com comprimento característico igual a 1,15

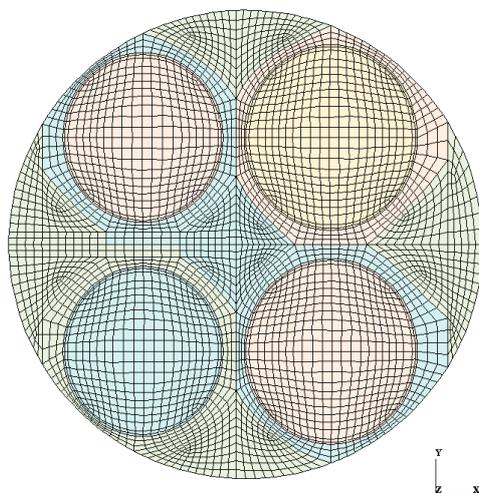


Figura 27 - *Template* 2D da Malha 2 com comprimento característico igual a 1,05

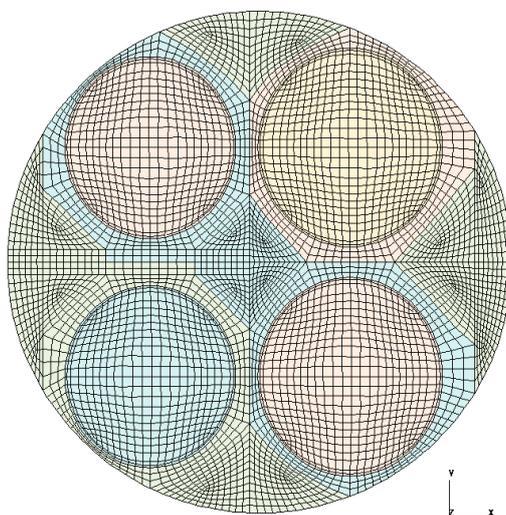


Figura 28 - *Template* 2D da Malha 3 com comprimento característico igual a 0,95

Após a criação do *template* 2D, os parâmetros de malha são ajustados e o *template* tridimensional das malhas é criado. A partir da malha 3D, realiza-se uma análise e um subsequente ajuste, caso necessário, do comprimento característico dos volumes de cada uma das partes da geometria estudadas, sendo elas o cilindro, pórticos e a geometria completa com o pistão no ponto morto inferior. Dessa maneira, faz-se com que o comprimento característico do volume seja uniforme e mantido em torno do valor de referência da determinada malha estudada.

A Tabela 4 apresenta os comprimentos característicos em relação aos volumes analisados individualmente para cada uma das malhas geradas. Já na Figura 29 é ilustrada uma malha tridimensional com o pistão no ponto morto inferior. Vale ressaltar que esse estudo é realizado para a malha móvel gerada no programa STAR-CD/es-ice, já que as malhas dos coletores de admissão e exaustão são fixas, de fácil alteração do comprimento base e adicionadas após a geração da malha móvel de acordo com o comprimento característico adotado ao fim do teste de sensibilidade de malha.

Tabela 4 - Dados de número de células e comprimentos característicos das malhas utilizadas no teste de sensibilidade de malha

Variável	Malha 1 ($h_1=1,15$)	Malha 2 ($h_2=1,05$)	Malha 3 ($h_3= 0,95$)
Número de Células do Pórtico de Admissão [-]	61041	76611	111240
Comprimento Característico no Pórtico de Admissão [mm]	1,150	1,069	0,943
Número de Células no Pórtico de Exaustão [-]	54177	71137	99539
Comprimento Característico Pórtico de Exaustão [mm]	1,165	1,064	0,951
Número de Células no Cilindro (com pistão no ponto morto superior) [-]	31693	42467	61081
Comprimento Característico do Cilindro (com pistão no ponto morto superior) [mm]	1,140	1,035	0,901
Número Total de Células (com pistão no ponto morto inferior) [-]	398685	506661	684452
Comprimento Característico Final (com pistão no ponto morto inferior) [mm]	1,126	1,038	0,936

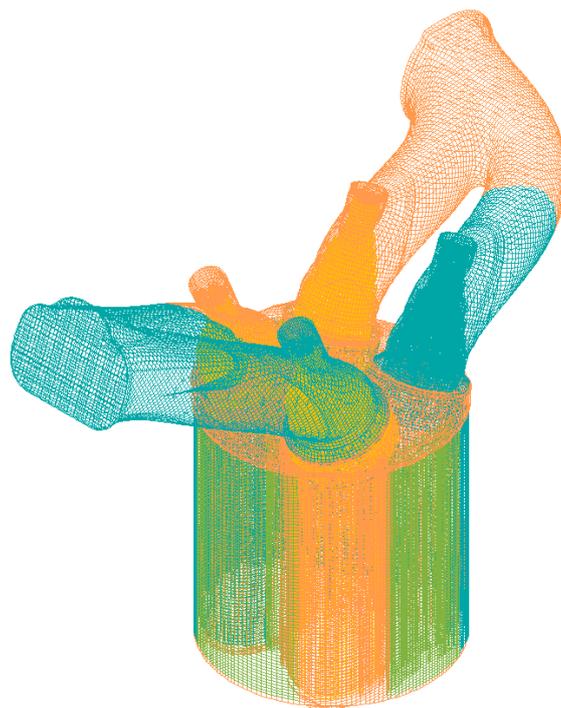


Figura 29 - *Template* 3D da Malha 3 com o pistão no ponto morto inferior

Para os critérios do teste de sensibilidade de malha, diferentes variáveis representativas dos fenômenos modelados numericamente podem ser utilizadas para uma comparação entre os resultados das malhas estudadas. A análise dessas variáveis é realizada no terceiro ciclo simulado para que os resultados das simulações numéricas já apresentem convergência.

Neste trabalho foram estabelecidos como critérios de convergência do teste de sensibilidade de malha: pressão média no cilindro, fração queimada do combustível, temperatura média no cilindro, massa admitida no cilindro e velocidade RMS média no cilindro.

Todos os parâmetros analisados nesse teste foram comparados ponto a ponto, variando-se de 1 em 1 grau o ângulo de virabrequim. Após a análise da diferença percentual ponto a ponto para cada comparação de variáveis entre duas malhas, definiu-se que pelo menos 80% desses pares de pontos comparados para cada variável analisada deveriam apresentar uma diferença percentual menor que 5% para que fosse considerado que os resultados não são sensíveis ao refinamento de malha realizado. Além disso, foi

estabelecido que para cada variável analisada pelo menos 95% desses pares de pontos deveriam apresentar uma diferença percentual menor que 10%.

As condições iniciais e de contorno para temperatura na admissão, exaustão e cilindro das simulações numéricas utilizadas nos testes de sensibilidade de malha foram obtidas pela equipe de ensaios experimentais do CTM-UFGM e as principais condições utilizadas numericamente estão indicadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Condições de contorno utilizadas para o teste de sensibilidade de malha

IMEP [bar]	4,0
Lambda [-]	1,00
Rotação [rpm]	2500
Razão Volumétrica de Compressão	15:1
Combustível Utilizado	E22
Temperatura Admissão [K]	305
Temperatura Exaustão [K]	840
Temperatura Cabeçote [K]	473
Temperatura Parede Cilindro [K]	423
Temperatura do Pistão [K]	473
Avanço de Ignição [°]	19,5
Abertura da Admissão (APMS)	4,0° – 0.1mm lift
Fechamento da Admissão (DPMI)	44,0° – 0.1mm lift
Abertura da Exaustão (APMI) [°]	40,1 – 0.1mm lift
Fechamento da Exaustão (APMS) [°]	12,8 – 0.1mm lift

Neste trabalho não foi realizado um teste de sensibilidade de malha relativo ao passo de tempo utilizado nas simulações, pois esse estudo já foi concluído em trabalhos do CTM-UFGM, como (SEIXAS, 2017), que indicaram os mesmos valores ideais a serem utilizados para simulações de motores de combustão interna. Portanto, esses foram os valores adotados para todas as simulações realizadas neste trabalho, os quais estão indicados na Tabela 6.

Tabela 6 - Valores de passo de tempo utilizados nas simulações numéricas

Passo de tempo base ao longo do ciclo	$0,833 \times 10^{-6}$ s
Passo de tempo durante abertura e fechamento de válvulas	$0,208 \times 10^{-6}$ s
Passo de tempo durante injeção	$0,417 \times 10^{-6}$ s

3.2.4 Validação das Simulações Numéricas com Dados Experimentais

Para a validação da simulação de referência, na qual ocorre detonação intensa, são comparadas as curvas numéricas e experimentais de pressão e temperatura no cilindro, assim como a pressão média efetiva indicada (IMEP, do inglês *indicated mean effective pressure*). Ressalta-se que as análises numéricas foram feitas para o terceiro ciclo simulado para que os resultados obtidos apresentassem convergência.

Determinou-se que, para a simulação ser considerada validada, a diferença entre os valores numéricos e experimentais máximos de pressão e temperatura no cilindro, assim como entre os valores de IMEP, deveria ser inferior a 10%.

As curvas da taxa de liberação de calor e da fração de massa queimada também foram comparadas, mas não representam um parâmetro adequado como critério de avaliação da validação por serem calculados pelos ensaios experimentais a partir de modelos matemáticos do programa de aquisição de dados, então não são obtidos por medições diretas.

3.2.5 Condições de Contorno Utilizadas nas Simulações

Para o estudo da mitigação da detonação, a condição de operação do motor adotada para as simulações numéricas é a mesma apresentada na Tabela 3 e os parâmetros principais reproduzidos numericamente estão descritos na Tabela 7. As temperaturas utilizadas para o cabeçote, parede do cilindro e pistão não são medidas

experimentalmente, portanto foram utilizados valores recomendados no programa STAR-CD (CD-ADAPCO, 2013).

Os dados de condições de contorno para pressão e temperatura no cilindro, tal como de pressões na admissão e exaustão, foram obtidos pelos ensaios experimentais e utilizados em todas as simulações deste trabalho. Esses dados estão apresentados no Anexo A.

Tabela 7 - Condições de operação utilizadas nas simulações numéricas para 6bar@2000rpm LIVC 45° com detonação intensa

IMEP [bar]	6,0
Lambda [-]	1,00
Rotação [rpm]	2000
Razão Volumétrica de Compressão	15:1
Combustível Utilizado	E27
Temperatura Admissão [K]	313,6
Temperatura Exaustão [K]	830,9
Temperatura Cabeçote [K]	473
Temperatura Parede Cilindro [K]	423
Temperatura do Pistão [K]	473
Avanço de Ignição [°]	28,0
Abertura da Admissão (DPMS) [°]	18,9 – 0.1mm lift
Fechamento da Admissão (DPMI) [°]	61,0 – 0.1mm lift
Abertura da Exaustão (APMI) [°]	40,1 – 0.1mm lift
Fechamento da Exaustão (APMS) [°]	12,8 – 0.1mm lift

Essa simulação de referência, ao ser validada com dados experimentais, possibilita um estudo da mitigação da detonação por meio da injeção de água ou alteração da razão volumétrica de compressão, já que nessa condição é detectada experimentalmente a ocorrência de detonação intensa.

Portanto, reproduziu-se em todas as simulações numéricas realizadas neste trabalho as condições de contorno da Tabela 7, que são da simulação de referência com ocorrência de detonação intensa. Sendo assim, os dados de condição de contorno são sempre os mesmos, adicionando-se apenas a injeção de água de acordo com cada estratégia implementada ou alterando-se a razão volumétrica de compressão.

A injeção de combustível no motor estudado é do tipo PFI, então para todas as simulações cria-se o sistema de coordenadas desse injetor no pórtilo de admissão e posiciona-se cada um dos 6 furos desse injetor em relação ao sistema criado. Além disso, as devidas direções de injeção de cada jato características do injetor são inseridas na simulação em relação à posição de cada furo no sistema de coordenadas criado para o injetor. A Figura 30 ilustra o posicionamento do sistema de coordenadas que representa o injetor de combustível no pórtilo de admissão do motor.

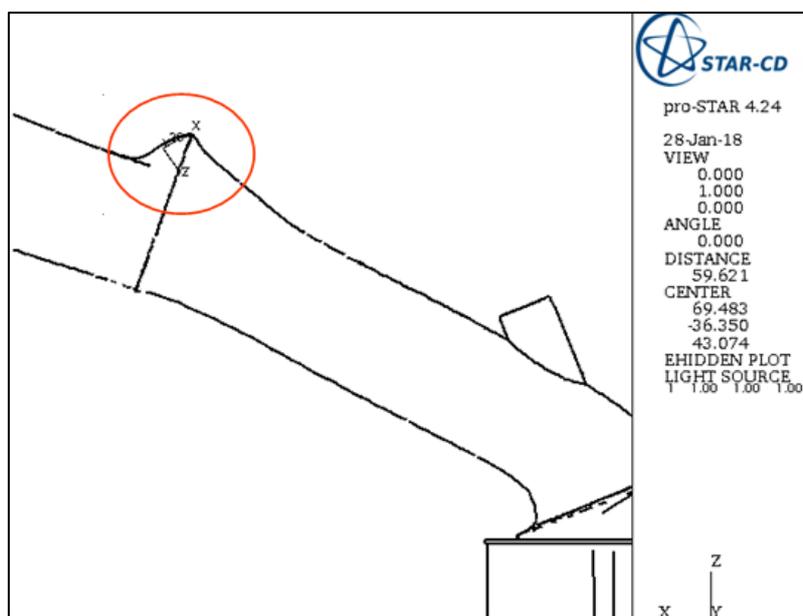


Figura 30 - Posicionamento do sistema de coordenadas do injetor de combustível no pórtilo do motor

A vazão mássica de combustível é determinada por meio dos dados fornecidos pelos ensaios experimentais, visto que eles contêm a duração da injeção em graus e a massa total de combustível injetada em miligramas. Com esses dados, pode-se então calcular a vazão mássica em kg/s por meio da conversão da duração da injeção para segundos, de acordo com a rotação do teste, e posterior divisão da massa total injetada, em kg, pelo tempo de injeção em segundos obtido.

Outros parâmetros característicos da injeção, como diâmetro dos furos do injetor, ângulos interno e externo de cone, temperatura de injeção e ângulos de início e fim da injeção também são reproduzidos na simulação numérica. Utiliza-se um valor máximo de 5 milhões de parcelas para que a representatividade das gotas seja satisfatória.

Neste trabalho optou-se pelo emprego da distribuição Rosin-Rammler para o tamanho de gotas inicial do spray, representando assim o *break-up* primário. As constantes utilizadas foram escolhidas de acordo com testes realizados experimentalmente e numericamente no CTM-UFMG, adotando-se q igual a 3,5 e \bar{D} igual a $3,7 \times 10^{-5}$ m (REIS, ROCHA, *et al.*, 2016).

Para o modelo KHRT, que representa o *break-up* secundário, as constantes utilizadas também são provenientes da literatura, de forma que B_1 e C_3 são iguais a 18 e 2, respectivamente, sendo esse o modelo mais utilizado atualmente para o spray em motores de combustão interna (BEALE e REITZ, 1999).

O modelo de colisão de gotas não foi utilizado, já que esse fenômeno é muito complexo, envolvendo colisão elástica, inelástica e coalescência, e os modelos numéricos disponíveis atualmente ainda não são suficientes para reproduzi-lo adequadamente. Além disso, esse modelo aumenta a dependência dos resultados em relação à malha escolhida e pode modificar o formato do spray (ROCHA, 2015), trazendo desvantagens para as simulações (ROCHA, REIS, *et al.*, 2016).

Além de envolver modelos de dispersão turbulenta, evaporação e efeitos da gravidade, a representação numérica do spray também inclui transferência de massa, calor e momentum. Para simplificação do modelo, considerou-se que ao entrar em contato com as paredes dos pórticos, cilindro ou pistão a água era evaporada. Como o combustível utilizado é o E27, são também computadas no programa as frações mássicas de gasolina e etanol desse combustível para cálculo de todas as propriedades.

3.2.6 Análise e Detecção da Detonação nas Simulações

Neste trabalho a detecção da detonação nas simulações é feita por meio de dois métodos. O primeiro deles é a análise da curva de taxa de liberação de calor proveniente apenas de autoignição. Quando ocorre detonação, observa-se durante a combustão um

pico na taxa de liberação de calor de autoignição, o qual apresenta magnitude comparável à da centelha (BERNI, BREDÁ, *et al.*, 2015). Sendo assim, quanto mais próximo o valor correspondente ao pico que ocorre devido à detonação for do valor referente à centelha, maior é a intensidade da detonação detectada.

Como a ocorrência de detonação é verificada por esse pico na taxa de liberação de calor proveniente de autoignição e esse valor máximo varia de acordo com a intensidade da detonação, é necessário definir a partir de que qual valor obtido há a ocorrência de detonação. Determinou-se que quando houver taxa de liberação de calor de autoignição durante a combustão e os valores atingidos por essa variável forem tão baixos que não são visíveis no gráfico quando representados com a centelha, conclui-se que a magnitude dos dois picos não é comparável e, portanto, não ocorre detonação.

Já o segundo método de detecção da ocorrência de detonação é a avaliação da variável de tolerância à detonação (KT), a qual mostra na geometria as células nas quais os valores dessa variável são mais próximos de zero ou até mesmo negativos e, conseqüentemente, apresentam maior tendência à detonação. Como explicado no item 2.5.5, sobre o modelo numérico de detonação, a comparação entre a fração mássica Y_{IG} e a fração mássica Y_{TF} define essa variável KT e quando esse valor é negativo em uma célula há ocorrência de autoignição, podendo então resultar em detonação.

Neste trabalho a tolerância à detonação é analisada ao longo do tempo e por toda a extensão do volume do cilindro e da câmara de combustão. A partir dessa análise, determina-se os instantes nos quais a tolerância à detonação é menor para que os efeitos da injeção de água sejam observados nos instantes mais críticos do ciclo, que geralmente se encontram entre 20 e 30° DPMS. Além disso, para que as simulações realizadas possam ser comparadas por meio de imagens da geometria nesses instantes, inclui-se as vistas dessa geometria que sejam mais adequadas para facilitar o estudo e a visualização do parâmetro KT nos instantes de interesse.

Como analisa-se o ciclo completo do motor após convergência dos resultados nas simulações, esse ciclo é representativo para os ciclos que ocorrem no motor. Portanto, se não ocorre detonação na simulação, para a maioria dos ciclos do motor na condição estudada a detonação também não ocorre e vice-versa.

Dessa maneira, para simulações numéricas com alterações no avanço de ignição, ao partir de uma condição sem detonação e aumentar esse avanço de ignição, o avanço máximo que não resulta em detonação será determinado como aquele que proporciona a condição de limite de detonação inferior (LDI).

É feito um processamento dos dados em cada célula para determinados ângulos de virabrequim de alta tendência à detonação, podendo-se então associar os valores de KT e da temperatura de gases não-queimados para cada célula. Com isso, é construído um gráfico que relaciona os valores de tolerância à detonação e a temperatura de gases não-queimados.

Além disso, pode-se associar em um mesmo gráfico os valores de KT , temperatura de gases não-queimados e a variável de progresso da combustão, c , definida na seção 2.5.3. Essa variável de progresso pode representar a distância de cada célula da frente de chama, de forma que quanto mais próximo o valor dessa variável c estiver de 1, mais próxima estará a célula analisada da frente de chama. Sendo assim, pode-se associar os valores de tolerância à detonação graficamente com sua localização em relação à frente de chama e a temperatura de gases não-queimados.

3.2.7 Estratégias de Injeção de Água Adotadas

Foi feito um estudo da injeção de água utilizando-se injeção PWI, assim como é feita a injeção de combustível no motor analisado, e a injeção de água DI, que é realizada diretamente no cilindro.

A Figura 31 e a Figura 32 ilustram o posicionamento dos injetores em cada um dos casos, sendo eles com injeção direta e indireta de água.

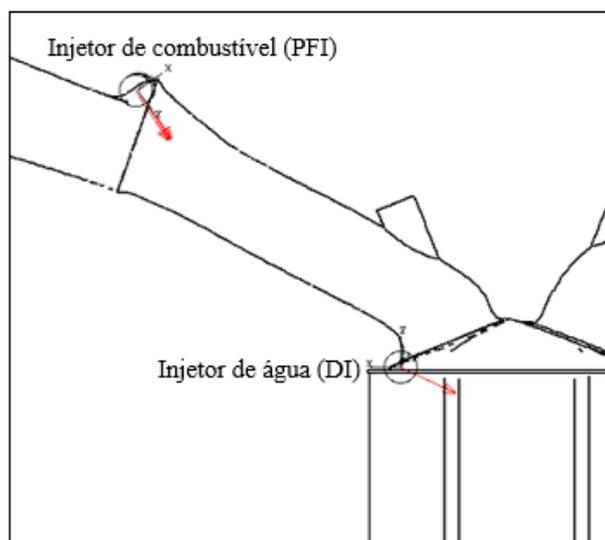


Figura 31 - Ilustração das posições dos injetores de água e combustível para a injeção direta de água

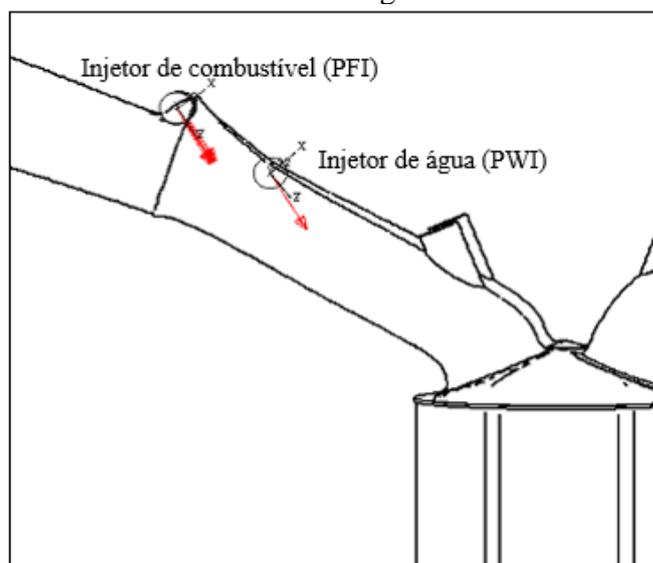


Figura 32 - Ilustração das posições dos injetores de água e combustível para a injeção indireta de água

O injetor de injeção direta de água foi posicionado dentro do cilindro logo abaixo do pórtilo de admissão e com o direcionamento do spray de água similar ao do escoamento do spray de combustível e gases de admissão nessa região a fim de diminuir o possível impacto negativo que a injeção de água poderia ter na estrutura primária do escoamento no cilindro.

Para a escolha do momento da injeção direta de água, analisou-se o instante depois do início da injeção de combustível e após o fechamento da válvula de exaustão que fornecesse tempo suficiente para evaporação da água no cilindro. Ao mesmo tempo,

considerou-se importante que a injeção se iniciasse em um instante no qual o pistão estivesse em movimento de descida durante a admissão e em determinada posição que a água injetada não o atingisse. Portanto, após essas análises, concluiu-se que o instante mais adequado para início da injeção de água era aos 50° DPMS, durante a admissão.

No caso da injeção do tipo indireta, o injetor de água foi posicionado no pórtilo de admissão mais próximo das válvulas que o injetor de combustível, como ilustrado na Figura 32. O início da injeção de água indireta foi determinado de forma que, iniciando-a um pouco antes da injeção de combustível, não houvesse influência negativa da água na formação do spray de combustível. Sendo assim, foi determinado que para a injeção indireta de água o início da mesma seria 5° antes da injeção de combustível.

Além de estudar o efeito do tipo de injeção de água, analisou-se o efeito da quantidade de água injetada na mitigação da detonação para a condição referência simulada, a qual resulta em detonação intensa sem injeção de água.

Para isso, inicialmente verificou-se que um estudo da literatura concluiu que a injeção de uma fração mássica de água correspondente a 15% da massa injetada de combustível forneceu a melhor performance do motor com injeção direta de gasolina (MINGRUI, SA, *et al.*, 2017). Portanto, foram adotadas neste estudo as frações mássicas de água injetada diretamente e indiretamente correspondentes a aproximadamente 10%, 15%, 20% e 25% em relação à massa do combustível total injetado na condição de referência.

A partir dos resultados relativos à injeção direta ou indireta de água, é possível verificar a efetividade da injeção de água para mitigação da detonação conforme a metodologia adotada e descrita no item 3.2.6 para essa análise.

Além disso, é possível avaliar o tipo de injeção e a quantidade de água a ser injetada mais adequados para o motor analisado com base na simulação de referência utilizada neste estudo, de forma que as estratégias mais promissoras sejam sujeitas a uma subsequente recuperação do avanço de ignição para estudo dos parâmetros de desempenho.

Essa alteração no avanço de ignição pode ser realizada de forma que se atinja a condição limite de detonação inferior para todas as simulações que serão comparadas. Dessa maneira, os parâmetros de desempenho do motor podem ser analisados para

verificar possíveis vantagens obtidas com a injeção de água aliada a essa recuperação do avanço de ignição até atingir o LDI.

As características de diâmetro do orifício do injetor de combustível e sua vazão mássica foram reproduzidas também para o injetor de água utilizado neste trabalho, já que essa é uma extrapolação numérica e não se dispunha de dados detalhados de um injetor de água que pudesse ser utilizado nesse motor e então reproduzido numericamente.

A Tabela 8 e a Tabela 9 mostram as condições de contorno utilizadas para a injeção de combustível, que se mantiveram as mesmas em todas as simulações, além das condições para a injeção de água de acordo com cada estratégia implementada.

Tabela 8 - Condições de contorno para a injeção do combustível E27 e a injeção direta de água

Parâmetros	Injeção de Combustível E27 (PFI)	Injeção Direta de Água			
		10% de Água	15% de Água	20% de Água	25% de Água
Vazão mássica [kg/s]	0,00308696	0,00308696	0,00308696	0,00308696	0,00308696
Início da Injeção [°]	286,8	-310	-310	-310	-310
Duração da Injeção [°]	55,20	5,52	8,28	11,04	13,80
Temperatura de Injeção [K]	301	301	301	301	301

Tabela 9 - Condições de contorno para a injeção do combustível E27 e a injeção indireta de água

Parâmetros	Injeção de Combustível E27 (PFI)	Injeção Indireta de Água			
		10% de Água	15% de Água	20% de Água	25% de Água
Vazão mássica [kg/s]	0,00308696	0,00308696	0,00308696	0,00308696	0,00308696
Início da Injeção [°]	286,8	281,8	281,8	281,8	281,8
Duração da Injeção [°]	55,20	5,52	8,28	11,04	13,80
Temperatura de Injeção [K]	301	301	301	301	301

3.2.8 *Alteração da Razão Volumétrica de Compressão*

A razão volumétrica de compressão foi alterada de 15:1 para 14:1, pois dessa maneira verifica-se se essa diminuição contribui para a mitigação da detonação. Essa modificação foi realizada por meio do posicionamento do pistão, que foi deslocado para baixo aproximadamente 0,42mm.

As condições de contorno utilizadas nesse caso com alteração da R_C são as mesmas da simulação de referência, na qual ocorre detonação intensa, inclusive o avanço de ignição.

3.2.9 *Alteração do Avanço de Ignição nas Simulações*

Nas simulações com injeção de água e alteração da razão volumétrica de compressão, espera-se que haja mitigação da detonação e que possa ser feita a recuperação do avanço de ignição para uma possível melhoria dos parâmetros de desempenho do motor.

A partir das simulações finais com o tipo de injeção e quantidade de água escolhidos como mais adequados para esse estudo, aumenta-se o avanço de ignição de 1 em 1 grau até que seja verificada a ocorrência de detonação novamente, pois assim conclui-se qual é o valor de avanço de ignição limite para o caso estudado. Ao constatar o aparecimento de detonação com o aumento de 1 grau, reduz-se esse incremento para 0,5° para definir o avanço de ignição final e que ele seja aquele que proporciona a condição de limite de detonação inferior.

Analogamente, para a simulação na qual diminuiu-se a razão volumétrica de compressão, faz-se o mesmo estudo da recuperação do avanço de ignição para que seja constatado qual avanço de ignição resulta na condição de LDI.

Como dessa forma pode-se obter as simulações com injeção de água e com redução da razão volumétrica de compressão em condições de limite de detonação inferior, nas quais não ocorre detonação, optou-se por reduzir o avanço de ignição da simulação de referência, na qual ocorre detonação intensa, para verificar o avanço de ignição limite na condição de operação de referência que suprime a detonação e atinge o LDI. Consequentemente, todas as simulações finais podem ser comparadas na condição

limite de detonação inferior. Essa alteração do avanço de ignição na simulação referência é feita com a mesma metodologia descrita anteriormente para as simulações com injeção de água e redução da razão de compressão, porém reduzindo-se o avanço de ignição.

Finalmente, após o estudo da alteração do avanço de ignição, tem-se três diferentes tipos de casos no limite de detonação inferior, sendo eles a condição regular do motor com R_C 15:1, R_C 15:1 com adição da injeção de água e o caso no qual a razão de compressão foi reduzida para R_C 14:1.

Desse modo, é possível verificar como os parâmetros de desempenho do motor variam com a injeção de água e redução de R_C , podendo-se então fazer uma comparação com a simulação de referência na qual houve alteração de avanço de ignição para suprimir a detonação. Esse estudo permite a avaliação das vantagens e desvantagens que a injeção de água e a diminuição da razão volumétrica de compressão podem oferecer na condição de operação do motor estudada neste trabalho.

A variável de progresso da combustão, c , definida na seção 2.5.3, é analisada na comparação da combustão das simulações no limite de detonação inferior, já que a mesma pode representar o desenvolvimento da frente de chama.

4. RESULTADOS E ANÁLISES

4.1 Resultados do Teste de Sensibilidade de Malhas

Os resultados do terceiro ciclo das simulações numéricas para as malhas geradas no teste de sensibilidade foram analisados e comparados para a pressão média dos gases no cilindro, fração de massa queimada do combustível, temperatura média dos gases no cilindro, massa admitida no cilindro e velocidade RMS média dos gases no cilindro.

A Figura 33 mostra a comparação entre as malhas para pressão no cilindro com uma aproximação na região de pressões máximas, que é onde há diferenças mais visíveis entre as malhas estudadas. Em geral, há boa concordância entre as três curvas analisadas ao longo do ciclo.

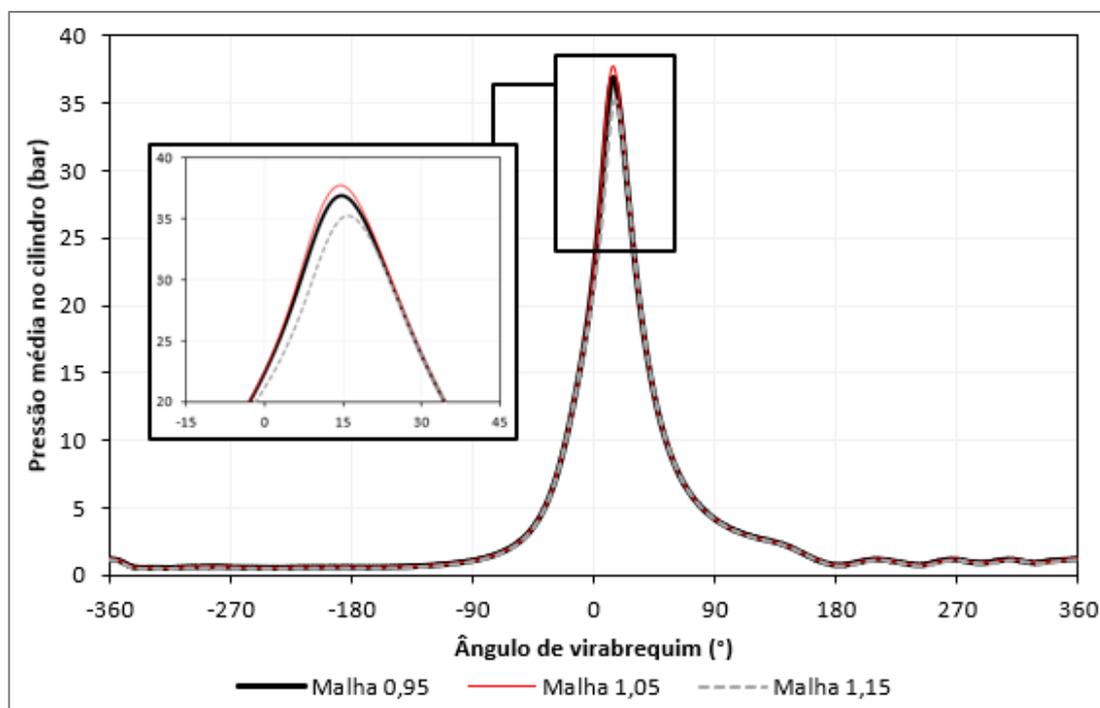


Figura 33 - Pressão média dos gases no cilindro em função do ângulo de virabrequim para as malhas estudadas com aumento na região do pico de pressão para melhor visualização

A Figura 34 e a Figura 35 mostram os gráficos de fração de massa queimada e temperatura média no cilindro, respectivamente, para as três malhas geradas no teste de sensibilidade de malha.

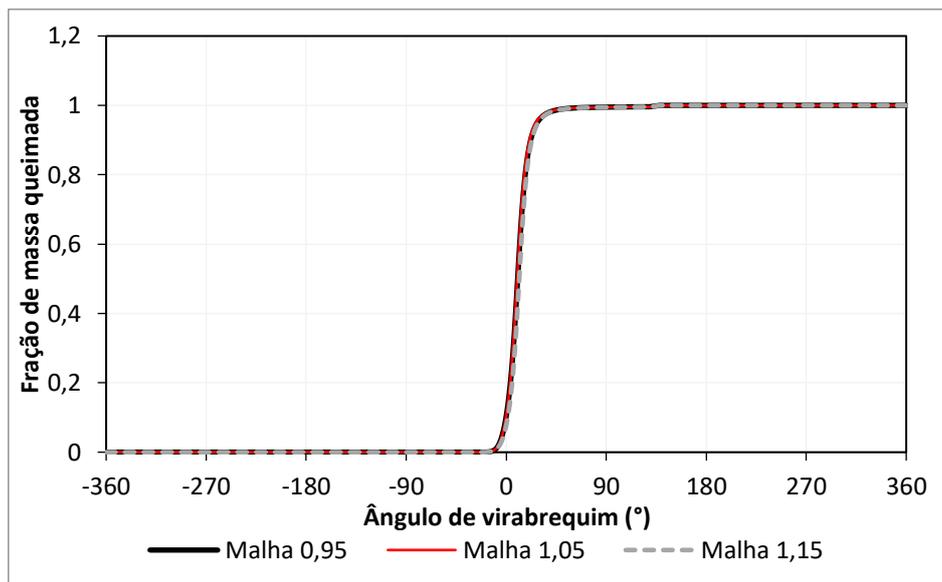


Figura 34 - Fração de massa de combustível queimada em função do ângulo de virabrequim para as malhas estudadas

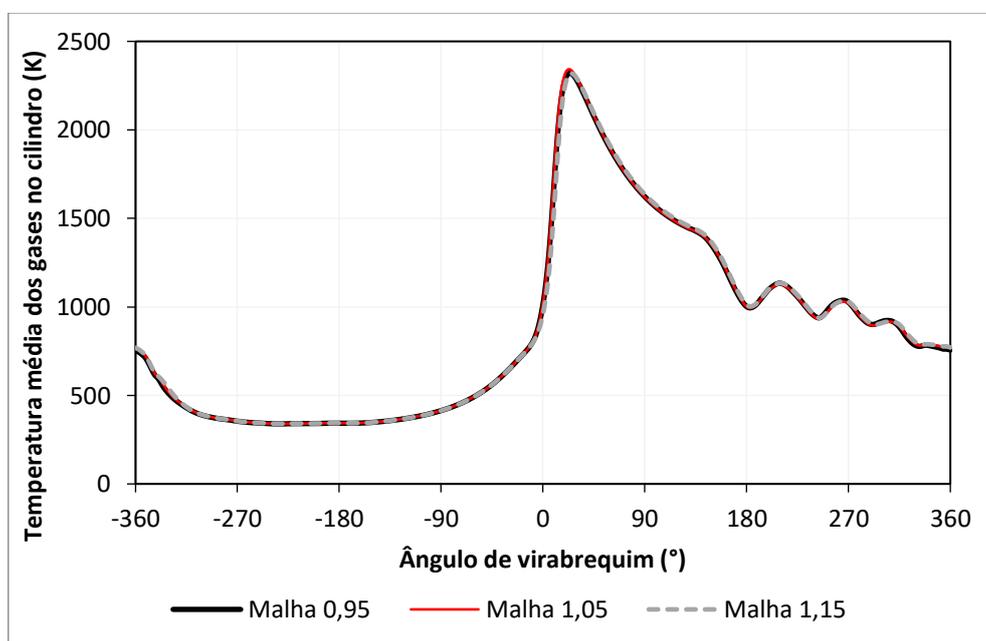


Figura 35 - Temperatura média no cilindro em função do ângulo de virabrequim para as malhas estudadas

Para a fração de massa queimada e temperatura dos gases no cilindro o comportamento das curvas para as três malhas estudadas é similar e não são observadas regiões nas curvas com diferenças evidentes.

A Figura 36 apresenta a massa no cilindro ao longo do ciclo para as três malhas estudadas e a Figura 37 mostra a velocidade rms média dos gases no cilindro.

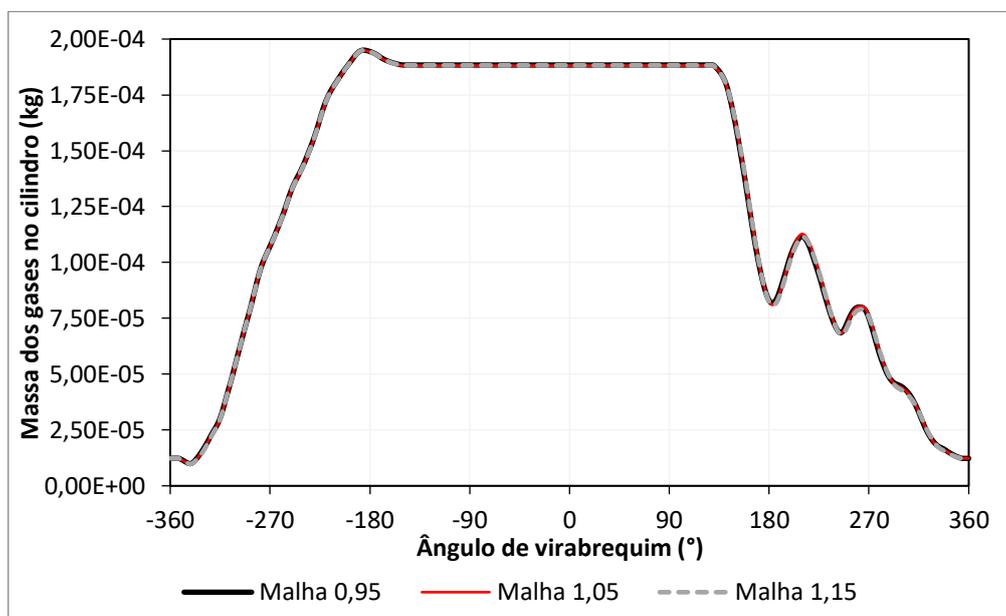


Figura 36 - Massa da carga no cilindro em função do ângulo de virabrequim para as malhas estudadas

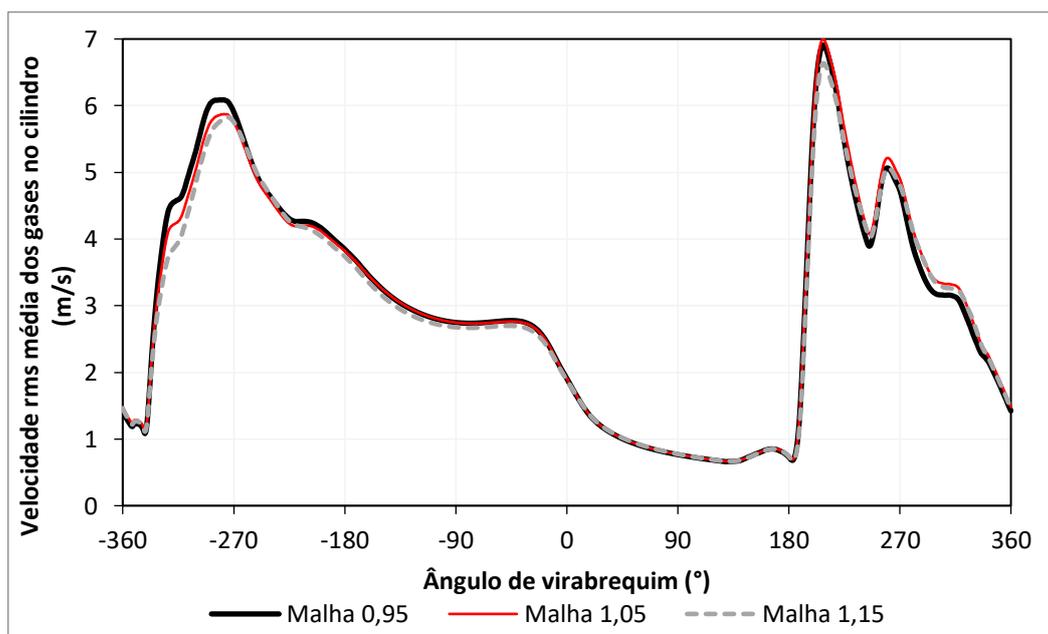


Figura 37 - Velocidade rms média no cilindro em função do ângulo de virabrequim para as malhas estudadas

As curvas de massa no cilindro também apresentaram comportamento muito semelhante para todas as malhas analisadas. Por outro lado, a velocidade rms no cilindro,

ilustrada na Figura 37, exibe algumas diferenças no tempo de admissão e exaustão, mas de maneira geral todas as malhas estudadas apresentam resultados convergentes.

Uma comparação dos resultados é realizada com base na diferença percentual entre os dados a cada 1° de virabrequim para cada um dos parâmetros analisados no teste de sensibilidade de malha. Essa metodologia permite uma análise mais detalhada das diferenças entre as variáveis ao longo de todo o ciclo. Sendo assim, é feita a comparação entre as malhas 1,15 e 1,05 e entre as malhas 1,05 e 0,95 para verificar a sensibilidade dos resultados ao refinamento.

A partir dessa comparação dos resultados das simulações numéricas para cada ângulo de virabrequim, calcula-se a quantidade final, e conseqüentemente a porcentagem, de pares de pontos analisados em cada comparação que apresentam diferença percentual menor que 10% e menor que 5% para cada uma das variáveis avaliadas. Dessa forma, tem-se um entendimento mais detalhado em relação à variação dos resultados com o refinamento ao longo de todo o ciclo e sabe-se que quanto maior a porcentagem de pontos que apresentam uma diferença pequena entre os dados, menor a sensibilidade dos resultados ao refinamento da malha. A Tabela 10 apresenta esses resultados.

Tabela 10 - Porcentagem de pontos analisados em cada comparação de malhas que apresentaram diferenças percentuais menores que 5% e 10%

Parâmetros Comparados	Malha 1,15 x 1,05		Malha 1,05 x 0,95	
	Diferença menor que 5%	Diferença menor que 10%	Diferença menor que 5%	Diferença menor que 10%
Pressão média dos gases no cilindro	97,36%	98,75%	100,00%	100,00%
Fração de massa queimada de combustível	76,28%	80,13%	98,08%	98,72%
Temperatura média dos gases no cilindro	97,50%	98,89%	100,00%	100,00%
Massa da carga no cilindro	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%
Velocidade rms média dos gases no cilindro	91,96%	98,34%	85,71%	100,00%

Verifica-se na Tabela 10 que para a maioria dos parâmetros analisados a porcentagem de pontos que apresentam diferença menor que 5% é satisfatório na comparação entre as malhas 1,15 e 1,05, com exceção da fração de massa queimada de combustível, a qual não atinge o critério de 80% dos pontos com diferença inferior a 5% e nem o de 95% desses pontos com diferença menor que 10%, como definido nos critérios do teste. Essa aproximação dos resultados para os parâmetros analisados aumenta ainda mais com o refinamento e fica evidente na comparação entre as malhas 1,05 e 0,95.

Conclui-se que o refinamento da malha 1,15 para a malha 1,05 apresenta diferenças mais significantes entre os resultados, o que reflete na porcentagem de pontos com diferenças menores que 5% ou 10% e mostra que os resultados da malha 1,15 são sensíveis ao refinamento.

Por outro lado, as malhas com comprimentos característicos iguais a 1,05 e 0,95 apresentam resultados muito semelhantes para todas as variáveis e a maioria delas apresenta diferenças percentuais menores que 5% ou 10% para praticamente 100% dos pontos analisados. Apenas a velocidade rms média no cilindro apresentou mais pontos com diferenças acima de 5%, mas todos os parâmetros apresentam diferença menor que 10% para praticamente 100% dos pontos.

Portanto, pode-se concluir que a malha 1,05 é a mais adequada para as simulações numéricas finais, já que atende aos critérios estabelecidos no item 3.2.3, pois pelo menos 95% dos pontos apresentam diferença menor que 10% e no mínimo 80% dos pontos apresentam diferença menor que 5% para todas as variáveis analisadas.

Essa escolha é fundamentada na baixa sensibilidade dos resultados ao refinamento da malha de comprimento característico igual a 1,05 para a de 0,95, o que não justificaria o aumento do esforço computacional necessário para simulações numéricas com a malha 0,95. Portanto, se mostra mais adequado adotar a malha de comprimento característico igual a 1,05 para todas as simulações numéricas realizadas neste trabalho.

4.2 Resultados da Validação da Simulação Numérica de Referência

Na Figura 38 são apresentadas as curvas obtidas por meio da simulação numérica e do ensaio experimental para pressão no cilindro. No pico de pressão, representado com

uma ampliação para melhor visualização, a diferença percentual entre elas é de apenas 0,98%, já que o valor obtido experimentalmente é igual a 50,50bar e numericamente atinge-se 51,00bar.

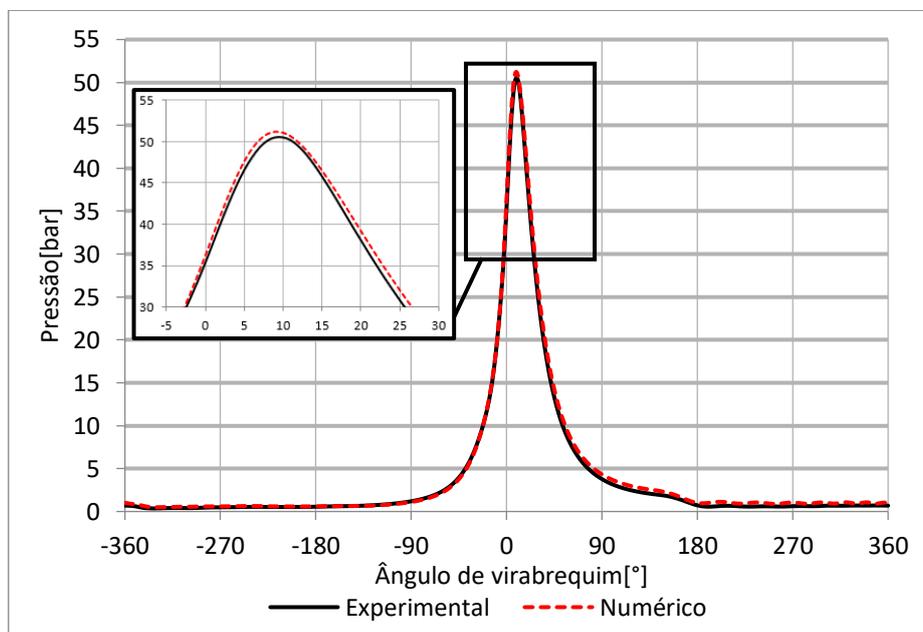


Figura 38 - Pressão média no cilindro em função do ângulo de virabrequim para o caso com detonação intensa com aproximação na região próxima ao pico para melhor visualização da proximidade das curvas

Já na Figura 39 é possível observar ótima concordância as curvas numérica e experimental para temperatura no cilindro, sendo que a diferença entre os picos de temperatura é de apenas 2,60%.

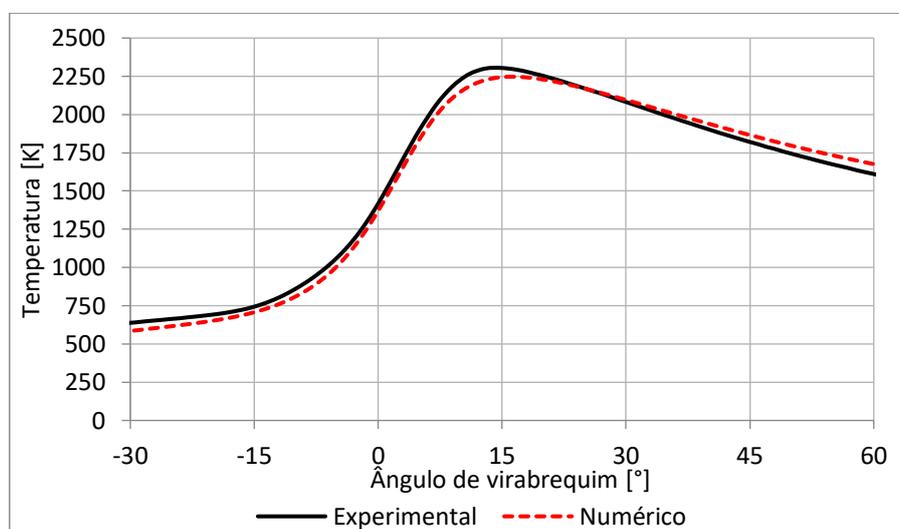


Figura 39 - Temperatura média no cilindro em função do ângulo de virabrequim para o caso com detonação intensa

A Tabela 11 apresenta os valores e diferenças entre os parâmetros adotados no item 3.2.4 para a validação da simulação de referência.

Tabela 11 - Comparação dos parâmetros adotados para validação do modelo numérico

Parâmetro	Valor obtido na simulação numérica	Valor obtido no ensaio experimental	Diferença percentual
IMEP [bar]	6,09	6,03	0,99%
Pressão máxima no cilindro [bar]	51,00	50,50	0,98%
Temperatura máxima no cilindro [K]	2246,8	2305,2	2,60%

Além disso, para fins de comparação, a Figura 40 mostra o gráfico referente à taxa de liberação de calor, no qual a diferença entre os picos é igual a 1,3%. Nota-se a presença de um pequeno pico referente à ignição, a qual ocorre 28° antes do PMS, e boa aproximação entre o comportamento das curvas do ensaio experimental e da simulação numérica, assim como observa-se para as outras variáveis analisadas.

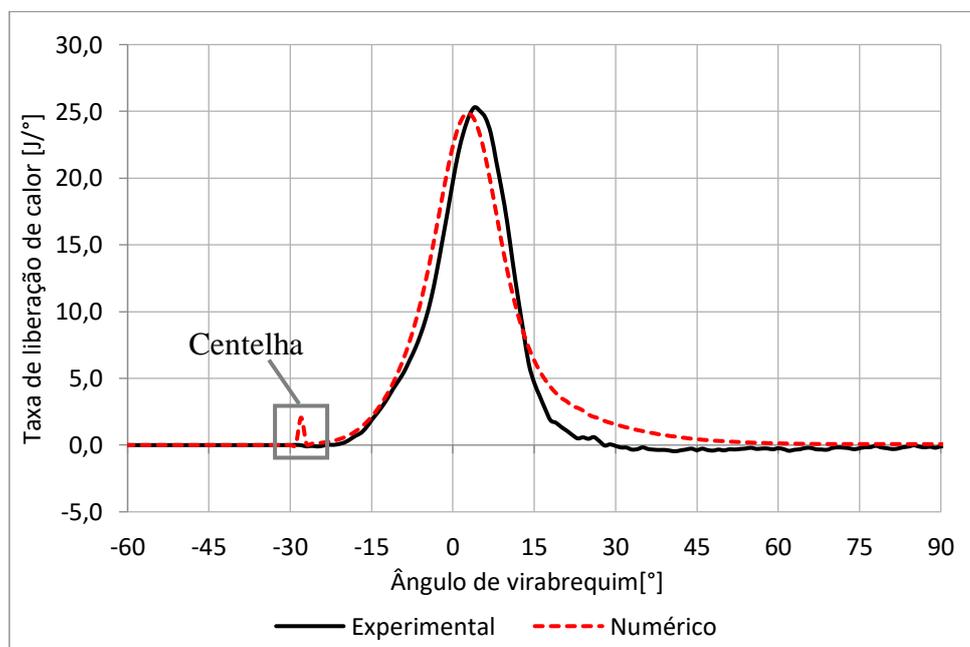


Figura 40 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo de virabrequim para o caso com detonação intensa

Em relação à fração de massa queimada, a Figura 41 mostra as curvas obtidas numericamente e experimentalmente. Além disso, a Tabela 12 analisa com detalhes os ângulos característicos de queima comparando os valores provenientes da simulação e dos ensaios experimentais.

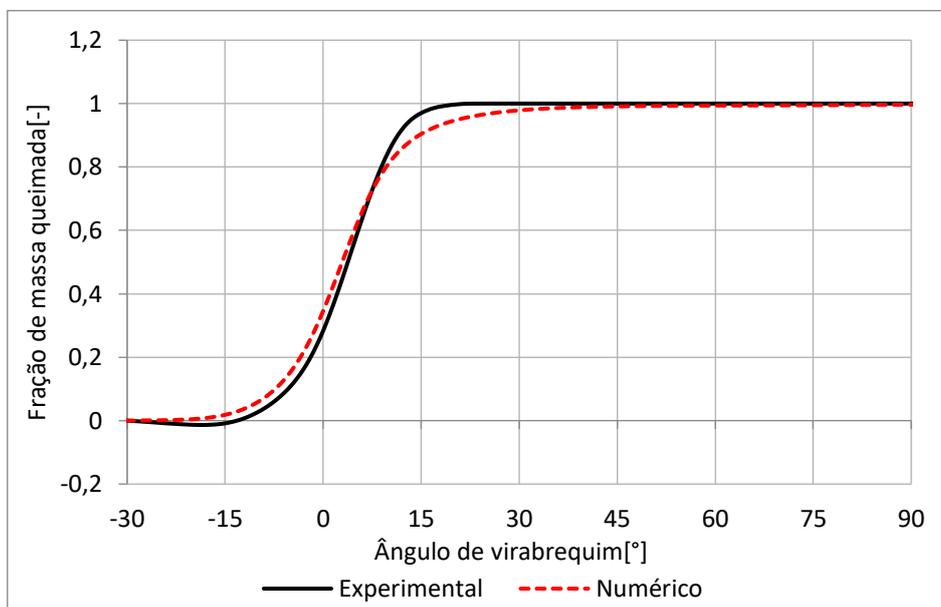


Figura 41 - Fração de massa queimada em função do ângulo de virabrequim para o caso com detonação intensa

Tabela 12 - Valores de MBF para o caso com detonação intensa obtidos numericamente e valores dos ensaios experimentais com o respectivo desvio padrão

	Simulação Numérica	Experimental (Com desvio padrão)
MBF 10-90 [°]	21,5	18,8 ± 1,1
MBF 10-50 [°]	10,0	9,5 ± 0,6
MBF 50-90 [°]	11,5	9,3 ± 0,8
MBF 50 [°]	3,0	3,4 ± 1,5

Conforme mostrado na Tabela 12, apesar da fração de massa queimada não ser uma variável adotada para a validação, os valores de MBF obtidos por meio da simulação numérica estão bem próximos dos valores provenientes dos ensaios experimentais, especialmente quando se considera o desvio padrão. As diferenças um pouco mais

significativas observadas são no fim da combustão, ou seja, para o valor do MBF 50-90, o qual influencia o valor do MBF 10-90.

4.3 Resultados das Estratégias de Injeção de Água no Motor

4.3.1 Mitigação da Detonação

Para avaliar a efetividade da injeção de água em relação à diminuição da intensidade da detonação, é analisada a taxa de liberação de calor referente à autoignição para todos os casos de injeção de água estudados, como mostrado na Figura 42.

Na Figura 42 destaca-se que há um pico de taxa de liberação de calor de autoignição a aproximadamente 22° DPMS que tem praticamente a mesma magnitude da centelha para a simulação de referência, comprovando a ocorrência de detonação intensa para a mesma.

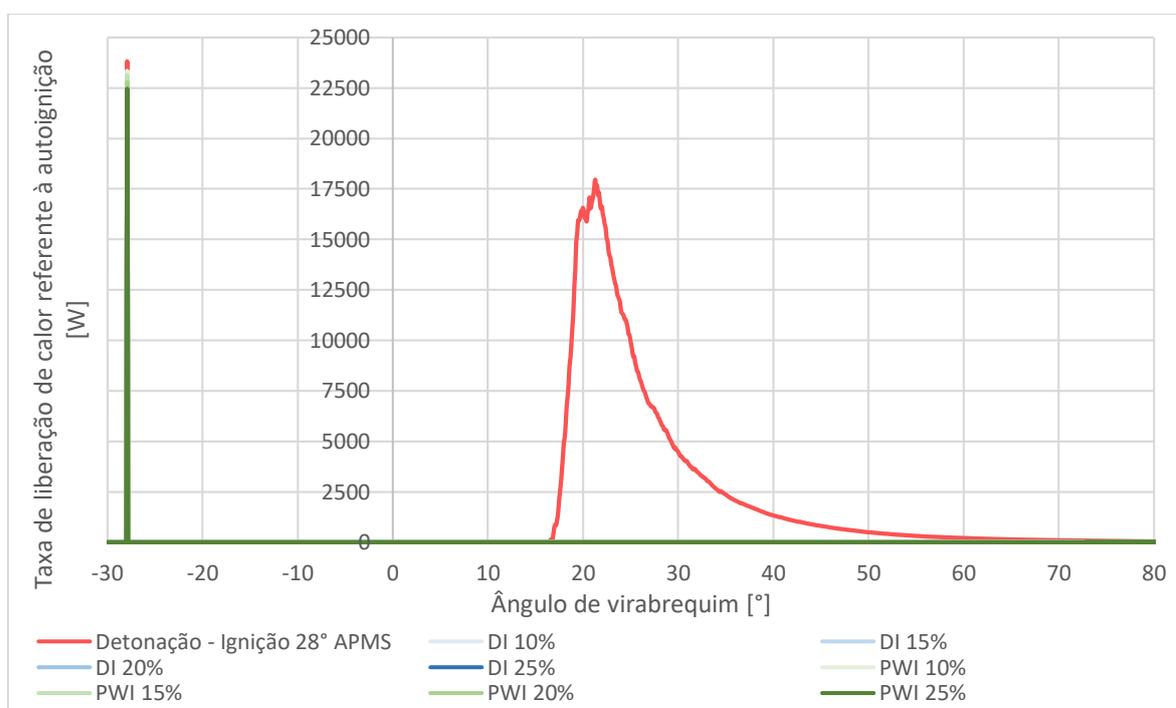


Figura 42 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para o caso referência com detonação intensa e para os casos DI e PWI com injeção de água, todos com avanço de ignição igual a 28° APMS

Com a análise da taxa de liberação de calor de autoignição, mostra-se na Figura 42 que nenhum caso com injeção de água apresenta detonação, nem mesmo de baixa intensidade, já que as curvas dessas simulações não apresentam nenhum pico visível durante a combustão e todas elas são uma linha horizontal no eixo das abscissas. Isso leva à conclusão de que 10% de fração mássica de água em relação ao combustível injetado é suficiente para suprimir a detonação para a condição de operação estudada nesse motor ao se manter o mesmo avanço de ignição da simulação referência.

Para complementar a análise da mitigação de acordo com o parâmetro de tolerância à detonação, a Figura 43 mostra o KT em função da temperatura de gases não-queimados para a simulação referência e para essa condição com adição de 10% de água DI no ângulo de aproximadamente 20° DPMS, já que esse ângulo foi observado como mais crítico e é onde ocorre o pico de taxa de liberação de calor proveniente de autoignição para a simulação referência com ocorrência de detonação intensa.

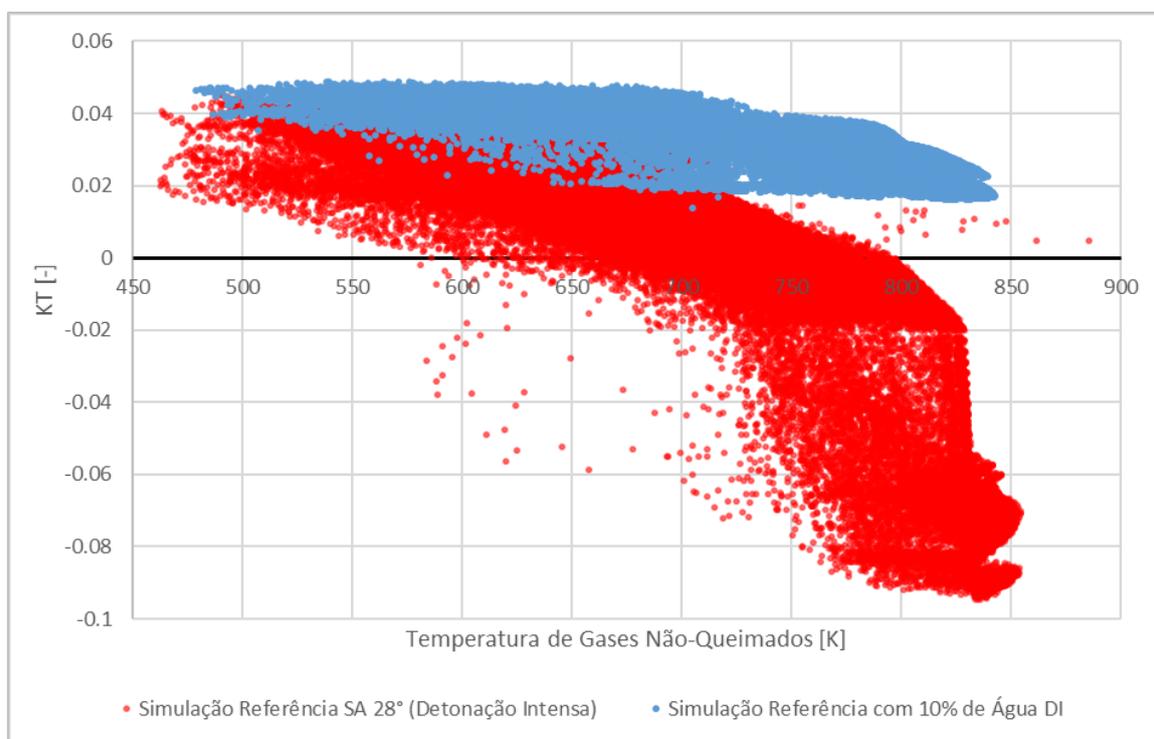


Figura 43 - KT em função da temperatura de gases não-queimados no ângulo de aproximadamente 20° DPMS para a simulação referência com ocorrência de detonação intensa e a mesma com injeção de 10% de água DI

Na Figura 43 observa-se claramente o aumento muito significativo da tolerância à detonação com a injeção de apenas 10% de água, já que todos os valores de KT são

positivos e aqueles negativos que indicam a ocorrência de autoignição. É interessante observar que, como a análise é feita para o mesmo ângulo de virabrequim e a quantidade de pontos é referente à quantidade de células da malha, a quantidade de pontos no gráfico é a mesma para ambos os casos analisados.

Portanto, muitas células apresentam autoignição para a simulação com ocorrência de detonação intensa, especialmente aquelas nas quais a temperatura dos gases não-queimados é maior, como esperado, já que temperaturas mais altas desses gases favorecem a ocorrência das reações de autoignição, podendo levar à detonação. Da mesma forma, observa-se uma diminuição do KT à medida que aumenta a temperatura dos gases não-queimados para a simulação com injeção de água, mas essa diminuição é pouco expressiva e os valores nem se aproximam do zero.

4.3.2 Pressão e Temperatura no Cilindro

Para análise dos efeitos das diferentes estratégias de injeção de água estudadas neste trabalho, a Figura 44 apresenta as pressões e temperaturas máximas para cada simulação numérica em comparação com a simulação de referência, sendo que para todas elas o avanço de ignição é igual a 28° .

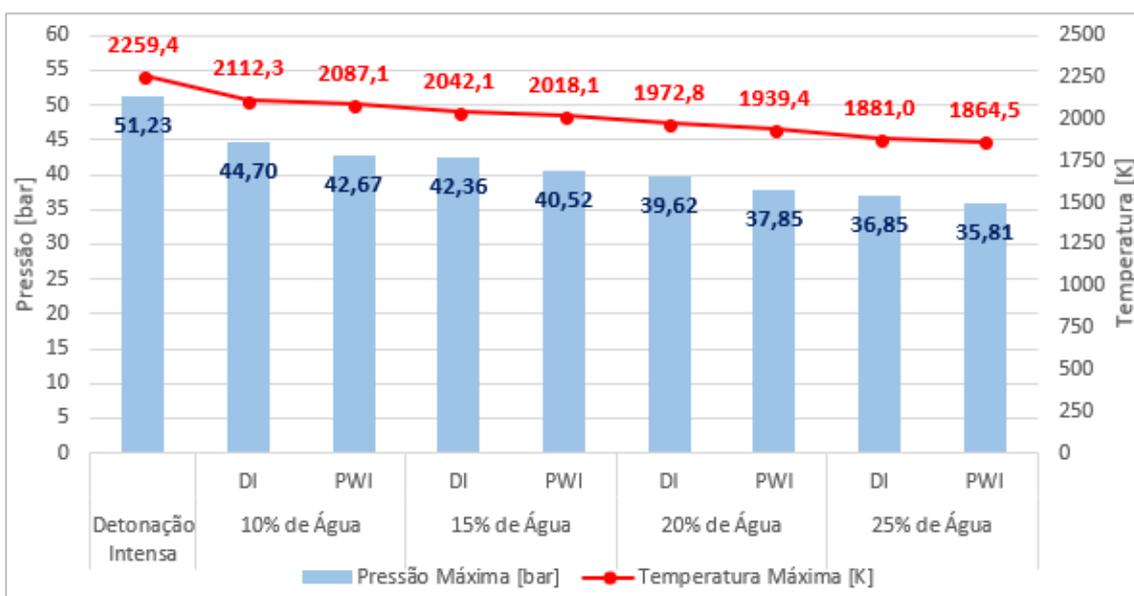


Figura 44 - Gráfico ilustrando pressões e temperaturas máximas no cilindro para o caso referência com detonação intensa e para os casos DI e PWI com injeção de água, todos com avanço de ignição igual a 28°

Pode-se concluir a partir da Figura 44 que a injeção de água faz com que haja uma diminuição significativa da pressão e temperatura máximas no cilindro para todas as estratégias utilizadas, sendo que quanto maior a quantidade de água utilizada, maior o efeito de redução observado. Ao comparar as estratégias de injeção direta e indireta para uma mesma porcentagem de água injetada, verifica-se que a diminuição da pressão e temperatura máximas é superior quando a injeção de água é PWI, porém o estudo de outros parâmetros é necessário para concluir qual é a estratégia de injeção mais adequada.

Para quantificar esse efeito da injeção de água observado para todas as estratégias utilizadas, a Tabela 13 indica a porcentagem de redução da temperatura e pressão máximas para cada uma delas em relação à simulação referência, na qual ocorre detonação intensa com o mesmo avanço de ignição, que é igual a 28°.

Tabela 13 - Porcentagens de redução da pressão e temperatura máximas no cilindro para cada estratégia de injeção de água adotada em relação à simulação de referência com detonação

Estratégias de Injeção de Água Utilizadas	10% de Água		15% de Água		20% de Água		25% de Água	
	DI	PWI	DI	PWI	DI	PWI	DI	PWI
Redução Percentual na Pressão Máxima [%]	12,76	16,71	17,32	20,90	22,67	26,11	28,07	30,10
Redução Percentual na Temperatura Máxima [%]	6,51	7,63	9,62	10,68	12,69	14,16	16,75	17,48

Portanto, a Tabela 13 evidencia a redução maior de pressão e temperatura para a estratégia de injeção PWI em relação à DI para uma mesma porcentagem de água injetada, de forma que a redução de pressão é cerca de 2 a 4% maior para a injeção PWI quando comparada à DI, assim como a redução de temperatura é de 0,7% a 1,5% maior para a injeção indireta.

Além disso, a redução máxima da pressão chega a atingir 30,10% e a da temperatura cerca de 17,48% para a injeção PWI de 25% de água, o que representa uma redução muito significativa desses parâmetros.

4.3.3 IMEP e Potência Indicada

Além dos efeitos da injeção de água na pressão e temperatura no cilindro, são observadas alterações também na pressão média efetiva indicada e na potência.

A Figura 45 ilustra os valores do IMEP e sua redução percentual em relação à simulação referência para cada uma das estratégias de injeção de água utilizadas. Analogamente, a Figura 46 representa essas diferenças para a potência indicada em cada caso estudado quando comparados à simulação com detonação intensa.

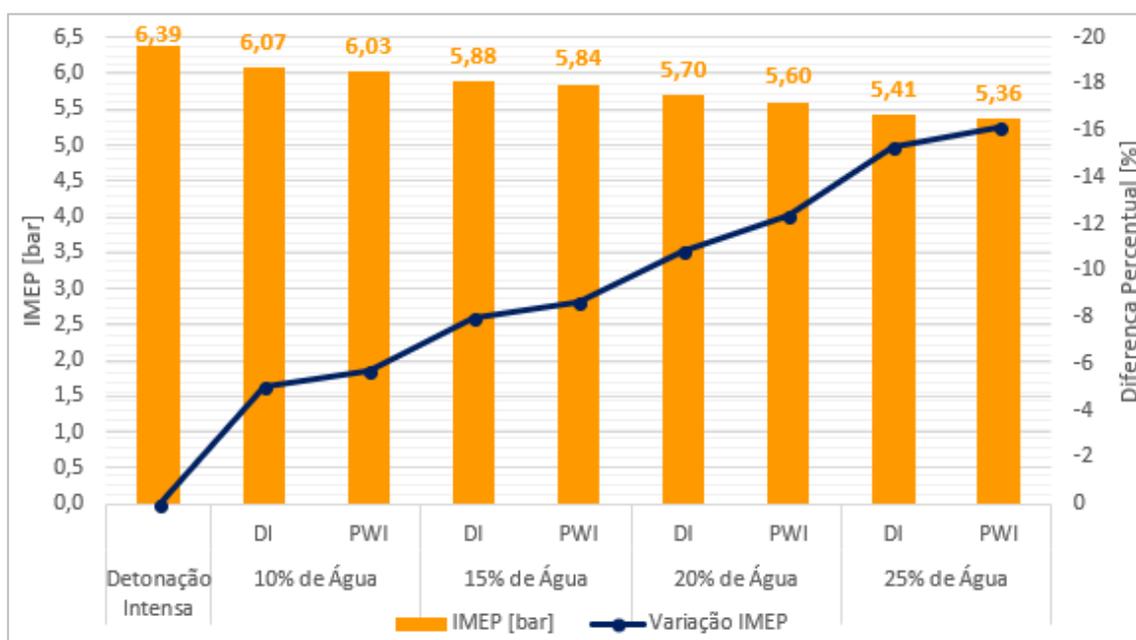


Figura 45 - IMEP e sua variação para o caso referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água, todos com avanço de ignição igual a 28°

Assim como observa-se para pressão e temperatura, na Figura 45 mostra-se que a redução do IMEP para uma mesma quantidade de água injetada é maior ao utilizar a injeção indireta que a direta. Além disso, quanto maior a porcentagem de água injetada, maior é a redução no IMEP observada, de forma que a redução máxima de IMEP chega a ser igual a 16,2% para a simulação com injeção PWI de 25% de água.

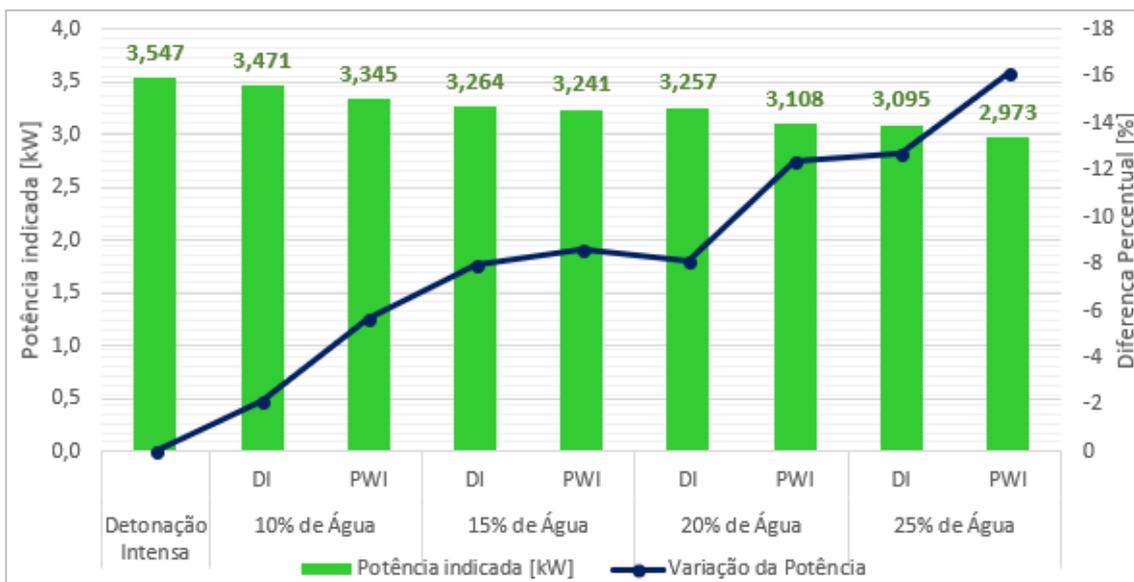


Figura 46 - Potência indicada e sua variação para o caso referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°

Em relação à potência indicada, a redução também se torna mais significativa com o aumento da quantidade de água injetada, sendo que, para uma mesma porcentagem de água, essa perda de potência é novamente maior para a injeção PWI que DI.

Esse efeito é claramente observado para 20% de água injetada diretamente, já que nesse caso a diminuição da potência é menor que a redução verificada para a injeção PWI de 15% de água.

4.3.4 Consumo Específico de Combustível

Como constatado, a potência indicada e IMEP diminuem à medida que a quantidade de água injetada aumenta, comportamento que é ainda mais pronunciado para a injeção PWI. Sendo assim, a Figura 47 apresenta o consumo específico indicado de combustível para todos os casos com injeção de água para mostrar a variação desse consumo de acordo com as estratégias e quantidades de água injetada.

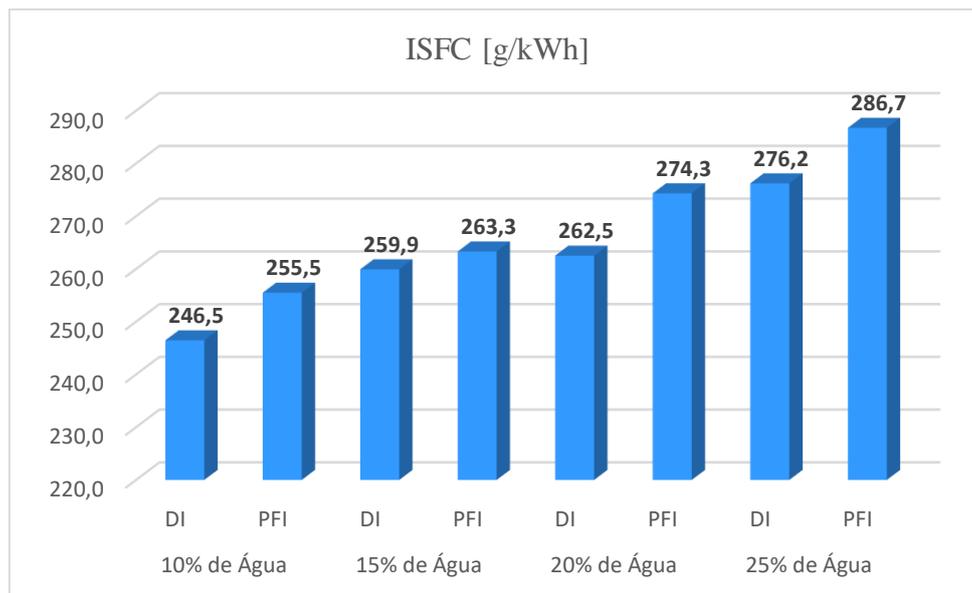


Figura 47 - Consumo específico indicado de combustível para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°

Assim como observa-se para a potência, em geral o ISFC se eleva à medida que a quantidade de água injetada aumenta, mas a injeção de 20% de água DI apresenta um valor de ISFC menor que para a injeção de 15% de água PWI, o que indica vantagens proporcionadas pela estratégia de injeção direta de água.

4.3.5 Taxa de liberação de calor

Para uma comparação dos efeitos das diferentes estratégias de injeção de água na combustão, analisou-se a taxa de liberação de calor para as simulações estudadas e o gráfico é apresentado na Figura 48.

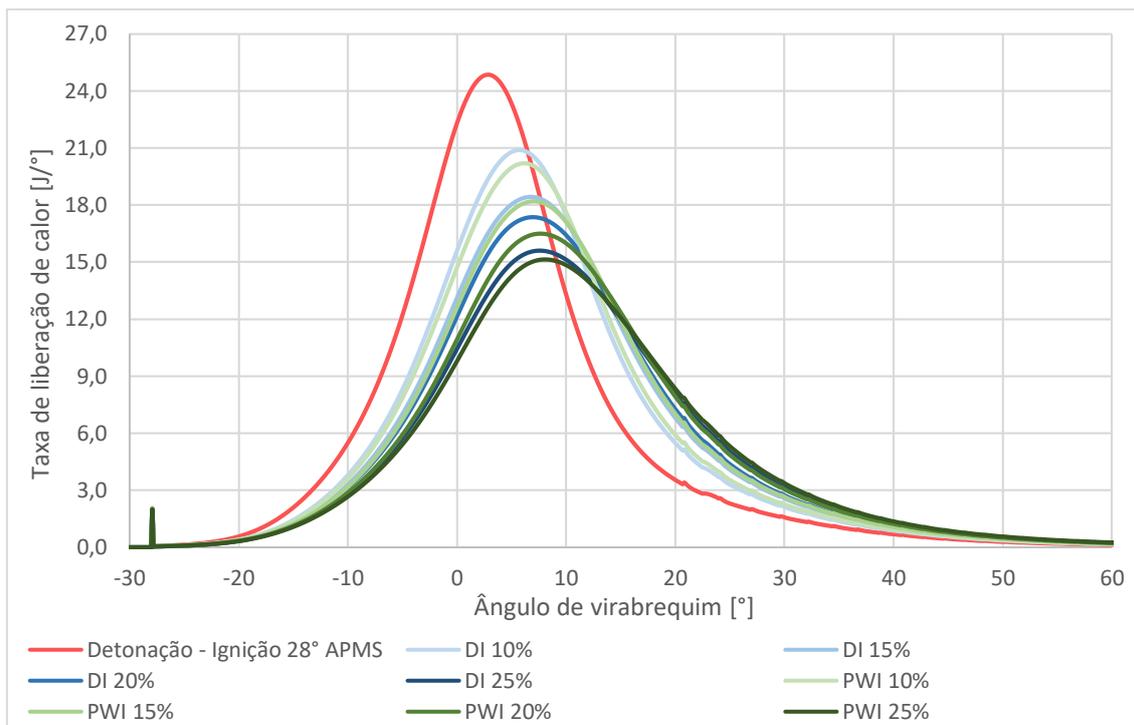


Figura 48 - Gráfico de taxa de liberação de calor de combustão para a simulação referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°

As curvas de taxa de liberação de calor para as simulações com injeção de água, que tem o mesmo avanço de ignição da simulação referência com detonação intensa, mostram que com a adição de água a combustão fica atrasada. A partir da injeção de 10% de água já se observa um grande atraso em relação à simulação referência e com o aumento da quantidade de água injetada esse atraso cresce, mas em menor proporção.

Além disso, verifica-se que o aumento da quantidade de água injetada, seja ela DI ou PWI, provoca uma diminuição da taxa máxima de liberação de calor, que chega a diminuir 39,1% para a injeção PWI de 25% de água, enquanto para a injeção DI de 10% de água essa queda é de 15,9%.

Para maiores porcentagens de água a combustão, além de atrasada e com menor taxa de liberação de calor, se torna mais lenta, o que é evidenciado na Figura 48 pela diminuição do coeficiente angular das curvas ao longo do tempo em relação à simulação de referência.

4.3.6 Desenvolvimento do Spray de Combustível

Todos os casos estudados para um mesmo tipo de injeção de água neste trabalho tem os mesmos instantes de início de injeção, como ilustram a Tabela 8 e a

Tabela 9. Sendo assim, o que é alterado de acordo com a quantidade de água injetada em cada caso é o fim da injeção, já que a vazão de água adotada é a mesma em todas as simulações realizadas. Além disso, a injeção de combustível é realizada com as mesmas características para todas as simulações.

Para uma melhor ilustração e comparação das diferenças entre os momentos da injeção de água de acordo com cada tipo de injeção, a Figura 49 e a Figura 50 mostram as gotas do spray produzido pela injeção de água indireta e direta, respectivamente, assim como as gotas do spray de combustível. Para possibilitar uma visualização mais clara do desenvolvimento completo do spray e do tempo máximo para evaporação da água, optou-se por representar apenas os casos com a maior porcentagem de água injetada neste trabalho, a qual é igual a 25% em relação à massa de combustível utilizada.

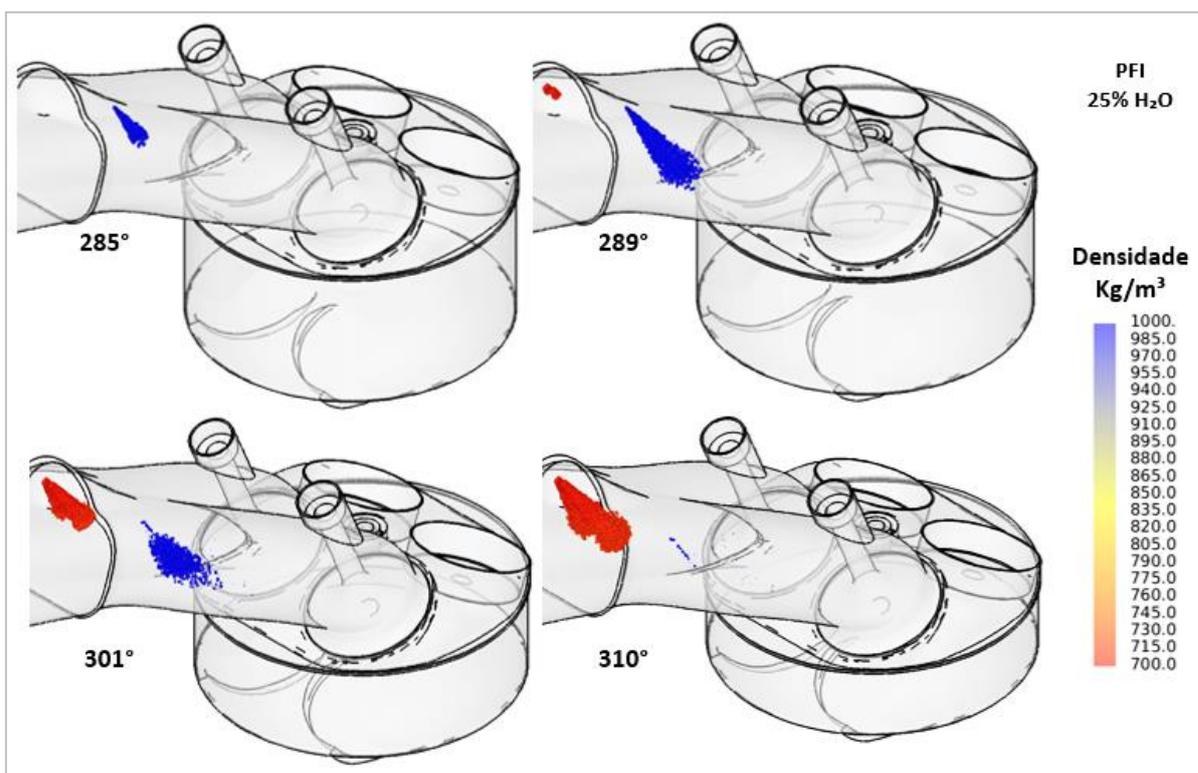


Figura 49 - Desenvolvimento do spray de água (azul) para a estratégia de injeção indireta de água

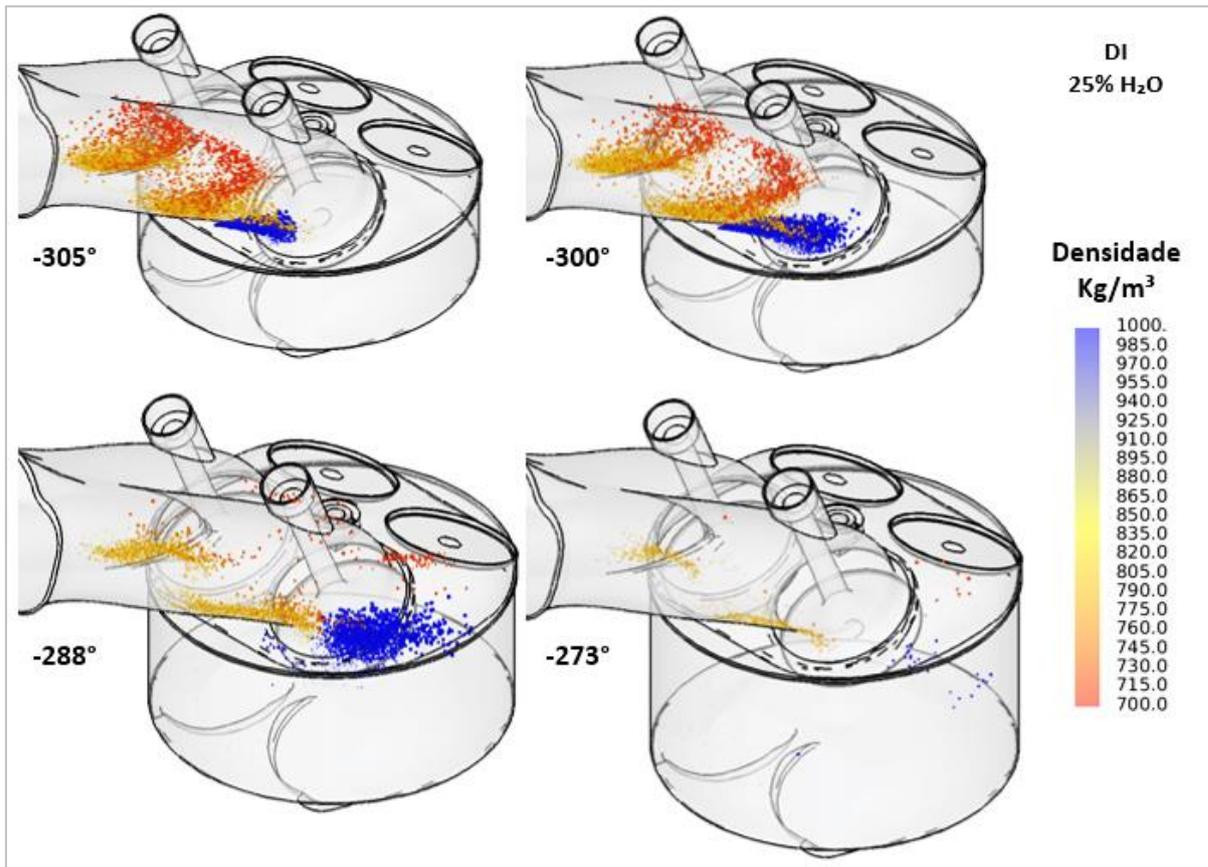


Figura 50 - Desenvolvimento do spray de água (azul) para a estratégia de injeção direta de água

Como ilustra a Figura 49, para a injeção indireta de água o início da mesma se dá a 281,8°, ou seja, 5° antes do início da injeção de combustível, o que faz com que realmente não exista interferência do spray de água no de combustível e vice-versa, já que se observa que a 310° o spray de água já está praticamente todo evaporado, pois não há presença significativa de gotas, e a injeção de combustível ainda está em progresso. Esse era um dos objetivos quando se adotou esse instante como o início da injeção de água indireta. Nessa estratégia a injeção de água é realizada, assim como a de combustível, com as válvulas ainda fechadas e durante o tempo de exaustão.

Já na injeção direta de água, como a mesma é realizada dentro do cilindro e a injeção de combustível é indireta, ao determinar o início da injeção de água em -310° se permite que não haja interferência entre os dois sprays, como mostra a Figura 50, pois quando o combustível está terminando de entrar no cilindro ele, assim como a água, já está quase completamente evaporado, o que é evidenciado pela restrita presença de gotas.

4.3.7 Estrutura do Escoamento no Cilindro

É importante analisar a estrutura do escoamento no cilindro, pois a injeção de água pode apresentar influências no mesmo, principalmente a DI, na qual a água é injetada diretamente no cilindro. A Figura 51 apresenta o coeficiente de *tumble* para todos os casos estudados durante os tempos de admissão e compressão.

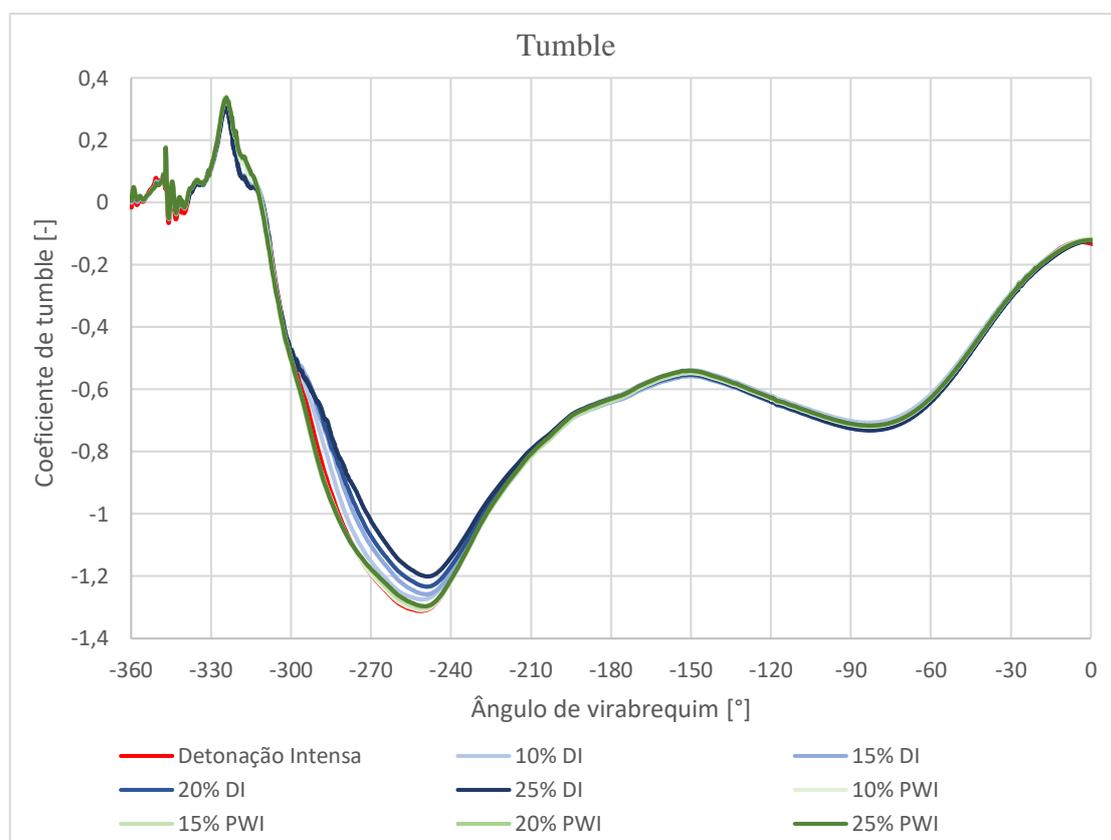


Figura 51 - Coeficiente de tumble para a simulação referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°

Na análise do *tumble*, observa-se que há uma diminuição de sua intensidade para as simulações com injeção direta de água entre -300° e -230°. Como a injeção direta de água é iniciada em -310° e seu término varia de aproximadamente -304° a -295° dependendo da quantidade total de água injetada para cada caso, percebe-se que ao fim da injeção há esse impacto na intensidade do *tumble*, que diminui cada vez mais à medida que a porcentagem de água injetada aumenta.

Nas simulações com injeção PWI de água houve uma ligeira diminuição do *tumble*, mas não observa-se a mesma influência considerável dos casos com injeção

direta. Portanto, as diferenças observadas na intensidade do *tumble* mostram que o mesmo é mais influenciado pelo tipo de injeção do que pela quantidade da massa de água injetada.

Para análise das implicações de cada estratégia de injeção de água no *cross-tumble*, a Figura 52 mostra o coeficiente para todas elas.

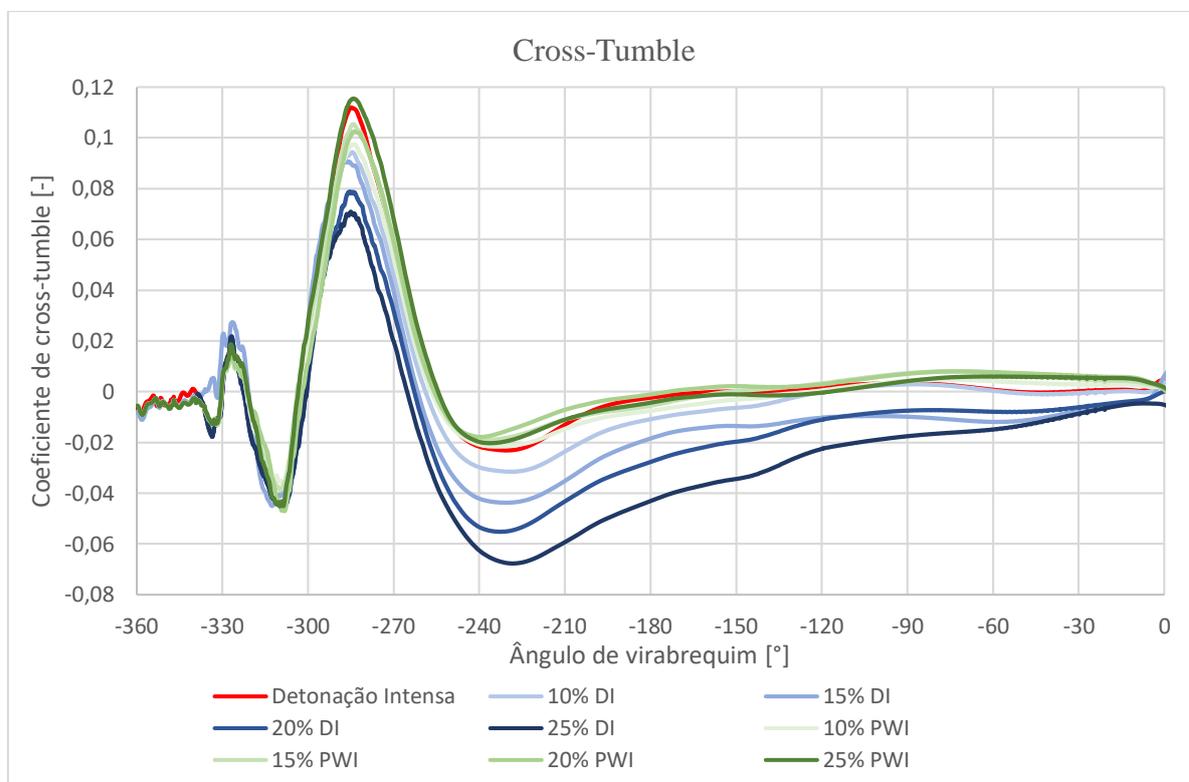


Figura 52 - Coeficiente de cross-tumble para a simulação referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°

Novamente, observa-se nos resultados do *cross-tumble* uma influência maior da injeção de água do tipo DI. Entre -300° e -250° o fim da injeção gera uma diminuição da intensidade do *cross-tumble* para as simulações com injeção direta de água, como observado para o *tumble*. Por outro lado, o *cross-tumble*, que é quase ausente após -250° para a simulação referência e para as simulações com injeção indireta de água, aumenta consideravelmente para as simulações com injeção de água DI, sendo esse efeito mais pronunciado quanto maior a porcentagem de água injetada.

Para o estudo das alterações referentes a cada estratégia de injeção de água adotadas no coeficiente de *swirl*, a Figura 53 apresenta a variação desse coeficiente.

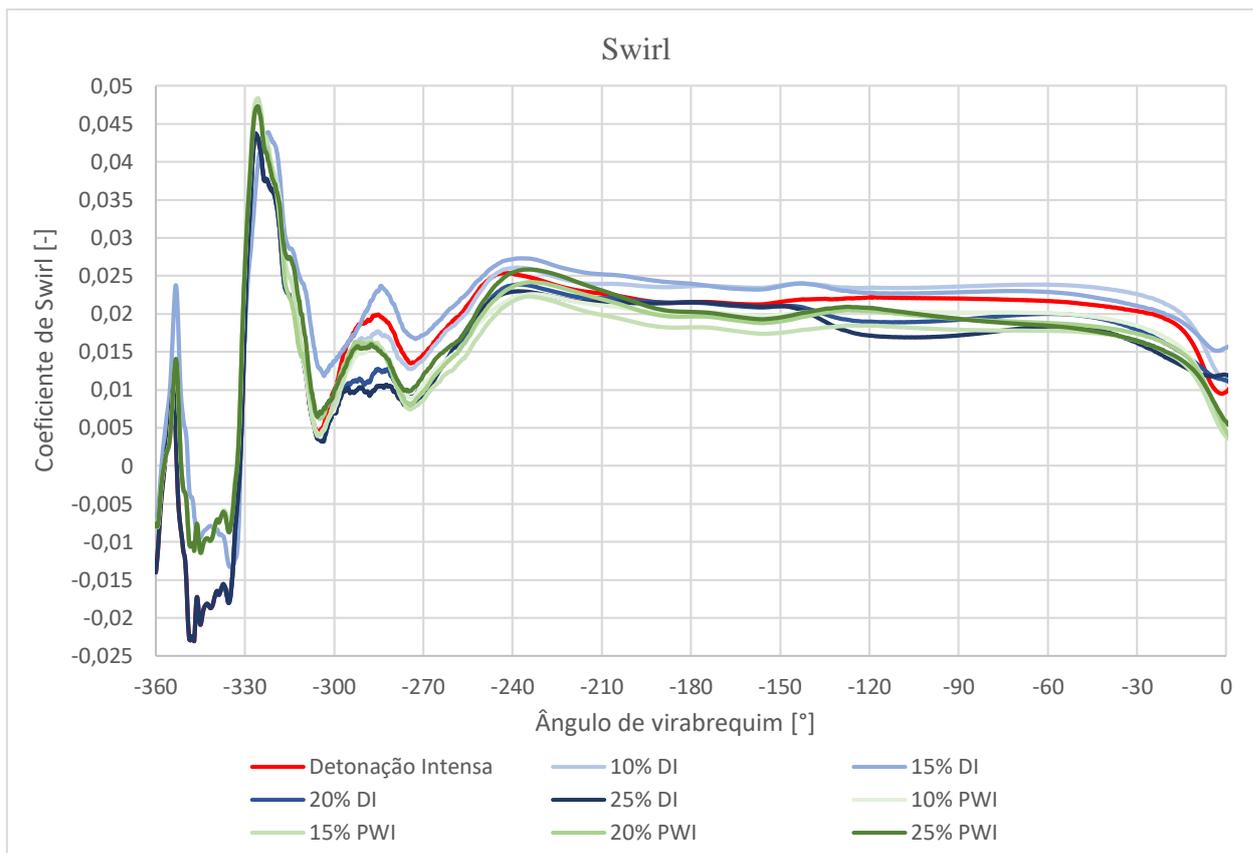


Figura 53 - Coeficiente de swirl para a simulação referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°

De maneira geral, de acordo com a Figura 53, as simulações com injeção direta de 10% e 15% de água são as que mais apresentam aumento do coeficiente do *swirl*, já que as outras obtêm resultados que, em sua maioria, são inferiores aos da simulação de referência.

Portanto, ao analisar o *cross-tumble*, verifica-se que as simulações com injeção direta de água apresentam maiores coeficientes em relação à injeção indireta e à simulação referência após -250° , sendo que quanto maior a porcentagem de água injetada, maior esse aumento do coeficiente. Já para o *swirl*, as simulações com 10% e 15% de água apresentam maior intensidade que a simulação referência. Por outro lado, a injeção direta de água apresenta uma ligeira diminuição do coeficiente de *tumble* entre -300° e -230° . Para uma análise geral dos impactos dessas alterações dos coeficientes de *tumble*, *cross-tumble* e *swirl* na intensidade do escoamento, a Figura 54 apresenta a energia cinética turbulenta de todos os casos estudados.

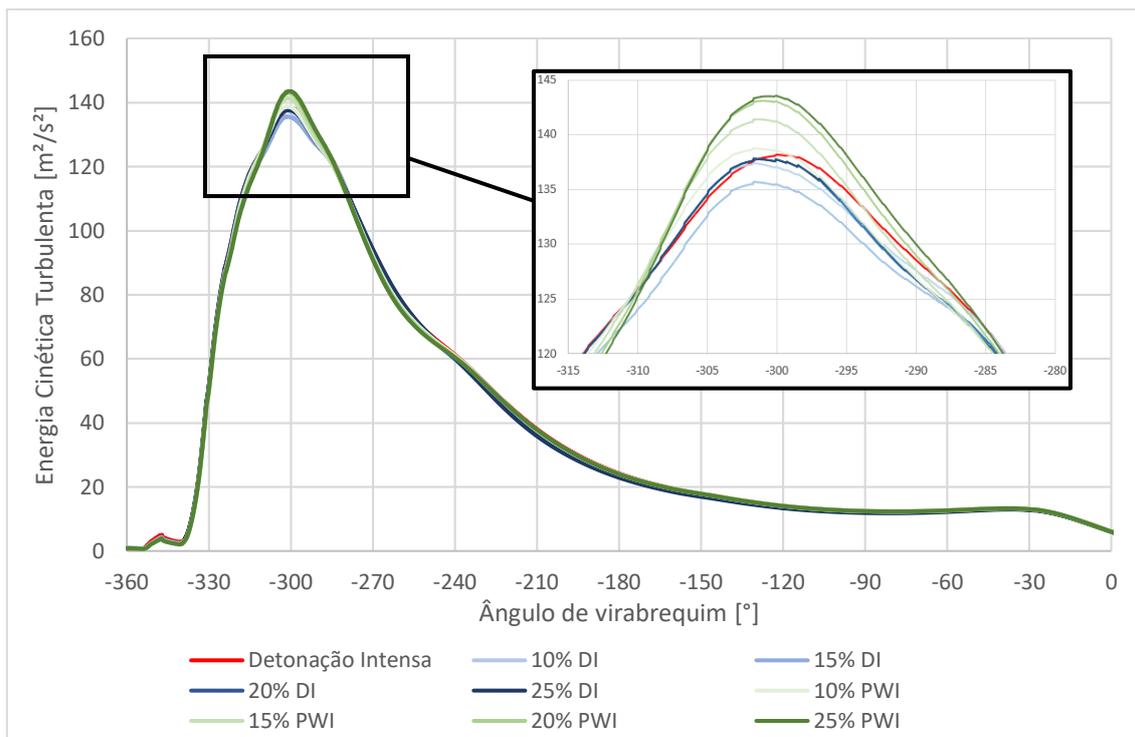


Figura 54 - Energia cinética turbulenta para a simulação referência com detonação intensa e para os casos com injeção de água DI e PWI, todos com avanço de ignição igual a 28°

Na Figura 54 verifica-se que na região de valores máximos de energia cinética turbulenta é onde existem maiores diferenças entre as simulações estudadas. Essa região está compreendida entre -315° e -285° , que é o intervalo no qual nota-se queda dos coeficientes de *tumble* e *cross-tumble* para os casos com injeção direta de água. Durante esse intervalo, a injeção direta de 15% de água apresenta energia cinética turbulenta menor que a simulação referência, enquanto os outros casos DI praticamente não mostram alterações e as simulações PWI apresentam valores ligeiramente superiores.

De maneira geral, o comportamento da energia cinética turbulenta é muito semelhante para todos os casos ao longo do tempo, concluindo-se que não há grandes impactos das diferentes estratégias de injeção de água na intensidade do escoamento. O que se percebe são pequenas alterações nas estruturas primárias devido a cada estratégia de injeção utilizada, de forma que as diferenças observadas na energia cinética turbulenta são provocadas principalmente pelas alterações do *tumble*, pois o mesmo tem maior influência na energia cinética turbulenta por ser a estrutura do escoamento dominante no motor estudado e apresentar maiores intensidades quando comparado ao *cross-tumble* e *swirl*.

4.4 Estratégias Finais de Injeção de Água

4.4.1 Definição das Estratégias de Injeção de Água para as Simulações Finais

Como mostrado anteriormente na Figura 45 e na Figura 46, a injeção indireta de água traz maiores perdas para o IMEP e a potência indicada que a injeção direta, o que dificulta uma posterior recuperação ou melhoria desses parâmetros com a alteração do avanço de ignição. Com isso, a injeção direta de água foi escolhida como uma estratégia mais adequada para este estudo, já que não houveram diferenças significativas em relação à intensidade do escoamento na comparação das estratégias utilizadas.

Além disso, todas as porcentagens de água injetadas se mostraram efetivas para suprimir a detonação do caso referência, o que fez com que a injeção DI de 10% de água fosse escolhida como a estratégia ideal para ser investigada. Para um estudo dos efeitos da injeção de uma quantidade de água superior àquela necessária para que não ocorra detonação, o que pode permitir uma maior recuperação de avanço de ignição, optou-se também por uma complementação com a análise da injeção DI de 20% de água.

4.4.2 Alteração do Avanço de Ignição

4.4.2.1 Injeção Direta com 10% de Água

Devido à adição da injeção direta com 10% de água na simulação de referência com R_C 15:1 e SA 28°, observa-se que a ocorrência de detonação intensa, antes detectada, não ocorre mais. Portanto, faz-se o estudo da recuperação do avanço de ignição para verificar a condição limite de detonação inferior para essa estratégia de injeção de água e possivelmente recuperar os parâmetros de desempenho com essa alteração do SA.

Para isso, o avanço de ignição é aumentado em um grau e a Figura 55 apresenta o gráfico da taxa de liberação de calor de autoignição para essa simulação com R_C 15:1 e 10% de injeção direta de água variando-se esse avanço de ignição. Com um aumento do avanço de ignição de 28° para 29° é detectado o aparecimento de detonação e, portanto, faz-se a redução desse incremento para verificar se a condição limite de detonação inferior é SA 28° ou SA 28,5°.

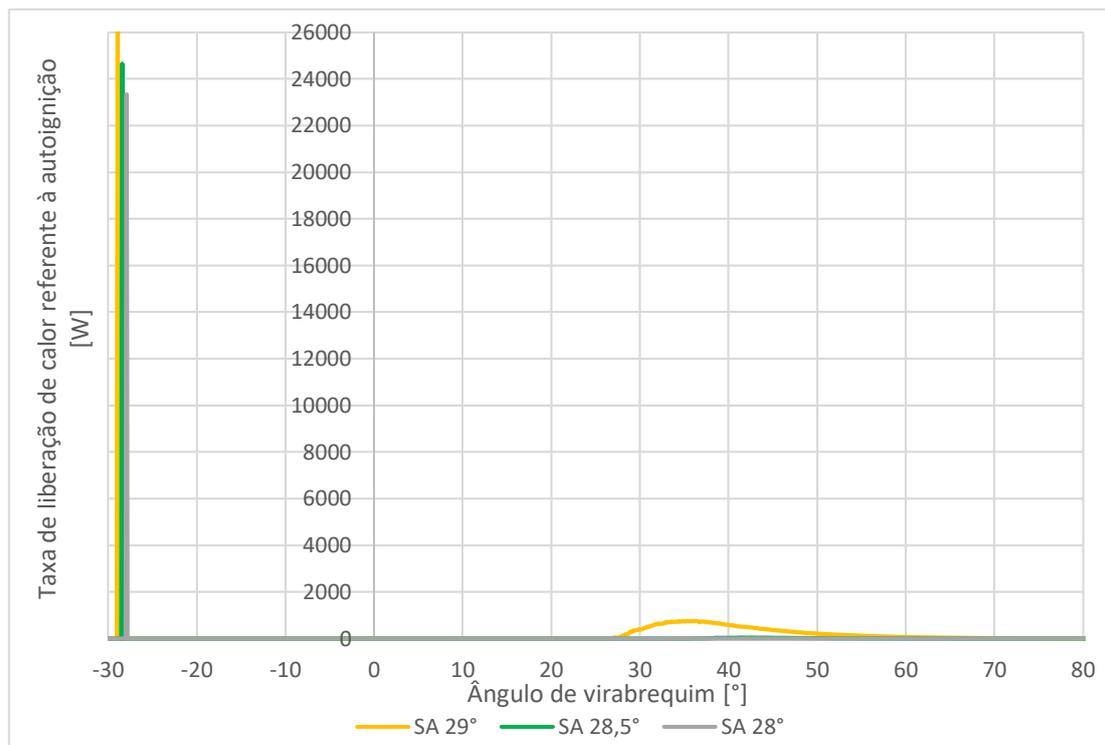


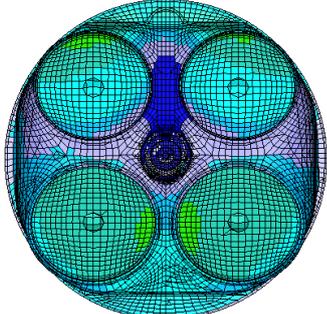
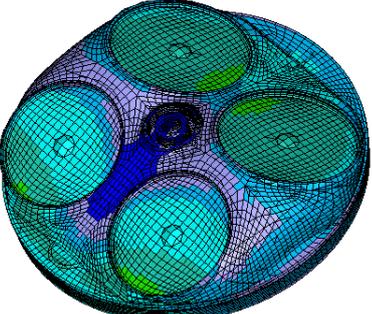
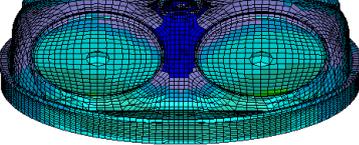
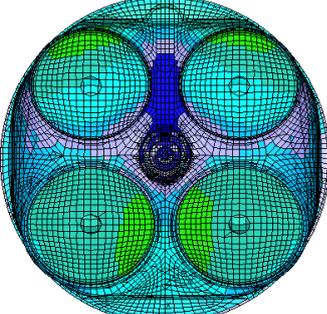
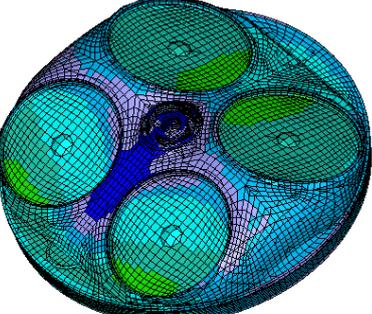
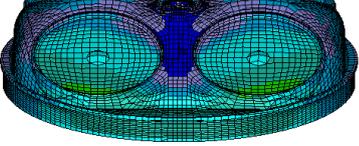
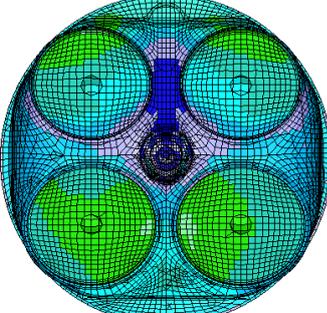
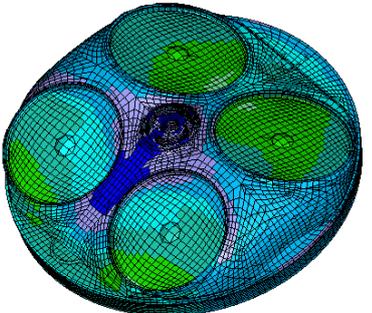
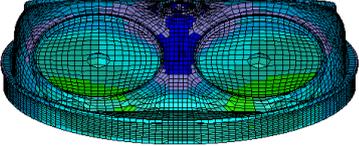
Figura 55 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para o caso de R_C 15:1 com injeção de 10% de água e estudo do aumento do avanço de ignição

A partir da Figura 55, conclui-se que com a diminuição do incremento para o estudo da recuperação do avanço de ignição não há surgimento de detonação para esse caso, então o avanço de ignição igual a $28,5^\circ$ fornece a condição limite de detonação inferior para a estratégia da injeção direta de 10% de água.

Para ilustração da tolerância à detonação de acordo com o aumento do avanço de ignição para a injeção direta de 10% de água, a Tabela 14 apresenta o KT no ângulo de aproximadamente 25° DPMS e mostra a diminuição da tolerância à detonação na geometria à medida que o avanço de ignição aumenta.

Essa diminuição dos valores de KT é observada principalmente nas regiões das válvulas, que começam a apresentar uma coloração esverdeada, verificando-se que com o aumento do avanço de ignição aumenta-se a quantidade de células nas quais a resistência à detonação é menor.

Tabela 14 - Vistas superior, inferior e lateral mostrando KT no ângulo de 25° DPMS para a injeção direta de 10% de água em função da alteração do avanço de ignição

SA 28°				<p>KT 25° DPMS</p> <ul style="list-style-type: none"> 0.5000E-01 0.3929E-01 0.2857E-01 0.1786E-01 0.7143E-02 -0.3571E-02 -0.1429E-01 -0.2500E-01 -0.3571E-01 -0.4643E-01 -0.5714E-01 -0.6786E-01 -0.7857E-01 -0.8929E-01 -0.1000
SA 28,5°				<p>KT 25° DPMS</p> <ul style="list-style-type: none"> 0.5000E-01 0.3929E-01 0.2857E-01 0.1786E-01 0.7143E-02 -0.3571E-02 -0.1429E-01 -0.2500E-01 -0.3571E-01 -0.4643E-01 -0.5714E-01 -0.6786E-01 -0.7857E-01 -0.8929E-01 -0.1000
SA 29°				<p>KT 25° DPMS</p> <ul style="list-style-type: none"> 0.5000E-01 0.3929E-01 0.2857E-01 0.1786E-01 0.7143E-02 -0.3571E-02 -0.1429E-01 -0.2500E-01 -0.3571E-01 -0.4643E-01 -0.5714E-01 -0.6786E-01 -0.7857E-01 -0.8929E-01 -0.1000

4.4.2.2 Injeção Direta com 20% de Água

Com a injeção direta de 20% de água verifica-se que ao manter o avanço de ignição igual a 28° também não houve ocorrência de detonação. Sendo assim, pode-se aumentar esse avanço de ignição para verificar qual é a condição limite e possivelmente recuperar os parâmetros de desempenho.

Para isso, o avanço de ignição é aumentado de 1 em 1 grau até atingir o valor de 33° e a Figura 56 mostra o gráfico da taxa de liberação de calor de autoignição para Rc 15:1 e injeção de 20% de água DI. Com o aumento do SA de 31° para 32° já é detectado o surgimento de detonação, a qual aumenta de intensidade quando o avanço de ignição é

ainda maior e igual a 33° . Portanto, faz-se a redução do incremento de um grau para verificar se a condição limite de detonação inferior é o SA 31° ou SA $31,5^\circ$.

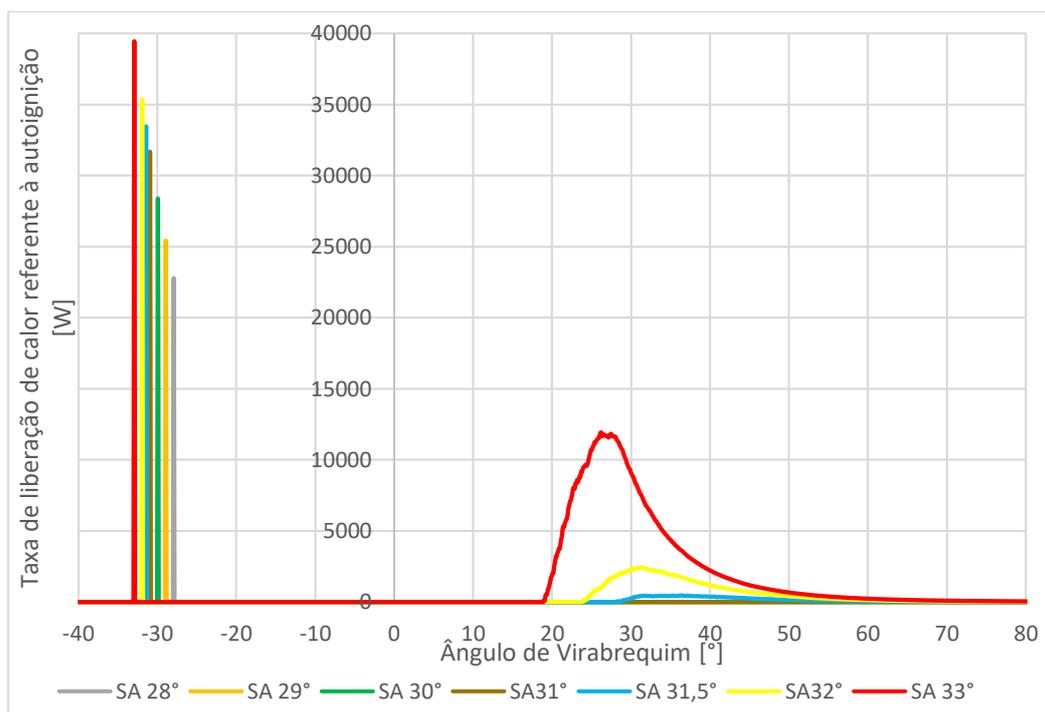
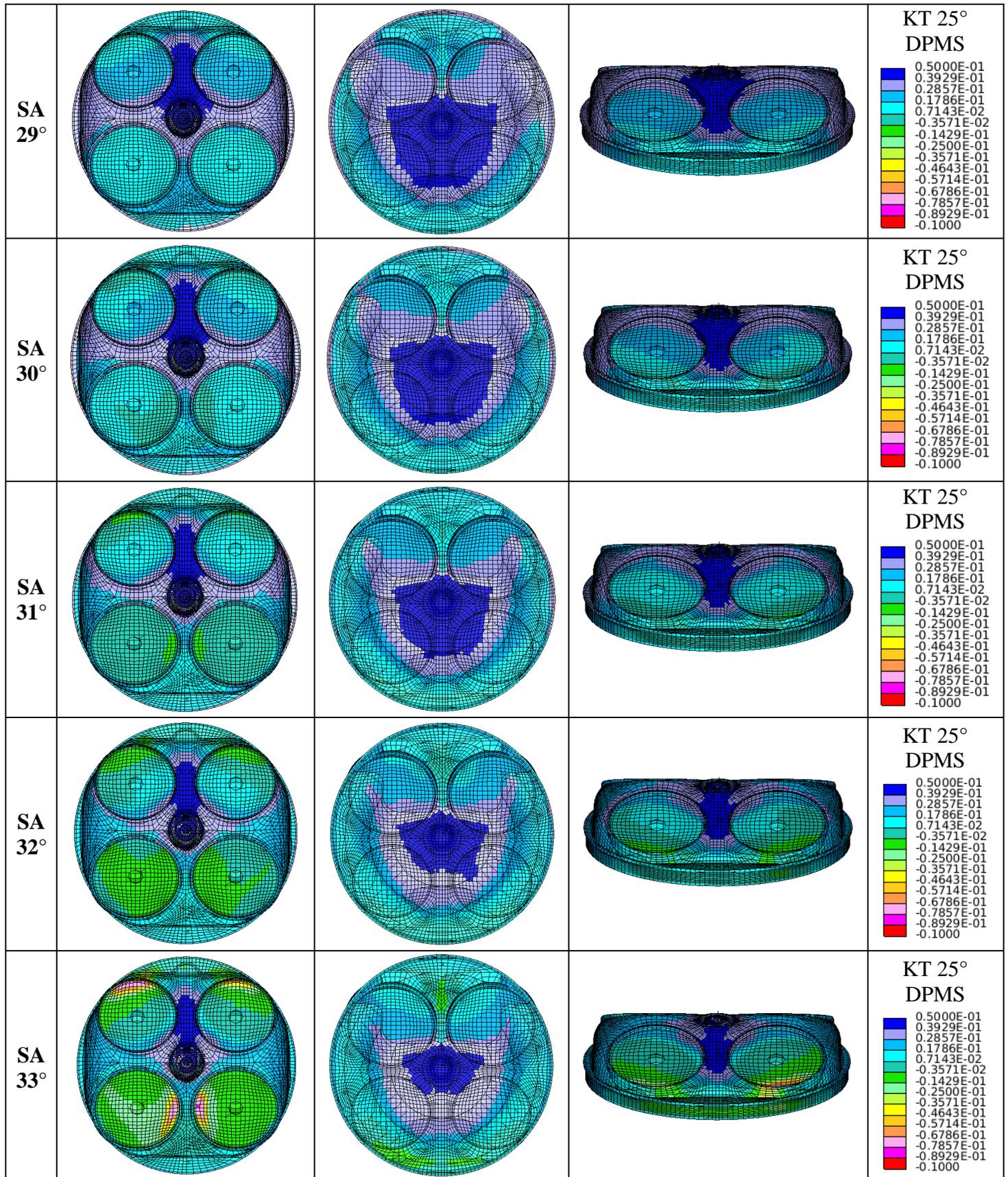


Figura 56 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para o caso de R_c 15:1 com injeção de 20% de água e estudo do aumento do avanço de ignição

Na Figura 56 observa-se que para o avanço de ignição igual a $31,5^\circ$ ainda há um pico visível de liberação de calor referente à autoignição, portanto adota-se a condição de avanço de ignição igual a 31° como limite de detonação inferior para a condição de razão de compressão igual a 15:1 na qual há injeção direta de 20% de água. Verifica-se também que, ao comparar a recuperação do avanço de ignição com 10% de água e 20% de água, no último caso o SA pode ser aumentado $2,5^\circ$ a mais.

Para mostrar o efeito do aumento do avanço de ignição para a simulação com injeção direta de 20% de água, a Tabela 15 apresenta o KT no ângulo de aproximadamente 25° DPMS e mostra a diminuição da tolerância à detonação na geometria à medida que o avanço de ignição aumenta. Para o SA 33° , no qual observa-se um pico de intensidade média de detonação na Figura 56, o KT apresenta valores muito baixos e são visualizadas inclusive células de tons rosados na região das válvulas, as quais representam valores muito negativos de KT, evidenciando que ocorre autoignição em muitas células, o que nesse caso resulta em detonação de intensidade média.

Tabela 15 - Vistas superior, inferior e lateral mostrando o KT no ângulo de 25° DPMS para a injeção de 20% de água em função da alteração do avanço de ignição



A Figura 57 mostra o KT em função da temperatura de gases não-queimados no ângulo de 25° DPMS para as simulações com injeção direta de 10% e 20% de água para verificar o efeito do aumento da quantidade de água na tolerância à detonação.

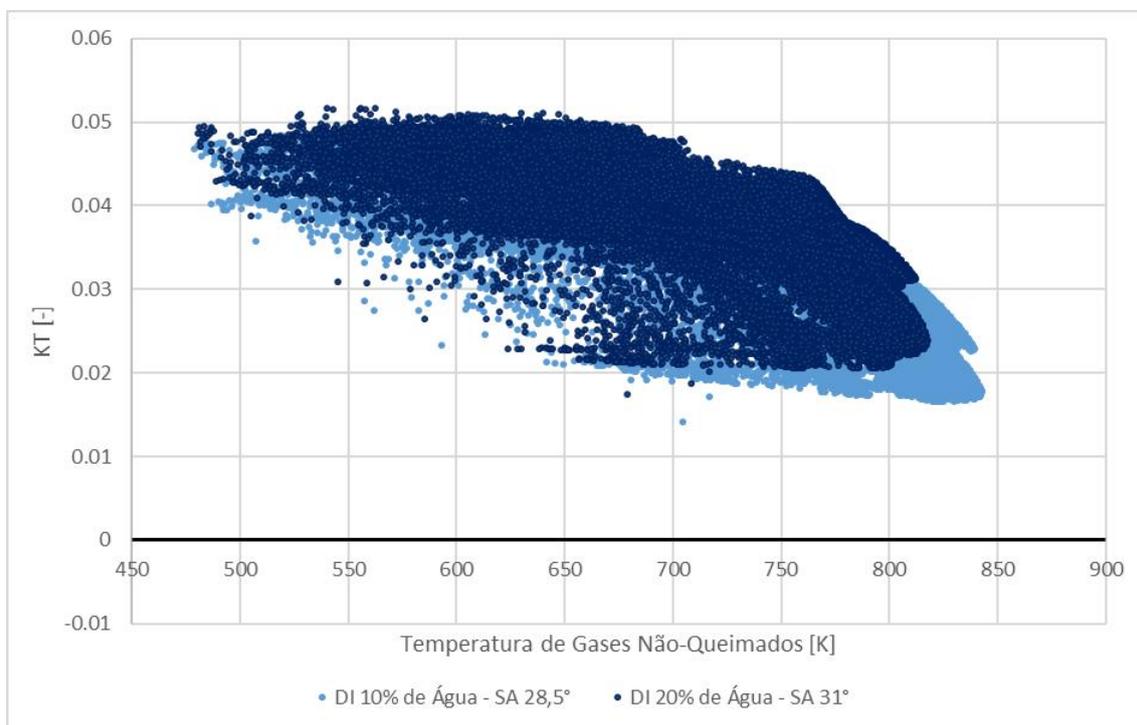


Figura 57 - KT em função da temperatura de gases não-queimados no ângulo de 25° DPMS para as simulações com injeção direta de 10% (azul claro) e 20% de água (azul escuro) no LDI

Observa-se na Figura 57 que a injeção de 20% de água, mesmo permitindo um maior avanço de ignição, faz com que a tolerância à detonação aumente em relação à injeção de 10% de água.

Além disso, verifica-se uma diminuição da temperatura máxima dos gases não-queimados quando 20% de água é injetada, o que contribui ainda mais para um aumento da resistência à detonação e evita o comportamento observado para a simulação DI 10% de água, na qual os valores de KT diminuem cada vez mais a partir da temperatura de gases não-queimados igual a 650K. Nota-se que, para a simulação com 20% de água, os valores de tolerância à detonação se mantêm acima de 0,02 mesmo com o aumento da temperatura dos gases não-queimados.

4.4.2.3 Pressão e Temperatura no Cilindro

Para mostrar a influência da alteração do avanço de ignição na temperatura e pressão do cilindro, a Figura 58 mostra a variação dos valores máximos desses parâmetros para cada estratégia final de injeção direta de água analisada neste trabalho.

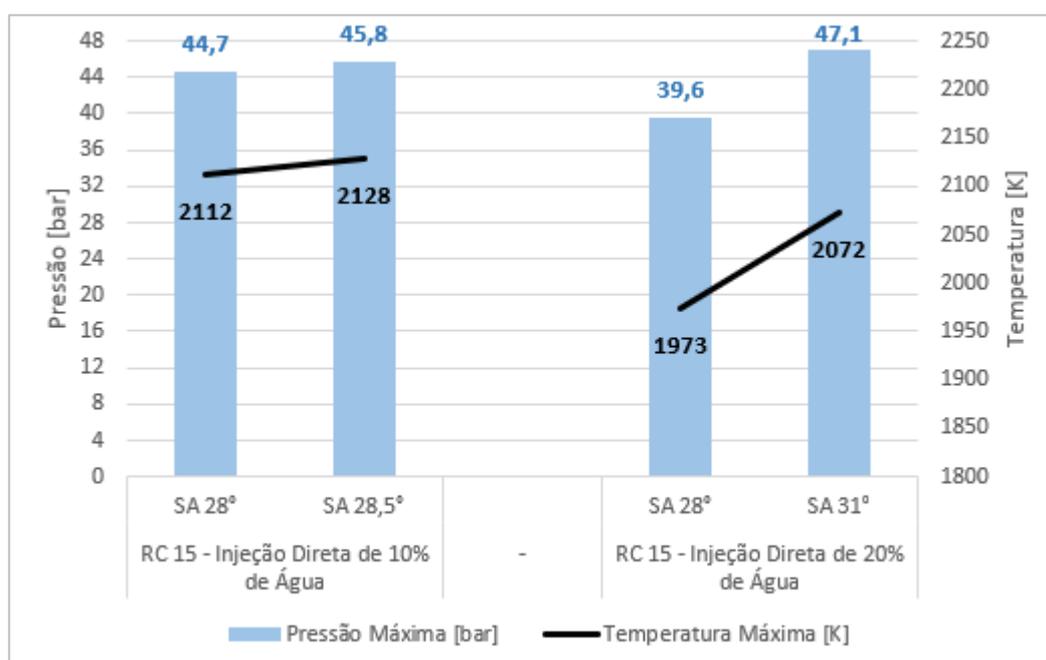


Figura 58 - Pressão e temperatura máximas no cilindro para as simulações finais com injeção de água sem alteração no avanço de ignição e com o SA que leva à condição limite de detonação inferior

Portanto, para a simulação com injeção DI de 10% de água há, com o aumento de 0,5° do avanço de ignição, uma elevação na pressão máxima de cerca de 2,5%, além de um acréscimo na temperatura máxima igual a 0,76%.

Já para a simulação com injeção direta de 20% de água, como é possível uma recuperação maior do avanço de ignição, de 3°, há uma elevação superior à observada para o caso da injeção de 10% de água na pressão e temperatura máximas com a alteração do avanço de ignição. Os aumentos para a pressão e temperatura máximas para esse caso com 20% de água são iguais a 18,9% e 5,0%, respectivamente, com a recuperação do avanço de ignição. Ainda assim, observa-se que a injeção de uma quantidade mais elevada de água, mesmo com maior avanço de ignição, proporciona um valor inferior de temperatura máxima no cilindro.

4.5 Redução da Razão Volumétrica de Compressão

4.5.1 Mitigação da Detonação e Aumento de KT

A Figura 59 mostra a comparação entre as curvas de taxa de liberação de calor referente apenas à autoignição para as simulações numéricas com razões de compressão iguais a 15:1 e 14:1, ambas com avanço de ignição de 28° . Pode-se observar que a redução dessa razão para 14:1 fez com que não houvesse mais a ocorrência de detonação intensa, fenômeno que é observado para a simulação de referência com R_C 15:1.

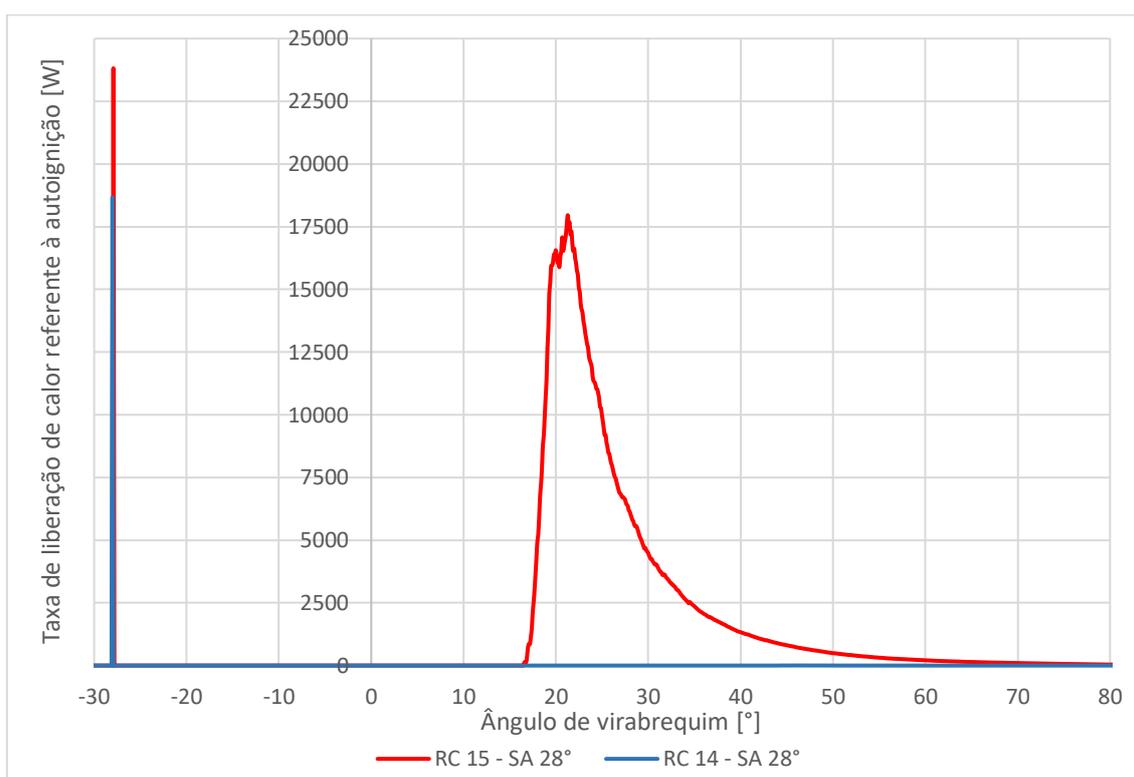


Figura 59 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para os casos de R_C 15:1 e R_C 14:1, ambos com o avanço de ignição igual a 28°

Para mostrar na geometria o efeito da diminuição da razão volumétrica de compressão na mitigação da detonação, a Figura 60 ilustra o parâmetro de tolerância à detonação para as simulações com R_C 15:1 e R_C 14:1 no ângulo de 22° DPMS, no qual observa-se o pico de liberação de calor proveniente de autoignição na Figura 59.

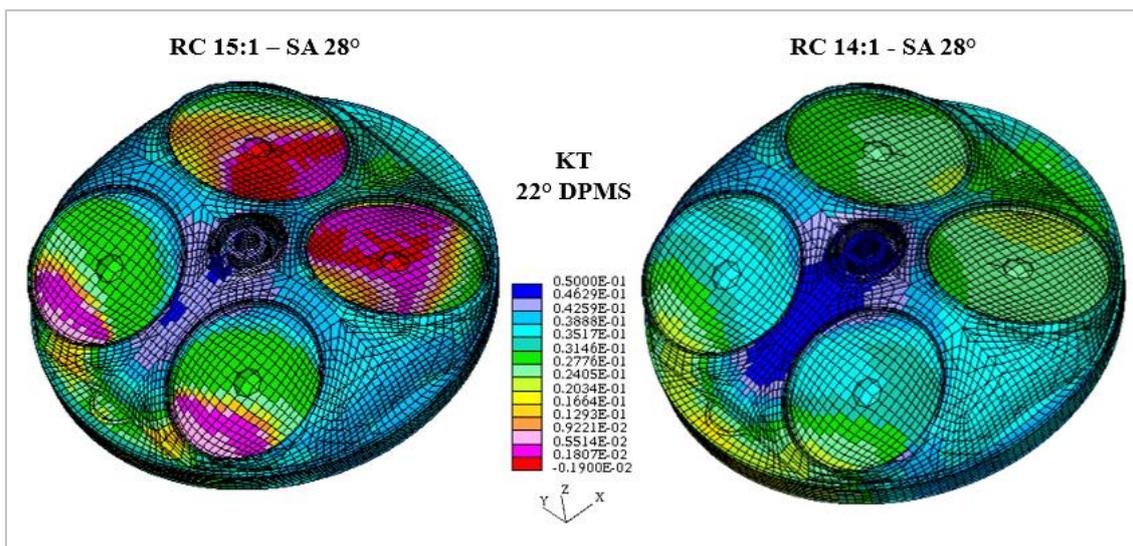


Figura 60 - KT no cilindro, a aproximadamente 22° DPMS, para os casos de R_C 15:1 e R_C 14:1, ambos com o avanço de ignição igual a 28°

Portanto, como mostra a Figura 60, a tolerância à detonação aumenta consideravelmente para o caso com a razão de compressão reduzida para 14:1 quando o mesmo avanço de ignição é utilizado. Para o caso que apresenta detonação intensa são observadas diversas células rosas ou vermelhas nas válvulas, evidenciando os valores negativos de KT em muitas células, ao contrário do caso com redução de R_C , que apresenta todas as células com valores positivos e coloração azul e verde.

Sendo assim, para esse caso estudado, o aumento do KT com a redução de R_C é suficiente para que a detonação não apenas tenha a sua intensidade minimizada como esperado, mas seja completamente suprimida.

4.5.2 Pressão e Temperatura no Cilindro

A diminuição da razão volumétrica de compressão faz com que a pressão e temperatura máximas no cilindro sejam reduzidas, o que contribui para o aumento da tolerância à detonação, como verificado na Figura 60. A Figura 61 mostra a pressão média ao longo do ciclo para os dois casos simulados numericamente com uma aproximação no pico para melhor comparação da diminuição da pressão máxima obtida no caso com R_C igual a 14:1.

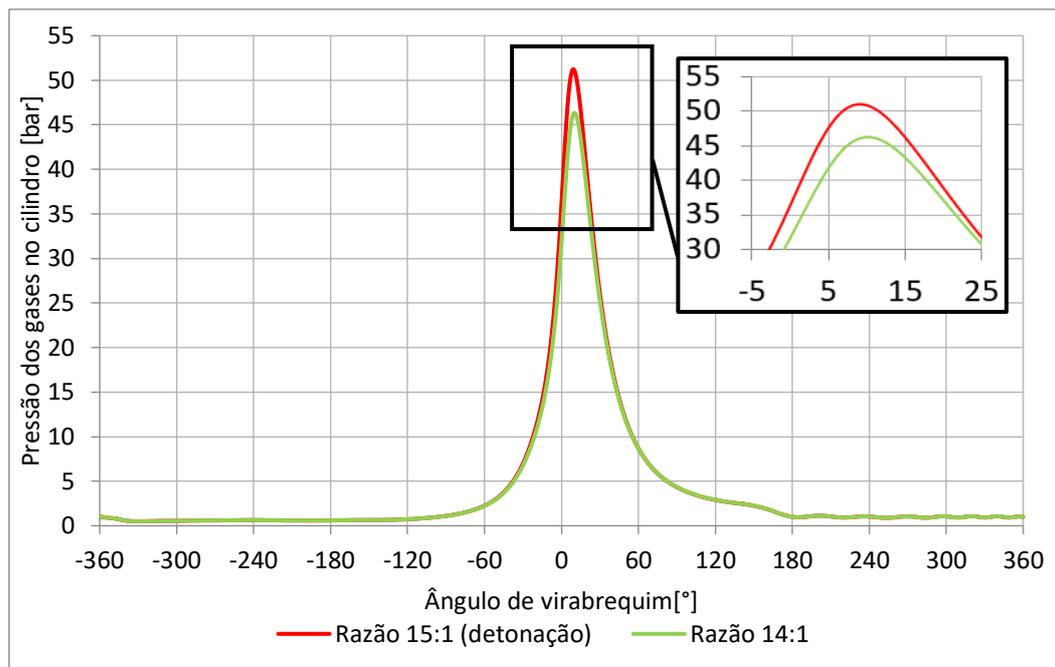


Figura 61 – Pressão média dos gases no cilindro para os casos de R_C 15:1 e R_C 14:1, ambos com o avanço de ignição igual a 28°

A redução da pressão máxima no cilindro com a utilização de R_C 14:1 em relação à R_C 15:1, ilustrada na Figura 61, é igual a 10,5%. Já a temperatura máxima no cilindro reduz cerca de 1,1% e a Figura 62 mostra a variação da temperatura para as duas razões de compressão estudadas.

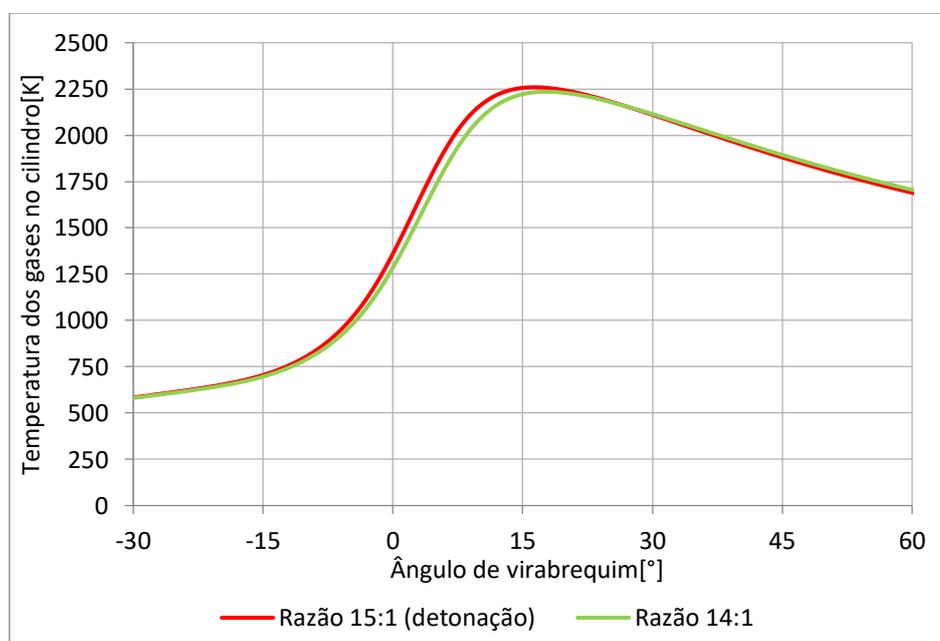


Figura 62 - Temperatura média da carga no cilindro para os casos de R_C 15:1 e R_C 14:1, ambos com o avanço de ignição igual a 28°

4.5.3 Recuperação do Avanço de Ignição

Como na simulação com razão volumétrica de compressão igual a 14:1, ao manter o avanço de ignição de 28°, não é verificada a ocorrência de detonação, aumenta-se esse SA a fim de se constatar qual é aquele que leva à condição limite de detonação inferior. Dessa maneira, como explicado no item 3.2.9, aumenta-se o avanço de ignição em 1 grau.

A Figura 63 mostra o gráfico da taxa de liberação de calor de autoignição para R_C 14:1 e pode-se observar que com aumento avanço de ignição de 28° para 29° é detectada a ocorrência de detonação. Portanto, faz-se a redução desse incremento no SA para verificar se a condição limite de detonação inferior é SA 28° ou SA 28,5°.

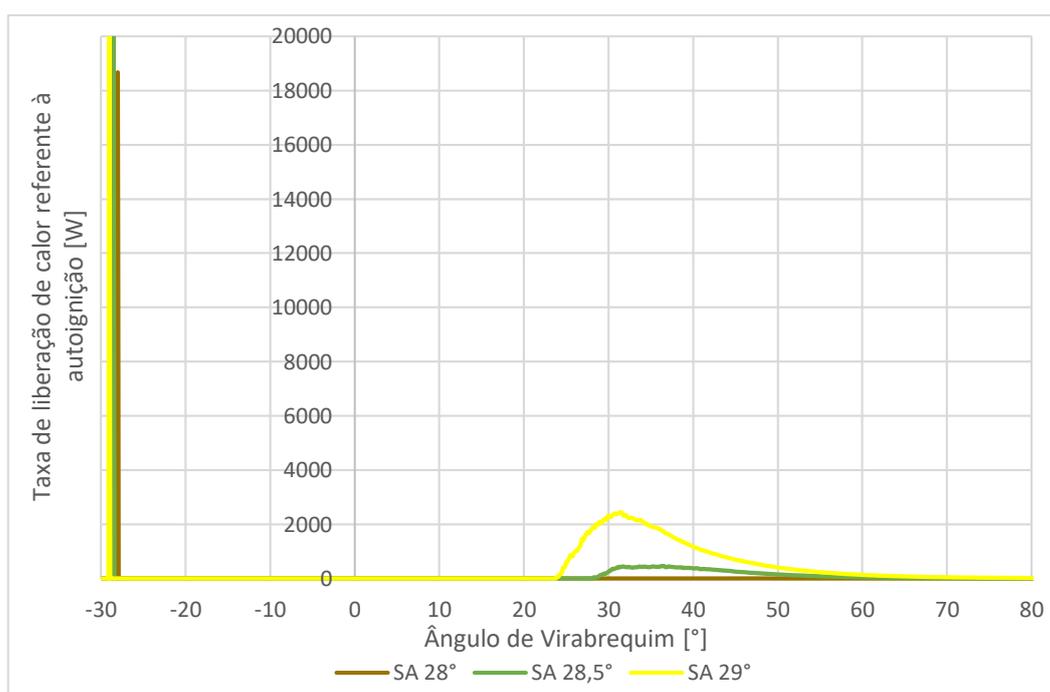


Figura 63 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para o caso de R_C 14:1 com estudo do aumento do avanço de ignição

Na Figura 63 observa-se que para SA 28,5° ainda há aparecimento de liberação de calor referente à autoignição, portanto adota-se a condição de avanço de ignição igual a 28° como limite de detonação inferior para a condição de razão de compressão igual a 14:1, o que mostra que para essa condição de operação a redução da razão de compressão é suficiente para suprimir a detonação, mas não possibilita uma recuperação do avanço de ignição.

4.6 Resultados da Alteração do Avanço de Ignição para a Simulação de Referência

Na simulação de referência sem injeção de água, com R_C 15:1 e SA 28° , sabe-se que há ocorrência de detonação intensa, então espera-se que com a redução do avanço de ignição a intensidade dessa detonação seja reduzida até que a mesma seja extinta. Portanto, como explicado no item 3.2.9, o avanço de ignição é reduzido de 1 em 1 grau.

A Figura 64 mostra o gráfico da taxa de liberação de calor de autoignição e pode-se observar que com a diminuição do avanço de ignição de 26° para 25° a detonação é eliminada. Portanto, faz-se a redução desse incremento para verificar se a condição limite de detonação inferior é o SA 25° ou SA $25,5^\circ$.

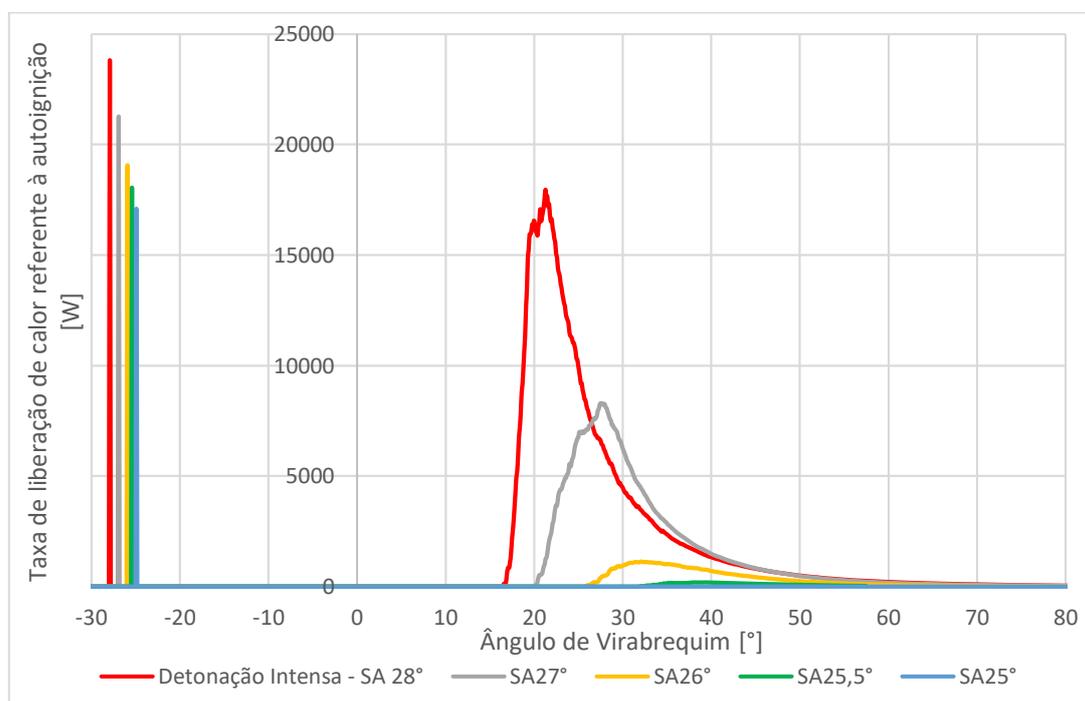


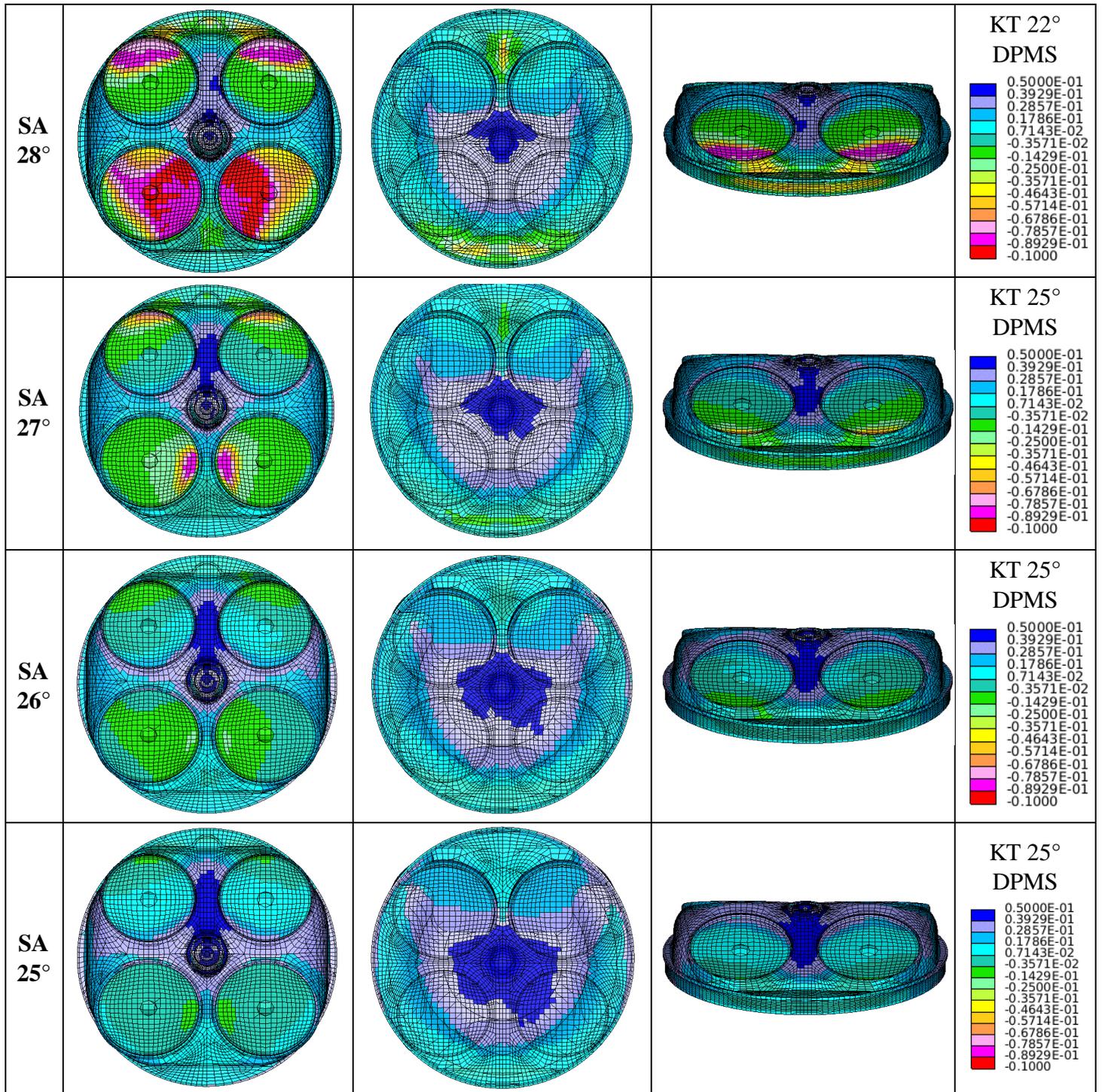
Figura 64 - Taxa de liberação de calor referente à autoignição para o caso de referência no qual havia detonação intensa, R_C 15:1, com estudo da redução do avanço de ignição

Na Figura 64 observa-se que para o SA $25,5^\circ$ ainda há aparecimento de taxa de liberação de calor referente à autoignição, que é visível apesar de ser baixa, portanto adotou-se a condição com SA igual a 25° como limite de detonação inferior.

Para mostrar efeito da diminuição do avanço de ignição para a simulação de referência, a Tabela 16 ilustra o parâmetro KT no ângulo de aproximadamente 22° DPMS, indicando o aumento da tolerância à detonação na geometria à medida que o SA

diminui de 28°, que é a simulação referência com detonação intensa, até o SA 25°, o qual verificou-se que proporciona a condição LDI para a simulação referência.

Tabela 16 - Vistas superior, inferior e lateral mostrando o KT no ângulo de aproximadamente 25° DPMS para a simulação de referência com alteração do avanço de ignição



Além disso, é feita uma comparação do KT em função da temperatura de gases não-queimados na Figura 65 entre a simulação referência com avanço igual a 28°, que resulta em detonação intensa, e a mesma com SA igual a 25°, para a qual observa-se que a detonação foi suprimida. Nesse gráfico analisa-se o instante mais crítico em relação à ocorrência de detonação e, como o instante é o mesmo para as duas simulações e a quantidade de células da malha é correspondente ao número de pontos analisados, ambas as simulações possuem o mesmo número de pontos no gráfico.

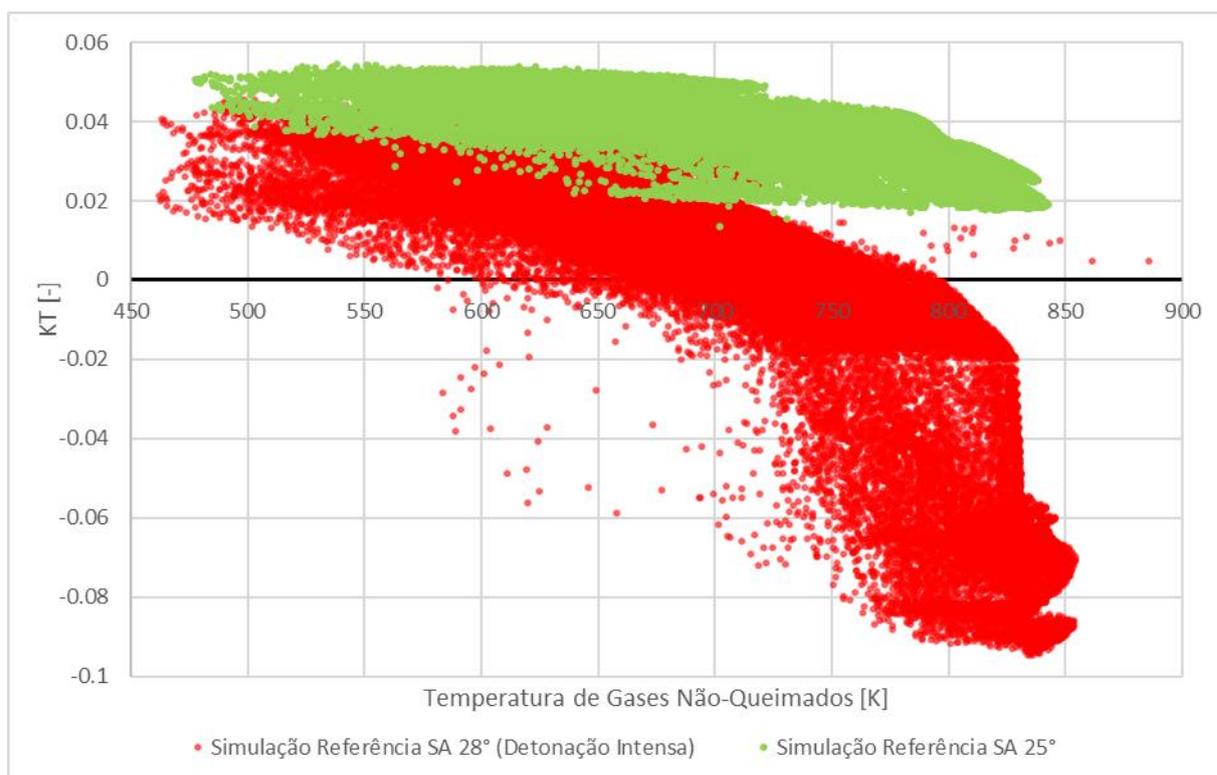


Figura 65 - KT em função da temperatura de gases não-queimados no ângulo de aproximadamente 22° DPMS para a simulação referência com SA igual a 28° e 25°

Portanto, além do aumento do KT para o avanço de ignição igual a 25° mostrado na Tabela 16, a Figura 65 ilustra a distribuição dos valores de KT para cada célula em função da temperatura dos gases não-queimados e evidencia o quanto a tolerância à detonação aumentou com a diminuição do avanço de ignição. Além disso, comprova-se que não são obtidos valores de KT negativos ou muito próximos de zero para a simulação no limite de detonação inferior, mostrando que realmente não há autoignição, o que poderia causar detonação.

4.7 Resultados dos Parâmetros Globais e de Desempenho para as Simulações no LDI

A partir do estudo da alteração do avanço de ignição para cada simulação, tem-se todos os casos estudados no limite de detonação inferior, então pode-se comparar os parâmetros de desempenho para essas simulações finais com o respectivo avanço de ignição determinado para cada uma delas. A Tabela 17 resume as principais diferenças entre os casos finais que são analisados e comparados.

Tabela 17 - Simulações finais estudadas para comparação dos parâmetros de desempenho do motor, sendo que todas se encontram na condição limite de detonação inferior

	Simulação Referência (limite detonação)	Simulação com Alteração da R_c	Injeção DI de 10% de água	Injeção DI de 20% de água
Razão Volumétrica de Compressão [-]	15:1	14:1	15:1	15:1
Avanço de Ignição [°]	25,0	28,0	28,5	31,0
Porcentagem de Água Injetada [%]	0	0	10	20

4.7.1 Pressão e Temperatura no Cilindro

Pode-se comparar os resultados das simulações finais no limite de detonação inferior para verificar as diferenças entre elas no comportamento das curvas de pressão e temperatura no cilindro.

A Figura 66 ilustra as curvas de pressão no cilindro para todas as simulações finais com uma ampliação na região mais próxima dos picos, que é onde observa-se diferenças mais significativas.

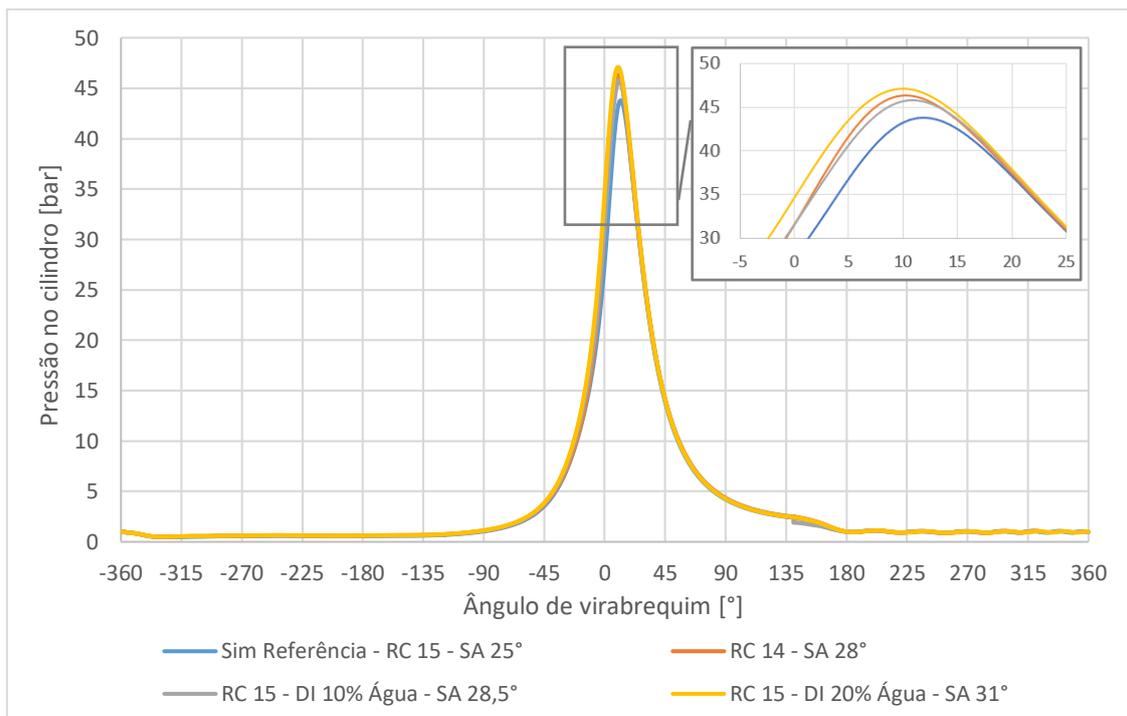


Figura 66 - Pressão no cilindro para as simulações finais no limite de detonação inferior

Como a injeção de 20% de água possibilita uma maior recuperação do avanço de ignição, a pressão máxima no cilindro é a mais elevada. Já a simulação de referência, que possui o menor SA entre todos os casos finais, apresenta a menor pressão máxima obtida. Para auxiliar na comparação entre os casos finais analisados, a Figura 67 ilustra as pressões e temperaturas máximas para cada uma das simulações finais no LDI.

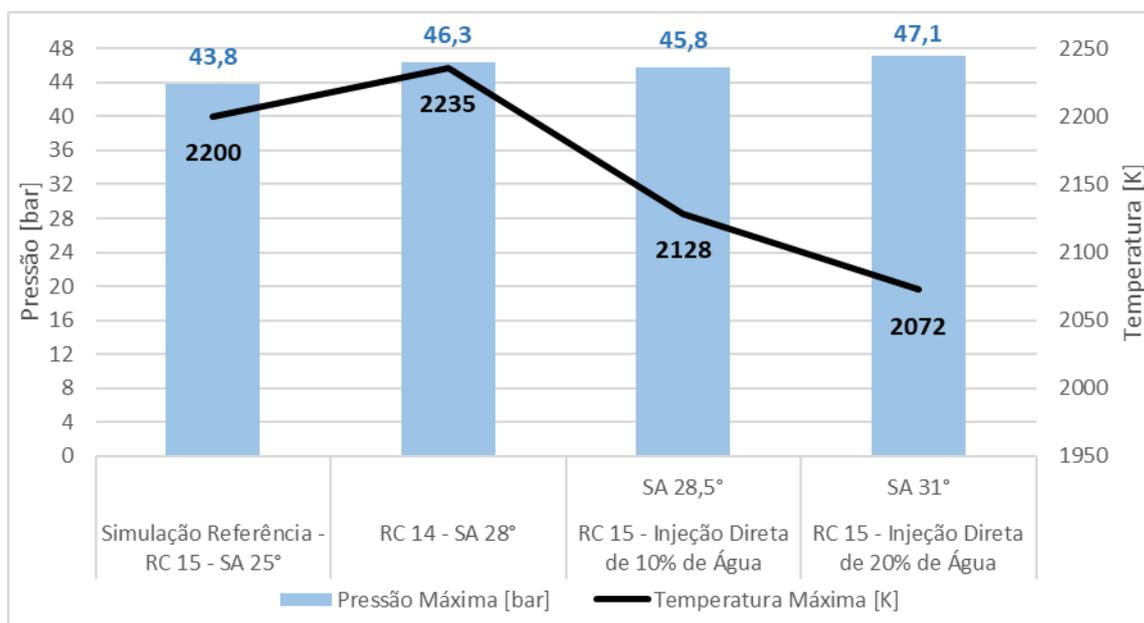


Figura 67 - Pressões e temperaturas máximas no cilindro para as simulações finais no limite de detonação inferior

Pode-se concluir ao analisar a Figura 67 que ambos os casos com injeção de água, mesmo alcançando pressões superiores ao caso de referência, apresentam temperaturas máximas inferiores devido ao resfriamento proporcionado pela evaporação da água.

Na simulação com injeção de 10% de água o aumento da pressão máxima é de 4,59% em relação à simulação de referência e a diminuição da temperatura máxima é de 3,27%. Essa queda na temperatura é ainda mais significativa ao injetar 20% de água, quando essa redução é de 5,81%. Nota-se inclusive que a injeção de 20% de água apresenta a menor temperatura máxima entre todos os casos, mesmo proporcionando maior SA e a maior pressão máxima no cilindro, que é 7,58% superior ao caso referência.

Já para a simulação na qual a razão volumétrica de compressão foi reduzida, o que permite um avanço de ignição maior que da simulação referência no LDI, há um aumento de 5,82% da pressão máxima no cilindro, mas aliado a um aumento de 1,59% na temperatura máxima, resultando na temperatura máxima mais elevada entre todos os casos finais estudados no limite de detonação inferior.

Para ilustrar a diferença na distribuição de temperatura no cilindro durante a combustão, o caso da simulação com R_C 14:1, que resulta no maior valor de temperatura máxima no cilindro, e o caso com injeção direta de 20% de água são comparados na Figura 68. Essa figura evidencia a redução da temperatura no cilindro proporcionada pela injeção de 20% de água, na qual a tonalidade é mais alaranjada e menos amarelada, mesmo essa simulação apresentando maior razão volumétrica de compressão, maior avanço de ignição e pressão máxima no cilindro mais elevada.

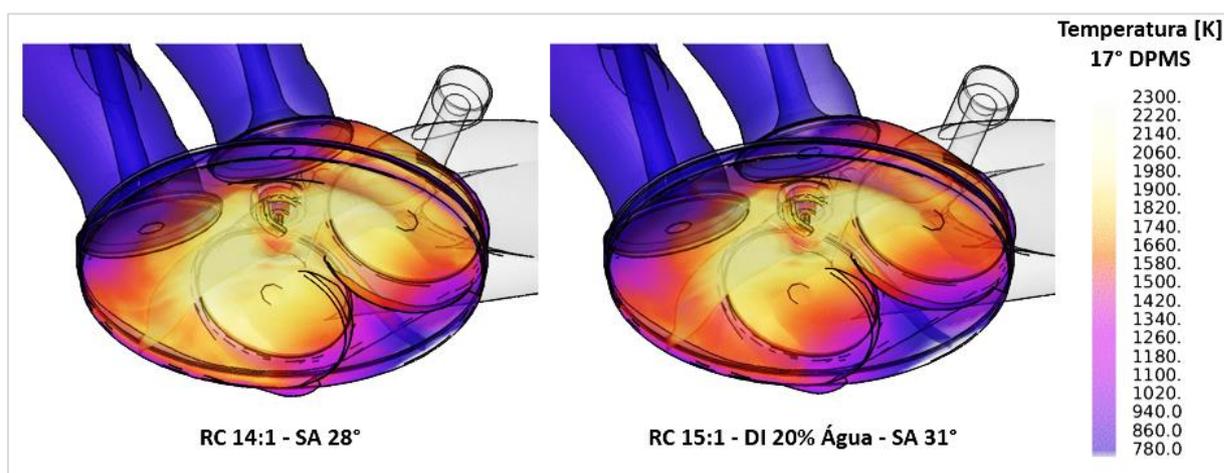


Figura 68 - Temperatura para as simulações finais com R_C 14:1 e com R_C 15:1 e injeção direta de 20% de água no ângulo de 17° DPMS

Para uma análise da temperatura ao longo de toda a combustão, a Figura 69 ilustra as curvas das simulações finais e mostra que há uma alteração no comportamento das curvas após o pico de pressão mostrado na Figura 66, quando as simulações com injeção de água passam a apresentar valores inferiores de temperatura. Esse comportamento continua ao longo do tempo de expansão, o que evidencia que a injeção de água leva a temperaturas inferiores ao fim da combustão, assim como temperaturas máximas mais baixas, como já observado na Figura 67.

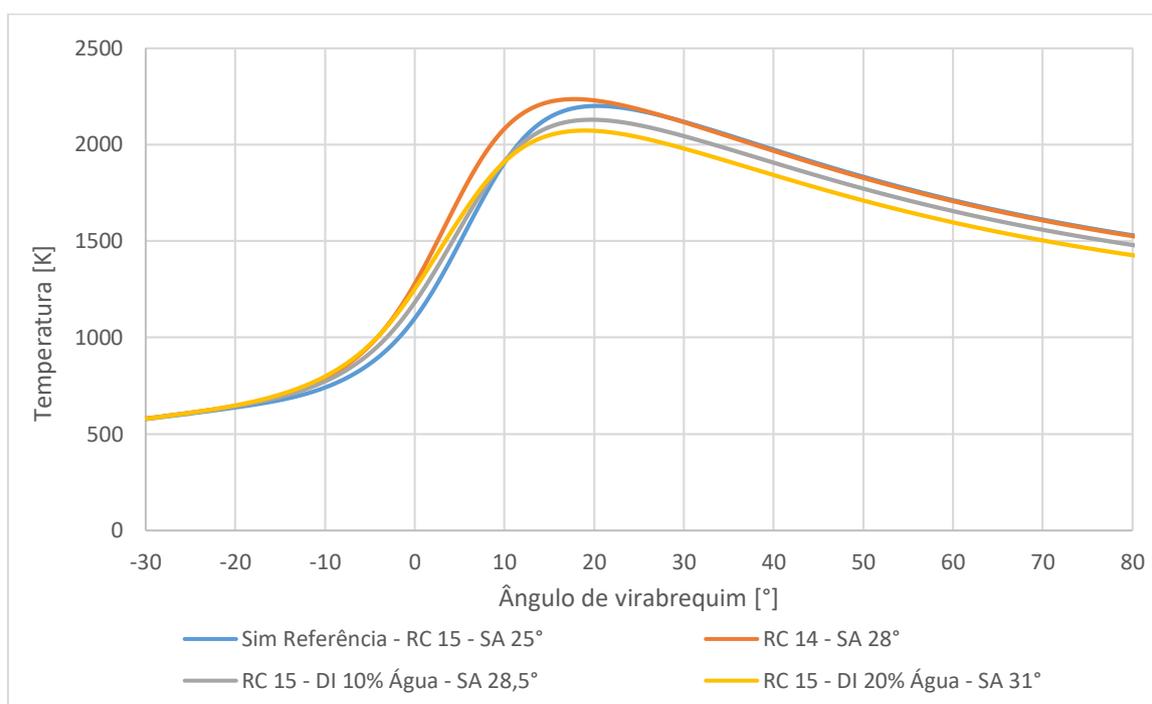


Figura 69 - Gráfico de temperatura no cilindro para as simulações finais no limite de detonação inferior

4.7.2 Estrutura do Escoamento no Cilindro

Para avaliação do impacto das diferentes estratégias das simulações finais no limite de detonação inferior, as estruturas do escoamento no cilindro são analisadas. A Figura 70 mostra a variação do coeficiente de *tumble* para as simulações no limite de detonação e a Figura 71 ilustra a variação do coeficiente de *cross-tumble*.

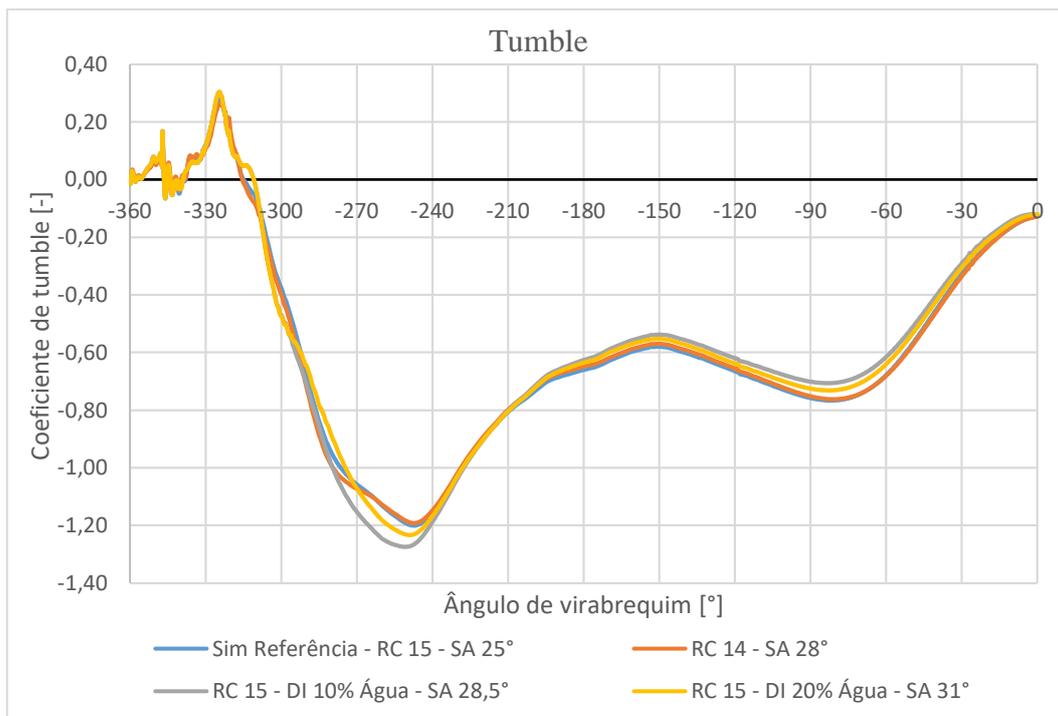


Figura 70 - Coeficiente de *tumble* para as simulações finais no limite de detonação inferior

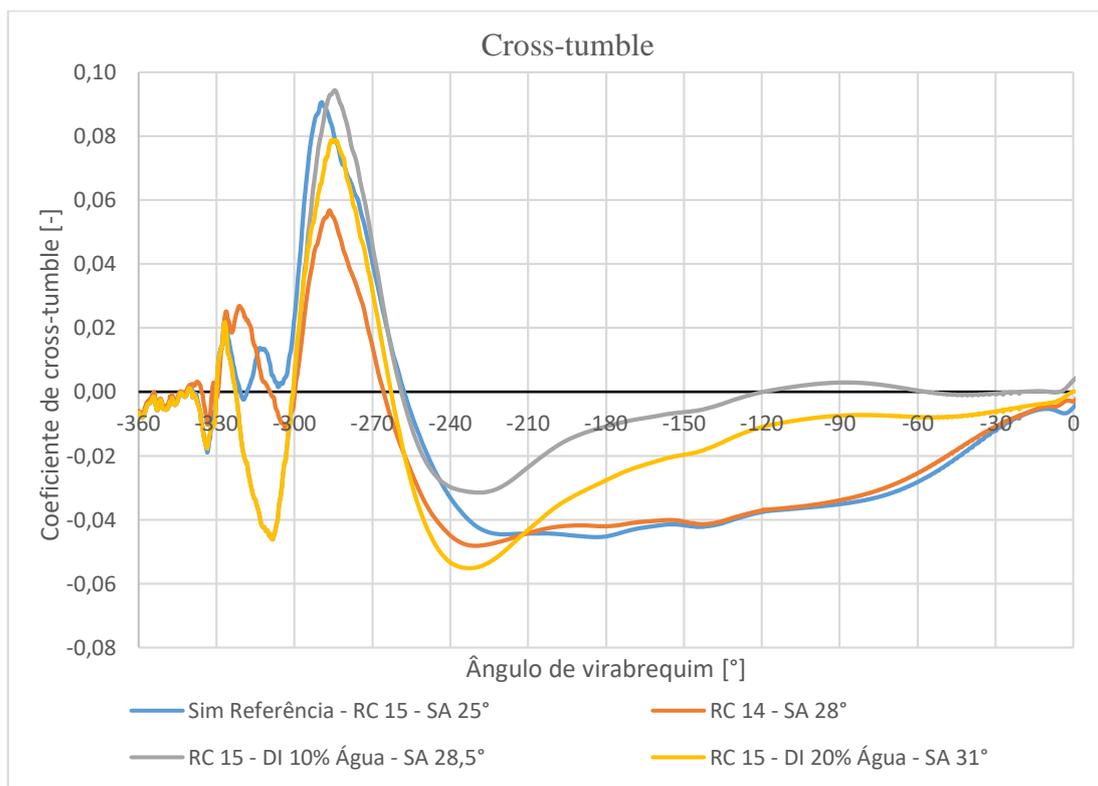


Figura 71 - Coeficiente de *cross-tumble* para as simulações finais no limite de detonação inferior

Na Figura 70 é representada a variação do coeficiente de *tumble*, que é a estrutura dominante no escoamento dentro do cilindro do motor utilizado neste trabalho. Pode-se verificar que não há diferenças significativas entre as simulações finais analisadas em relação ao *tumble* ao longo da admissão e compressão, mas a simulação com injeção de 10% de água apresenta maior intensidade de *tumble* entre -280° -240° .

Em relação ao *cross-tumble*, cujo gráfico é apresentado na Figura 71, existem diferenças mais perceptíveis de seu coeficiente entre as simulações analisadas. No ângulo de virabrequim igual a -310° , no qual se inicia a injeção direta de água, há um grande aumento do coeficiente de *cross-tumble* nas simulações com injeção de água em relação às aquelas nas quais a água não é injetada.

Da mesma forma, em aproximadamente -290° há um pico no coeficiente de *cross-tumble*, que é mais significativo para as simulações finais com injeção de água. A Figura 72 ilustra essa diferença por meio da comparação entre a simulação com maior coeficiente, que é aquela com injeção direta de 10% de água, e o caso com menor coeficiente no mesmo ângulo, para a simulação com alteração da razão volumétrica de compressão de 15:1 para 14:1. Para facilitar a visualização, a região na qual as diferenças são mais visíveis está destacada.

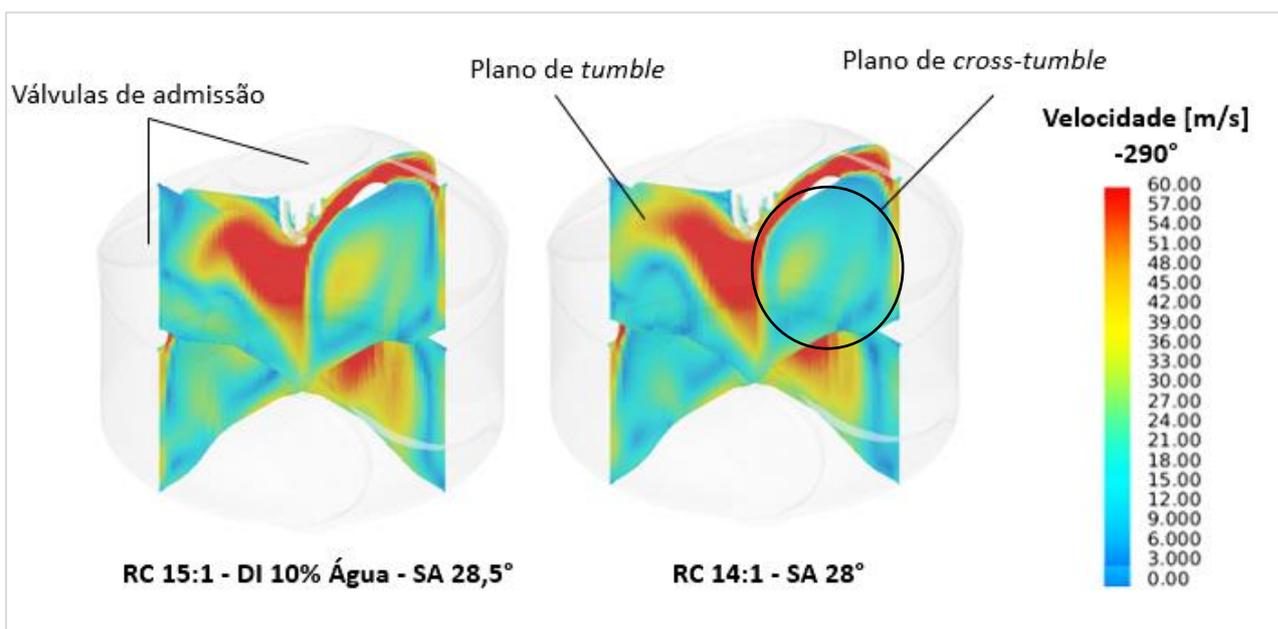


Figura 72 - Planos de *tumble* e *cross-tumble* para a simulação final com injeção de 10% de água e a simulação final com R_C 14:1

A Figura 73 mostra a variação do coeficiente de *swirl* para as simulações finais no limite de detonação inferior.

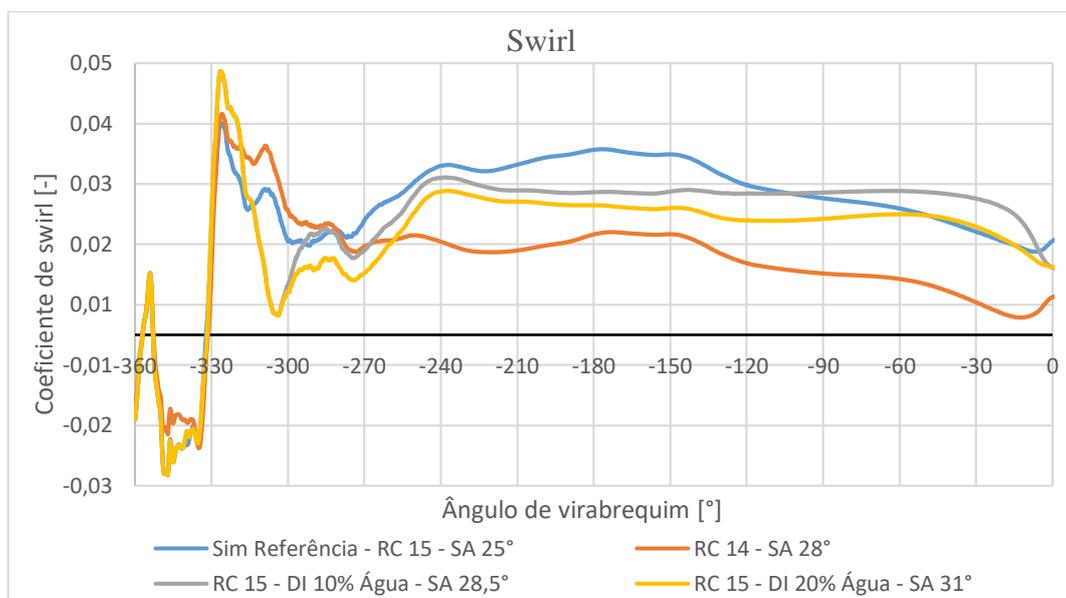


Figura 73 - Coeficiente de *swirl* para as simulações finais no limite de detonação inferior

Em geral, o coeficiente de *swirl* no motor estudado é baixo para todas as simulações realizadas neste trabalho. Porém, observa-se que a partir de aproximadamente -270° o caso com R_C igual a 14:1 é o que apresenta menor intensidade de *swirl* até o PMS, como é ilustrado na Figura 74 ao comparar esse caso com aquele com injeção de 10% de água no ângulo de 50° APMS.

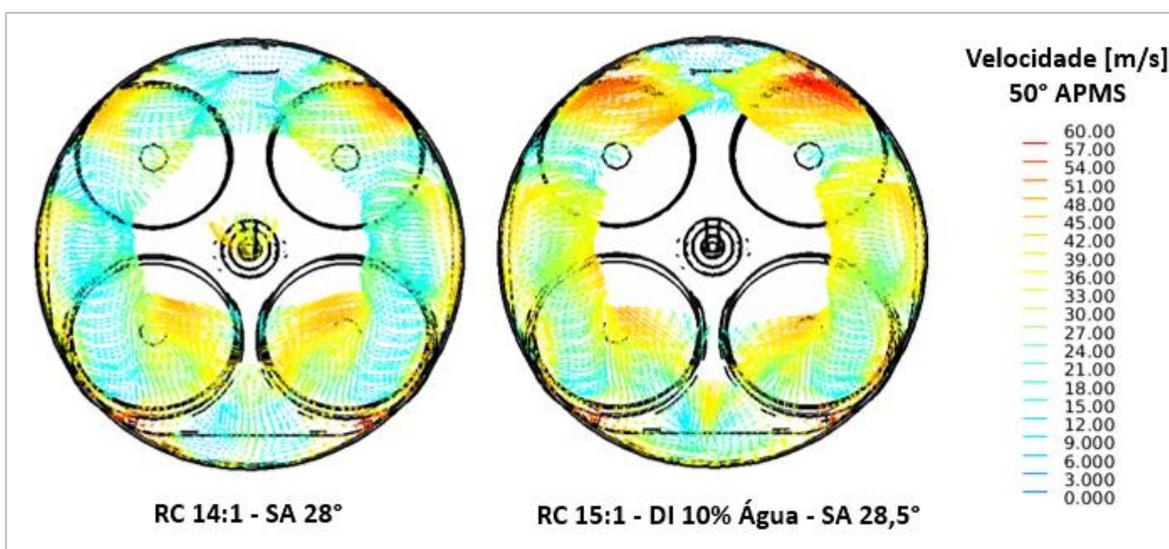


Figura 74 - Vetores de velocidade no plano de *swirl* para a simulação final com injeção de 10% de água e a simulação final com R_C 14:1 no ângulo de 50° APMS

Além disso, as simulações com injeção de água apresentaram maior coeficiente de *swirl* durante o período de injeção, mas em seguida a simulação de referência passa a apresentar intensidade de *swirl* um pouco superior. Por outro lado, a partir de 90° APMS a simulação final com injeção direta de 10% de água apresenta coeficiente de *swirl* superior às demais e esse comportamento se mantém praticamente até o PMS.

Para uma comparação geral do escoamento, a Figura 75 apresenta o gráfico de energia cinética turbulenta para todas as simulações finais no limite de detonação inferior.

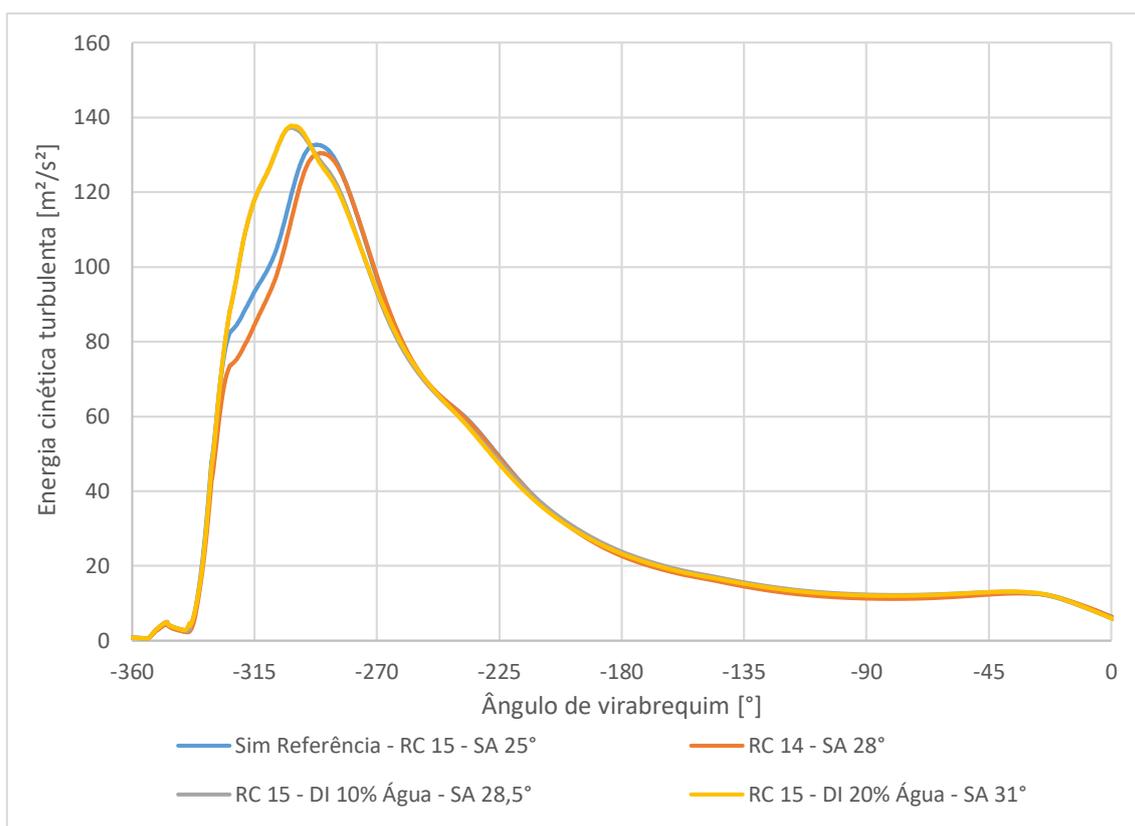


Figura 75 - Gráfico de energia cinética turbulenta no cilindro para as simulações finais no limite de detonação inferior

Baseado na Figura 75 é possível concluir que os ganhos percebidos individualmente nas estruturas de *tumble*, *cross-tumble* e *swirl* devido à injeção direta de água nas simulações finais são refletidos na energia cinética turbulenta, aumentando a intensidade do escoamento no cilindro de -310° até -270°.

4.7.3 Parâmetros da Combustão

A Figura 76 apresenta as curvas de liberação de calor para as simulações finais no limite de detonação inferior, possibilitando a comparação das principais diferenças entre elas ao longo da combustão.

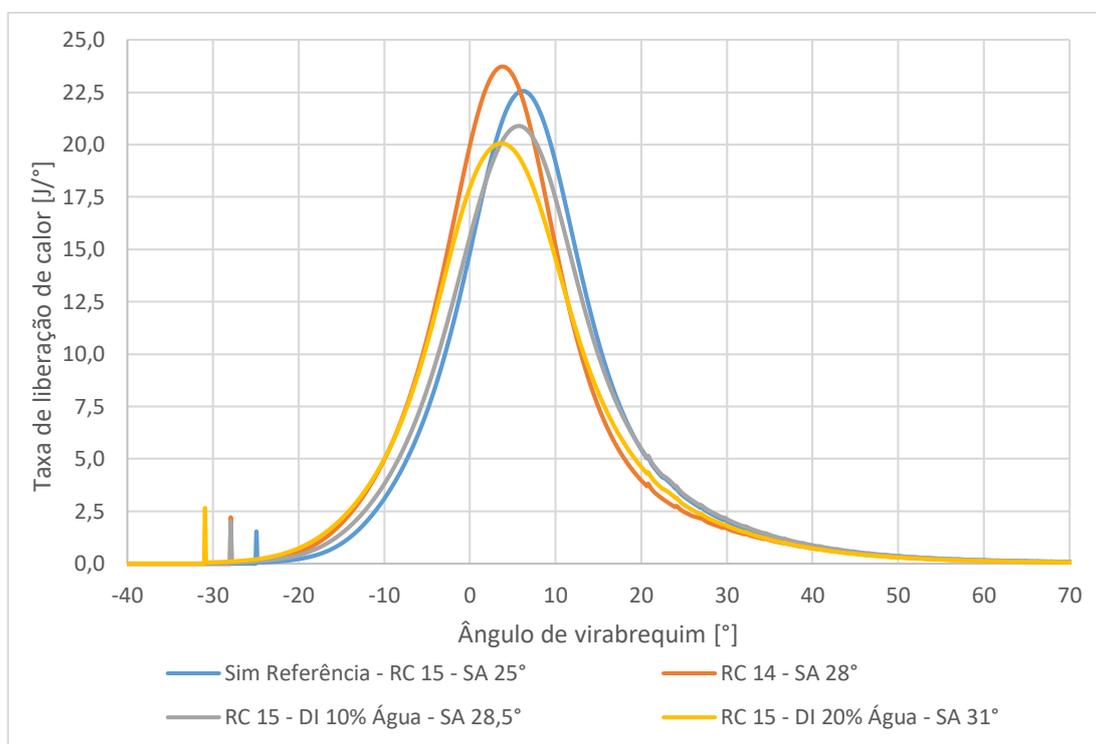


Figura 76 - Taxa de liberação de calor para as simulações finais no limite de detonação

O primeiro pico das curvas de liberação de calor da Figura 76, referente à centelha, ilustra as diferenças entre os avanços de ignição de cada uma das simulações finais. Ao comparar a simulação com Rc 14:1 e a simulação com injeção direta de 10% de água, apesar de ambas apresentarem avanços de ignição muito próximos, pode-se notar que a injeção de água faz com que a combustão fique atrasada, o que é evidenciado pela defasagem da curva dessa simulação.

A Figura 77 mostra a fração de massa queimada para todas as simulações finais no limite de detonação inferior e a Tabela 18 indica os valores característicos de MFB para cada uma delas.

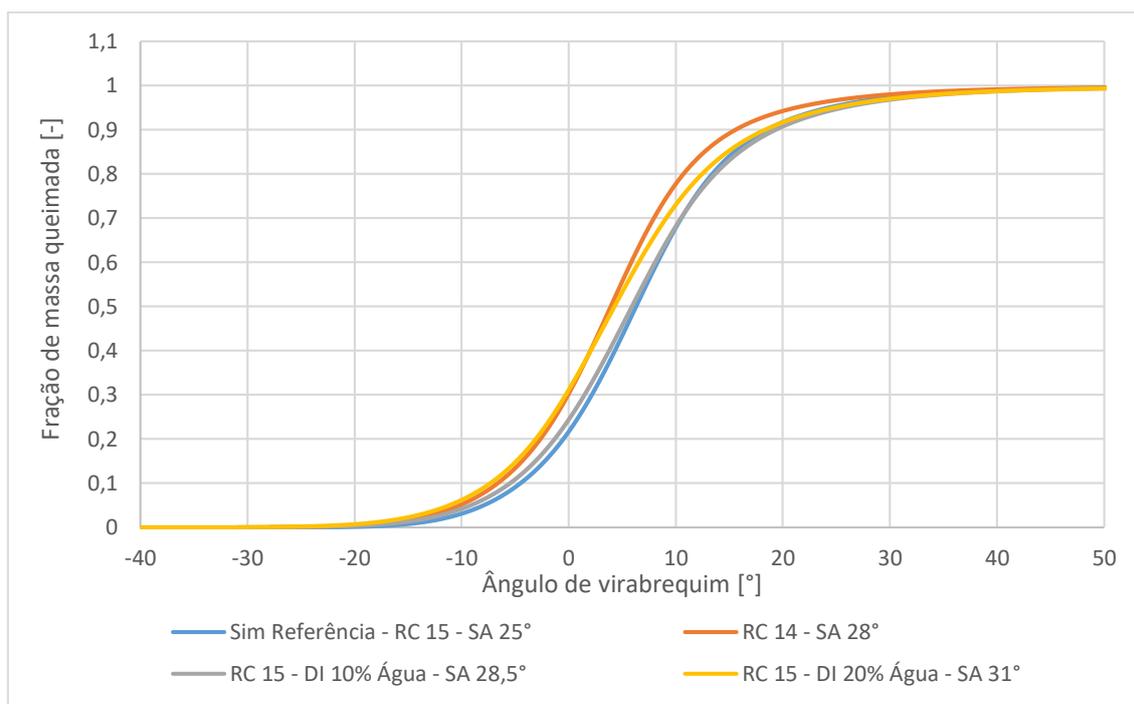


Figura 77 - Fração de massa queimada para as simulações finais no limite de detonação

Tabela 18 - Valores de MBF para as simulações finais no limite de detonação inferior

	Simulação Referência R _C 15:1 (SA 25°)	Simulação com R _C 14:1 (SA 28°)	Injeção DI de 10% de água (SA 28,5°)	Injeção DI de 20% de água (SA 31°)
MBF 10-90 [°]	22,9	22,2	24,8	25,7
MBF 10-50 [°]	10,8	10,6	11,4	11,6
MBF 50-90 [°]	12,1	11,6	13,4	14,1
MBF 50 [°]	6,4	4,0	6,0	4,3
MBF 0-50 [°]	31,4	32,0	34,0	35,3

Analisando-se a Tabela 18 conclui-se que ambas as simulações finais com injeção de água apresentam uma combustão mais lenta em relação à simulação de referência ou à simulação com R_C 14:1 ao comparar os valores de MBF 10-90.

Como os valores de avanço de ignição são diferentes para todas as simulações finais, o valor do MBF 50 é próximo para as simulações com R_C 14:1 e com injeção direta de 20% de água, mas ao comparar o valor do MBF 0-50, que é o intervalo em graus entre a centelha e o MBF 50, verifica-se que a duração da primeira metade da combustão realmente é maior para o caso com injeção de água.

Em relação à constatação da combustão mais lenta para as simulações com injeção de água, conclui-se a partir dos valores de MBF da Tabela 18 que essa diferença é mais pronunciada na segunda metade da combustão, já que os valores de MBF 50-90 apresentam diferenças nas simulações com e sem injeção de água entre 1,3 e 2,5°, enquanto as diferenças entre elas para o MBF 10-50 se encontram entre 0,8 e 1,0°.

Esse comportamento é mais evidente para a simulação com injeção de 20% de água, já que a curva de MBF desse caso na Figura 77 praticamente acompanha a curva da simulação com R_C 14:1, mas a partir de aproximadamente 5° DPMS a inclinação da curva para o caso com injeção de água começa a diminuir e tende a acompanhar a curva da simulação referência e da simulação com injeção de 10% de água, que são mais lentas. Para ilustrar esse fato, a Figura 78 compara a variável de progresso da combustão para a simulação de referência e a simulação com injeção direta de 20% de água. Nessa figura observa-se que a chama se propaga mais rapidamente para o caso com água no início da combustão, mas a 12° DPMS já não há diferenças evidentes entre elas.

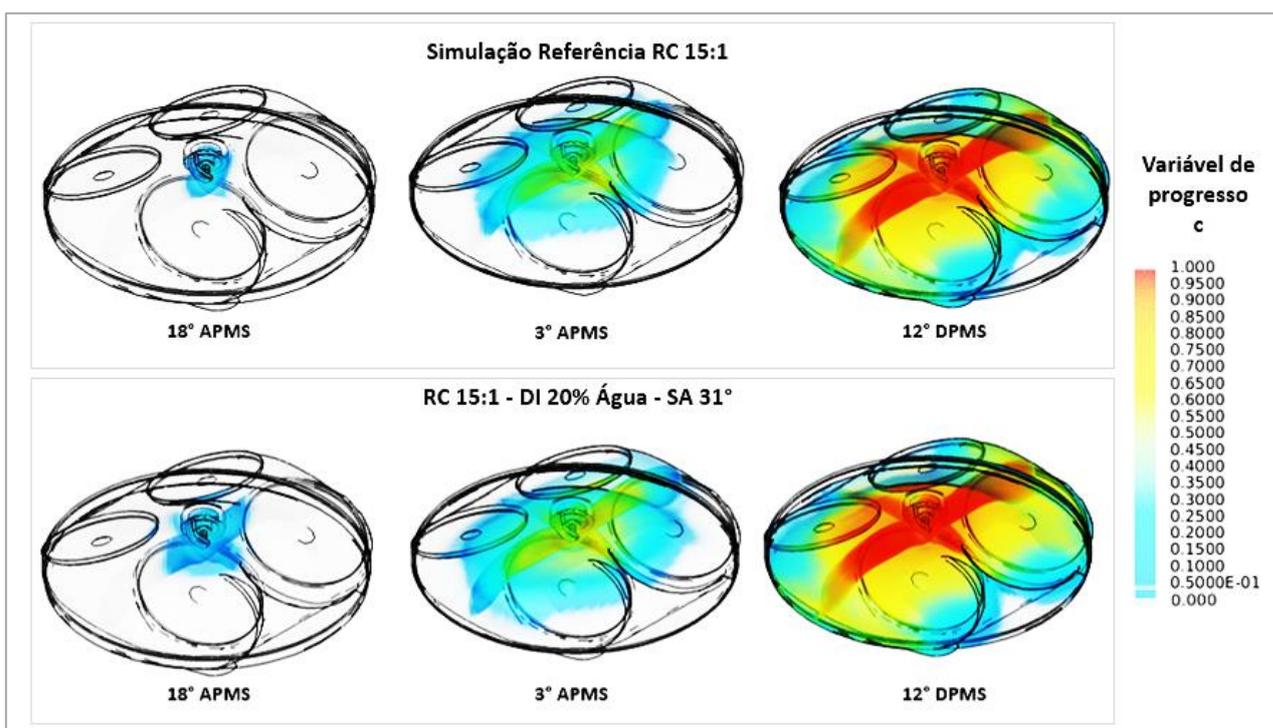


Figura 78 - Comparação da variável de progresso, c , no início da combustão para a simulação referência com R_C 15:1 e a simulação final com injeção de 20% de água

Para ilustração da frente de chama na combustão, a Figura 79 mostra a variável de progresso da combustão para a simulação de referência ao longo da combustão, assim como a Figura 80 mostra para a injeção de 20% de água, que é o caso final que apresentou combustão mais lenta. Ambas simulações apresentam comportamentos semelhantes e nota-se uma combustão não-homogênea, com queima prejudicada na região próxima às paredes do cilindro e entre as válvulas, principalmente próximo às válvulas de exaustão.

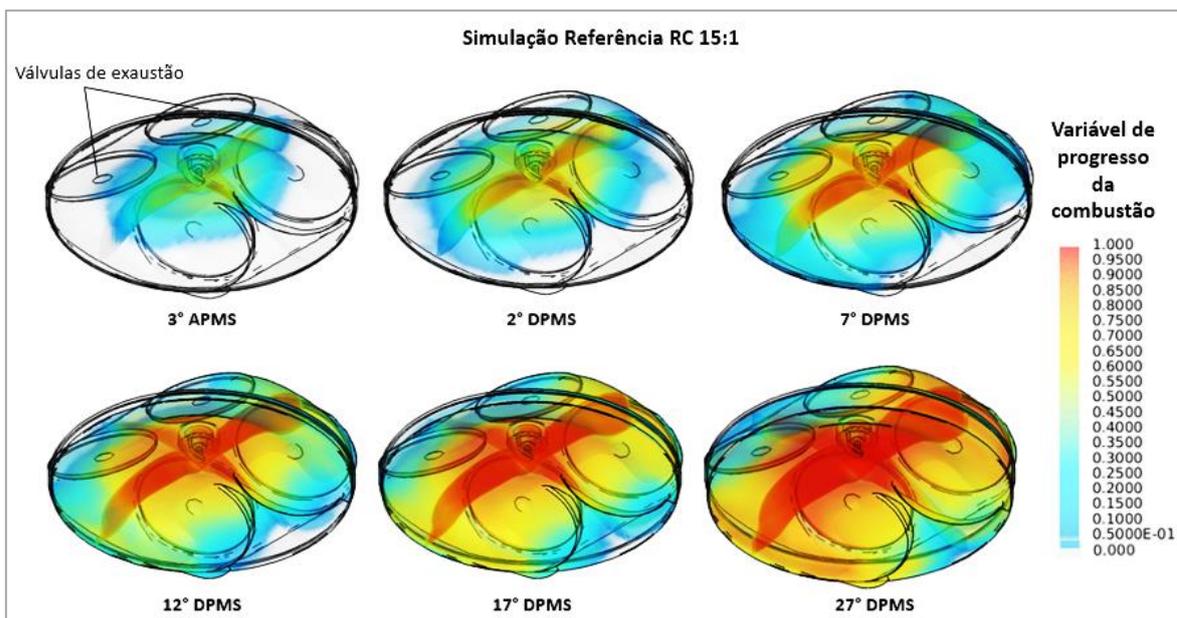


Figura 79 – Variável de progresso ao longo da combustão para a simulação referência com R_c 15:1 no limite de detonação

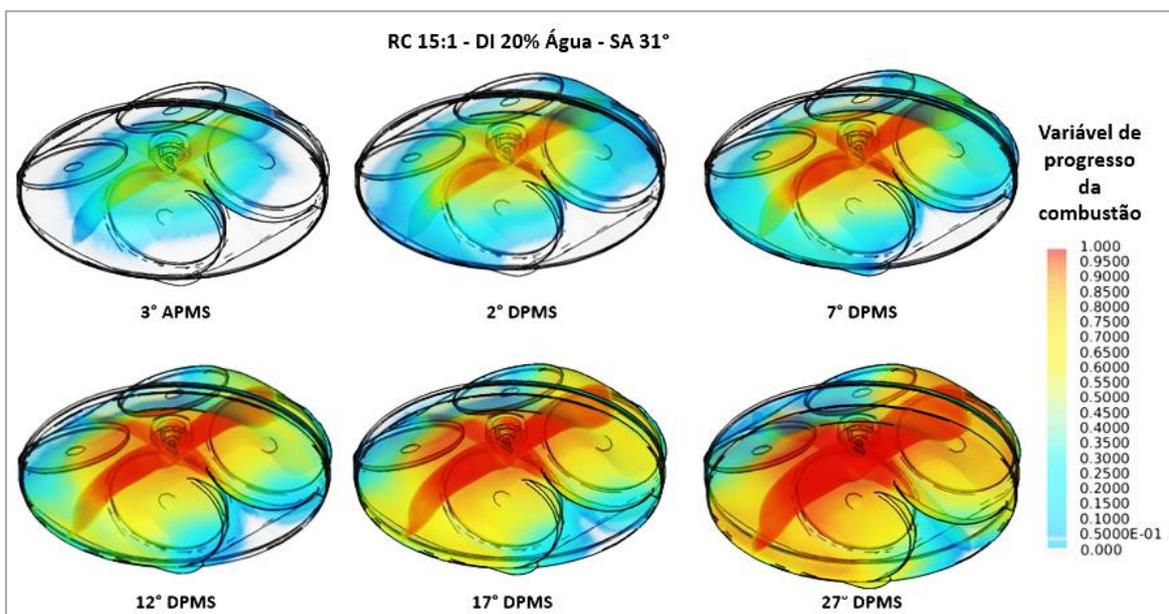


Figura 80 - Variável de progresso ao longo da combustão para a simulação com injeção direta de 20% de água no limite de detonação

Essa combustão não-homogênea evidenciada pelas regiões de coloração azul no final da combustão na Figura 79 e na Figura 80 é constatada para todas as simulações finais estudadas. Portanto, fez-se uma análise do fator lambda no cilindro no instante anterior à ignição nas simulações finais para verificar se a existência da região na qual observa-se que a queima está prejudicada se deve à distribuição não-homogênea de combustível no cilindro.

Como todas as simulações finais indicaram comportamentos semelhantes, para ilustração geral, a Figura 81 apresenta o fator lambda nas células do cilindro no instante anterior à ignição para a simulação final de referência no LDI.

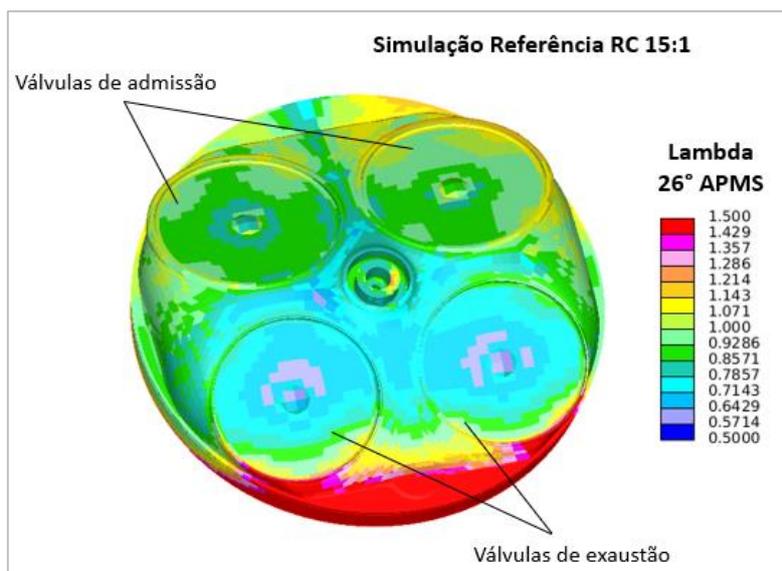


Figura 81 - Distribuição do fator lambda nas células do cilindro para a simulação final de referência antes da ignição

Sendo assim, na Figura 81, com base na distribuição do fator lambda nas simulações finais no instante anterior à ignição pode-se concluir que a região na qual observa-se que a queima está prejudicada apresenta uma mistura muito pobre em relação ao restante do cilindro, o que é desfavorável para uma combustão eficiente e homogênea. Como essa distribuição do combustível é semelhante para todos os casos finais, sabe-se que ela não se deve à estratégia de injeção de água, por exemplo, e sim à estrutura do escoamento no cilindro, à geometria do pistão ou à geometria da câmara de combustão do motor estudado.

Observa-se a partir das simulações finais que a injeção de água contribui para o aumento da tolerância à detonação e diminuição da temperatura dos gases não-queimados. Portanto, faz-se uma análise do KT em função da temperatura de gases não-queimados e associa-se o valor do KT em cada célula com o valor da variável de progresso da combustão, sendo que quanto mais próximo esse valor está de 1, mais próxima está a célula da frente de chama.

A Figura 82 mostra essa análise para a simulação final de referência, assim como a Figura 83 e a Figura 84 apresentam esses resultados para as simulações finais com injeção direta de 10% e 20% de água, respectivamente, todas elas para o ângulo de virabrequim igual a 22° DPMS, que é aproximadamente o ângulo no qual é observada menor tolerância à detonação para o motor estudado neste trabalho.

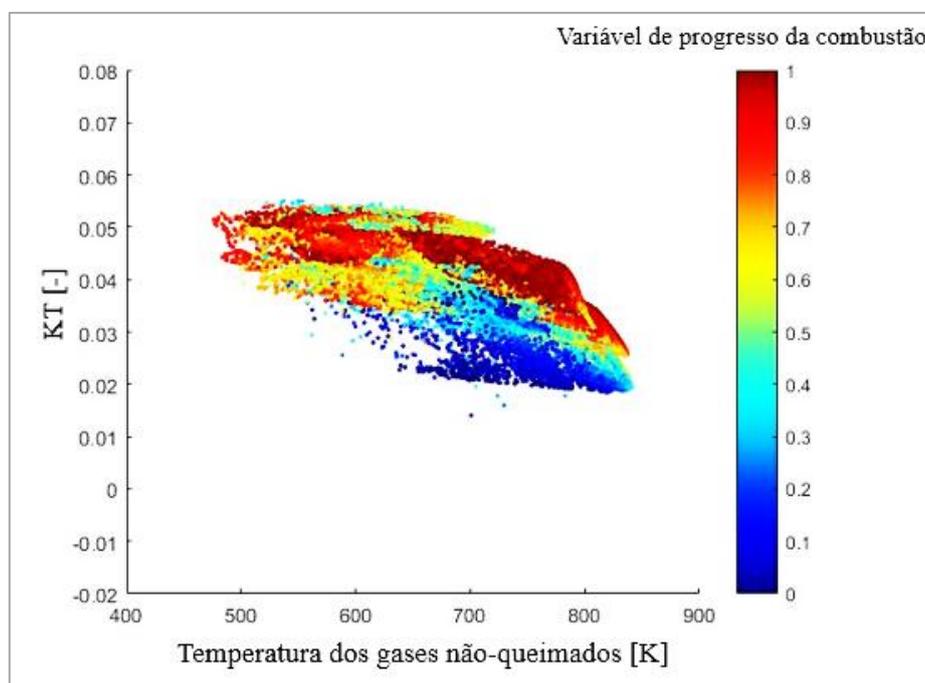


Figura 82 - KT em função da temperatura dos gases não queimados para a simulação final de referência e valor da variável c para cada célula analisada a aproximadamente 22° DPMS

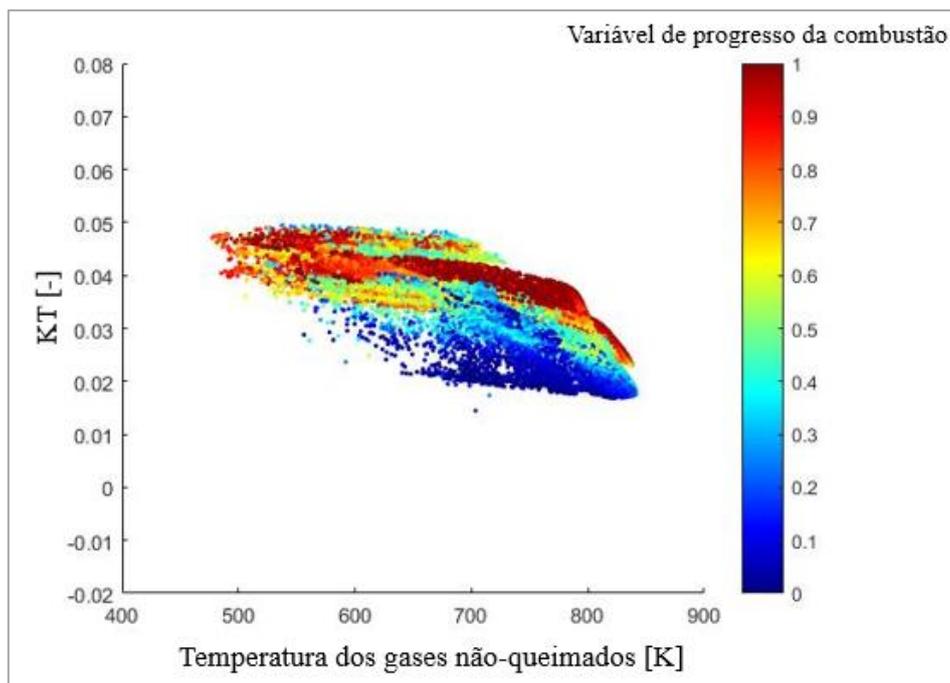


Figura 83 - KT em função da temperatura dos gases não queimados para a simulação final com injeção direta de 10% de água e valor valor da variável c para cada célula analisada a aproximadamente 22° DPMS

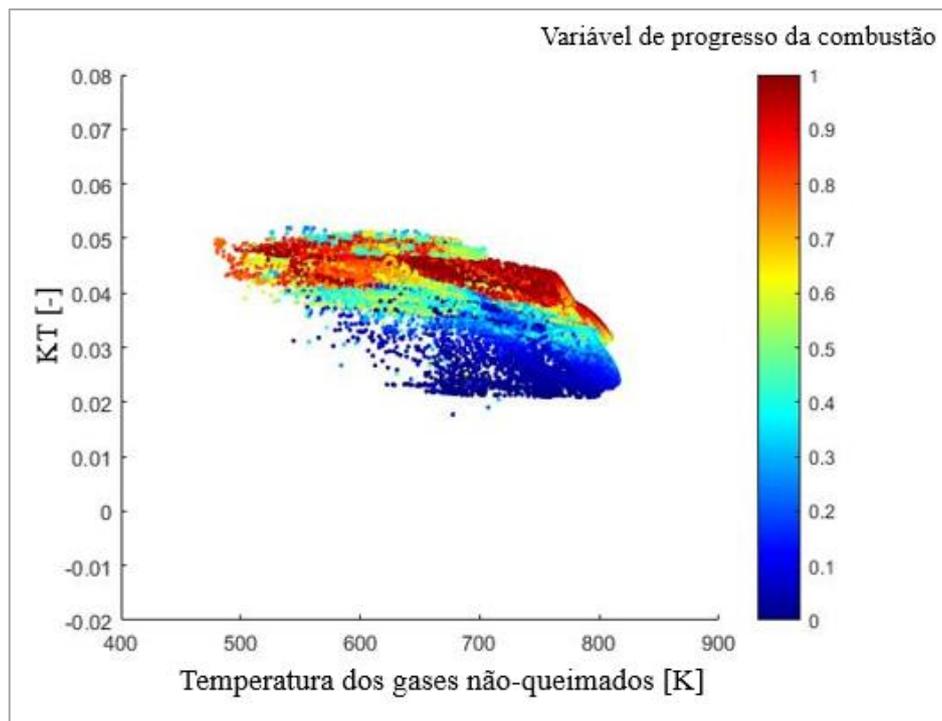


Figura 84 - KT em função da temperatura dos gases não queimados para a simulação final com injeção direta de 20% de água e valor valor da variável c para cada célula analisada a aproximadamente 22° DPMS

Por meio dessa análise de KT apresentada é possível observar claramente que para todos os casos estudados as células que apresentam menor tolerância à detonação são aquelas mais distantes da frente de chama e com maior temperatura dos gases não-queimados, já que as mesmas são mais suscetíveis à autoignição espontânea, o que pode levar à detonação, como previsto na literatura. Sendo assim, esse é um comportamento geral e verificado para todas as estratégias estudadas.

Além disso, quanto maior a porcentagem de água, menor é a temperatura máxima dos gases não-queimados observada, o que aumenta a tolerância à detonação. Uma quantidade de água injetada superior àquela necessária para suprimir a detonação contribui também para um comportamento mais estável de valores mínimos de KT, que no caso da simulação com 10% de água DI, apresentada na Figura 83, tendem a diminuir com o aumento da temperatura. Por outro lado, na Figura 84 esses valores mínimos são mais próximos, mesmo com o aumento da temperatura dos gases não-queimados.

4.7.4 IMEP e Potência Indicada

A Figura 85 apresenta os valores de IMEP e potência indicada para as simulações finais no limite de detonação inferior e é possível visualizar os efeitos da redução da razão volumétrica de compressão e da injeção de água em relação à simulação de referência.

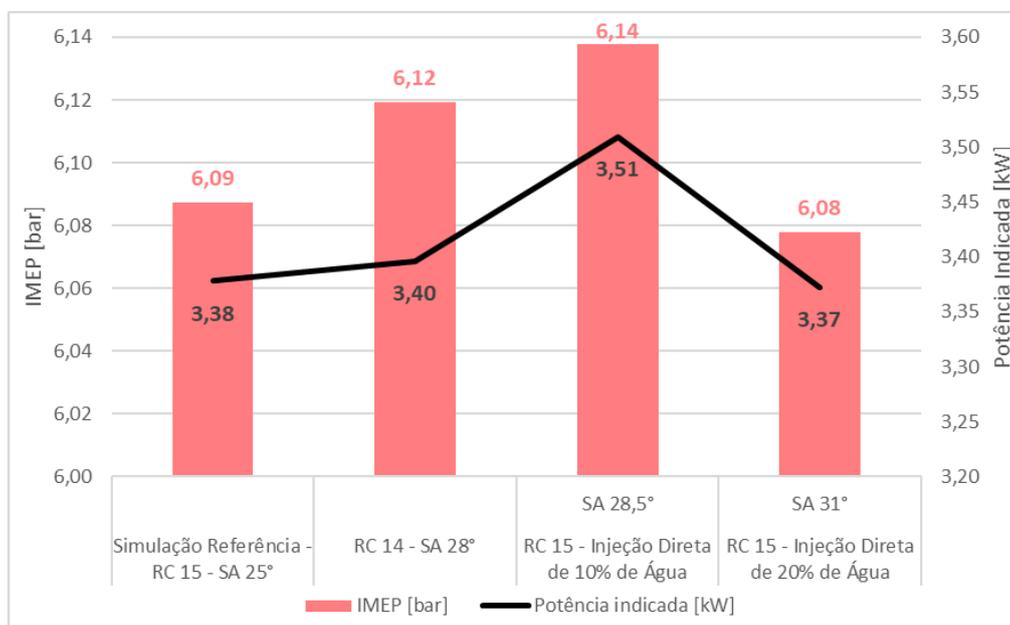


Figura 85 - Valores de IMEP e potência indicada para as simulações finais no limite de detonação inferior

Como mostra a Figura 85, a redução da razão volumétrica de compressão proporciona um ligeiro ganho na potência e no IMEP, de cerca de 0,53%. Essa diferença mostra que a redução de R_C faz com que a potência e IMEP da simulação com razão 14:1 atinjam o desempenho da razão 15:1 para a condição estudada e ainda apresente pequenos ganhos. Essa constatação ocorre apesar dessa simulação com R_C 14:1 não possibilitar uma recuperação do avanço de ignição para que ele fosse maior que 28° , como mostra o item 4.5.3.

Para a simulação com injeção de 10% de água, devido à recuperação do avanço de ignição, observa-se o melhor desempenho entre todos os casos estudados ao comparar IMEP e potência indicada, sendo que ela apresenta um aumento de 0,84% para IMEP e um ganho de 3,89% na potência indicada. Dessa maneira, a injeção de água para mitigação da detonação aliada à recuperação do avanço de ignição contribui para que o desempenho do motor seja beneficiado.

Já a injeção de 20% de água, apesar de permitir a maior recuperação do avanço de ignição entre todos os casos finais estudados, apresenta praticamente uma equivalência de potência e IMEP em relação à simulação referência, já que as diferenças foram de aproximadamente 0,15%. Isso mostra que apesar da maior quantidade de água facilitar uma recuperação do avanço de ignição, nem sempre ganhos serão observados para os parâmetros de desempenho, que se mostram mais elevados para 10% de água, que é praticamente a quantidade de água necessária para mitigar a detonação e permite uma pequena recuperação do avanço de ignição de $0,5^\circ$, como mostra o item 4.4.2.1.

4.7.5 *Consumo Específico Indicado de Combustível*

A Figura 86 mostra o consumo de combustível para as simulações finais no limite de detonação inferior. Assim como observado para IMEP e potência indicada, a simulação com injeção direta de 10% de água apresenta vantagens em relação à simulação referência, com redução no consumo equivalente a aproximadamente 3,50%.

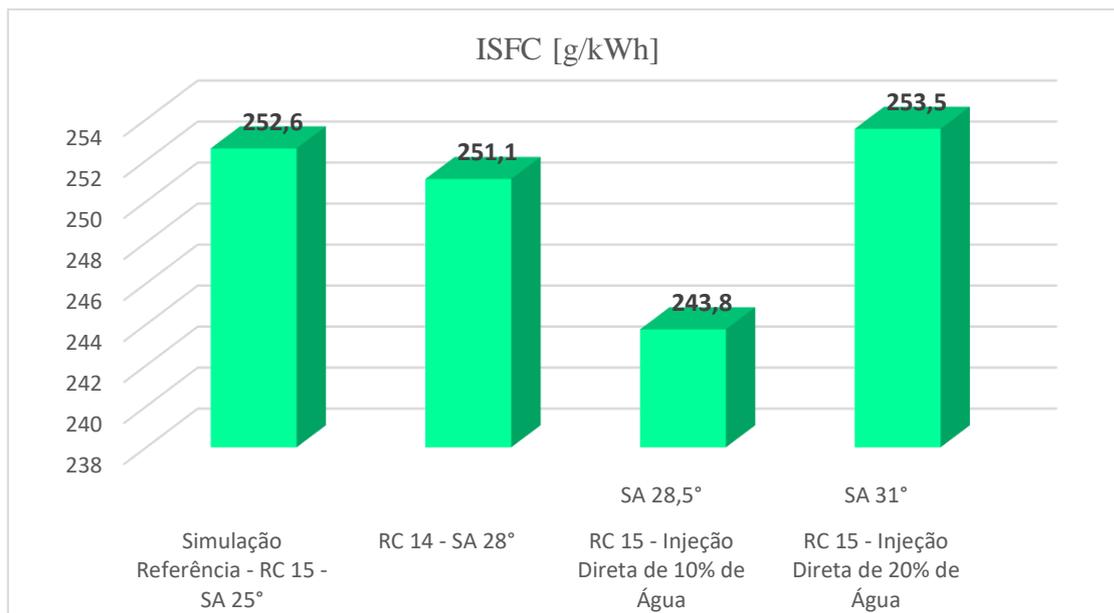


Figura 86 - Consumo específico de combustível indicado para cada uma das simulações finais no limite de detonação inferior

Como a injeção de 20% de água proporciona resultados muito semelhantes aos da simulação referência para a potência indicada, o mesmo comportamento é observado para o consumo específico de combustível, que é ligeiramente maior.

O caso com redução da razão de compressão apresenta consumo específico 0,59% inferior ao da simulação referência, o que representa uma vantagem, mas não tão expressiva quanto a possibilitada pela injeção de 10% de água.

Portanto, a simulação com injeção de 10% de água, equivalente à porcentagem necessária para mitigar a detonação na condição estudada do motor, proporciona um aumento da potência indicada e da tolerância à detonação, além de diminuir o consumo específico indicado de combustível.

5. CONCLUSÕES

A metodologia para análise e detecção da detonação por meio da taxa de liberação de calor proveniente de autoignição e da análise do KT se mostrou eficiente e possibilitou a identificação das regiões da geometria mais suscetíveis à autoignição, além de indicar a intensidade da detonação quando o fenômeno ocorre.

A injeção direta de água é mais vantajosa que a injeção indireta por permitir maior flexibilidade quanto às estratégias de injeção, possibilitando mais de uma injeção por ciclo e diferentes instantes possíveis para início da injeção. Além disso, a injeção direta pode beneficiar a estrutura do escoamento no cilindro. Neste trabalho a injeção indireta de água trouxe impactos negativos mais significantes para o IMEP e potência que a injeção direta, o que dificulta uma posterior recuperação ou melhoria desses parâmetros com a recuperação do avanço de ignição.

Os ganhos obtidos com a injeção direta de água nas estruturas de *tumble*, *cross-tumble* e *swirl*, assim como na energia cinética turbulenta, sugerem que a injeção direta de água pode trazer benefícios para a formação da mistura. Além disso, pode-se estudar uma segunda injeção próxima do PMS para obter vantagens ainda maiores. Verificou-se que a estratégia de injeção utilizada fez com que não houvesse uma interferência da formação do spray de água no spray de combustível, o que era um dos objetivos para este estudo inicial.

Observou-se que a combustão está prejudicada na região próxima às paredes, principalmente perto das válvulas de exaustão, o que ocorreu devido à formação da mistura, já que essa região apresentou valores muito altos do fator lambda, o que representa uma mistura pobre. Como esse comportamento foi semelhante para todos os casos finais, sabe-se que ele não é causado pela estratégia de injeção de água ou alteração de R_C , mas sim pela estrutura do escoamento no cilindro, pela geometria do pistão ou pela geometria da câmara de combustão do motor estudado. Sendo assim, a injeção direta de água poderia ser estudada em diferentes instantes para verificar se a mesma pode intensificar as estruturas do escoamento e favorecer a formação de uma mistura mais homogênea no motor estudado.

A redução da razão volumétrica de compressão de 15:1 para 14:1 se mostrou efetiva para mitigar a detonação e, apesar de não permitir uma recuperação do avanço de

ignição, apresentou parâmetros de desempenho no LDI equivalentes à simulação de referência e com ligeiros benefícios, resultando em IMEP e potência indicada cerca de 0,53% superiores e redução de 0,59% no ISFC.

Já em relação à injeção de água, verificou-se que, para a condição estudada, 10% de fração mássica de água em relação ao combustível injetado é suficiente para que não ocorra detonação. Além disso, é possível obter uma recuperação de 0,5° de avanço de ignição e, dessa maneira, na condição LDI há uma redução no ISFC de 3,5%, aumento de 0,84% para IMEP e ganho de aproximadamente 3,89% na potência indicada. Portanto, é evidenciado que a injeção de 10% de água apresentou, entre todas as simulações finais, os melhores resultados de desempenho do motor. Dessa forma, quanto ao desempenho, a estratégia mais adequada é a injeção da quantidade mínima de água necessária para mitigar a detonação.

Por outro lado, a injeção de uma quantidade maior de água, como o caso com 20%, faz com que o avanço de ignição possa ser aumentado em 3° e parâmetros como potência, IMEP e ISFC sejam praticamente recuperados, mas os mesmos não chegam a atingir ou superar os valores obtidos para a simulação de referência no LDI. Porém, essa injeção de uma quantidade de água superior àquela necessária para mitigar a detonação se mostra muito positiva para diminuição da tendência à detonação, pois diminui a temperatura máxima dos gases não-queimados, além de resultar em maior estabilidade dos valores de KT, mesmo em temperaturas de gases não-queimados mais elevadas.

Pode-se em trabalhos futuros analisar diferentes posicionamentos e pressões de injeção para o injetor de água, tanto para PWI quanto DI, além de estudar detalhadamente a redução de emissões. Além disso, é possível analisar se o fracionamento da injeção direta de água, com a mesma sendo injetada em diferentes momentos do ciclo, pode trazer benefícios ainda mais significativos para o desempenho do motor, formação da mistura e mitigação da detonação do que os que foram observados neste trabalho.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARABACI, E. et al. Experimental investigation of the effects of direct water injection parameters on engine performance in a six-stroke engine. **Energy Conversion and Management**, 2015.

BAETA, J. G. C. **Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global**. Belo Horizonte: UFMG, 2006.

BAÊTA, J. G. C. et al. Full spark authority in a highly boosted ethanol DISI prototype engine. **Applied Thermal Engineering**, 2018.

BAUMGARTEN, C. **Mixture formation in internal combustion engines**. Germany: Springer, 2006.

BEALE, J. C.; REITZ, R. D. Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model. **Atomization and sprays** **9.6**, 1999.

BELLIS, V. D. et al. Experimental and Numerical Study of the Water Injection to Improve the Fuel Economy of a Small Size Turbocharged SI Engine. **SAE International**, 2017.

BERNI, et al. A numerical investigation on the potentials of water injection to increase knock resistance and reduce fuel consumption in highly downsized GDI engines. **Energy Procedia** **81**, 2015.

BORETTI, A. Water injection in directly injected turbocharged spark ignition engines. **Applied Thermal Engineering**, 2013.

BOŽIĆ, M. et al. Experimental study on knock sources in spark ignition engine with exhaust gas recirculation. **Energy Conversion and Management**, 2018.

BOZZA, F.; BELLIS, V. D.; TEODOSIO, L. Potentials of cooled EGR and water injection for knock resistance and fuel consumption improvements of gasoline engines. **Applied Energy**, 2016.

BREDA, S. et al. Effects on Knock Intensity and Specific Fuel Consumption of Port WaterMethanol Injection in a Turbocharged GDI Engine: Comparative Analysis. **Energy Procedia**, 2015.

CD-ADAPCO. **STAR-CD Metodology**. version 4.20. ed. [S.l.]: CD-adapco, 2013. 450 p.

DOUAUD, A. M.; EYZAT, P. Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines. **SAE paper 780080**, 1978.

GANESAN, V. **Internal combustion engines**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, Inc., 1995.

GIACOSA, D. **Motori Endotermici Alternativi**. [S.l.]: [s.n.], 1947.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. [S.l.]: McGraw-Hill Education, 1988.

LAFOSSAS, F. A. et al. Development and Validation of a Knock Model in Spark Ignition Engines Using a CFD Code. **SAE Paper 2002-01-2701**, 2002.

LAW, D. et al. Controlled Combustion in an IC-Engine with a Fully Variable Valve Train. **SAE paper 2000-01-0251**, 2000.

LEFEBVRE, A. H. **Atomization and sprays**. [S.l.]: Taylor & Francis, 1989.

MANAVELLA, H. J. **Emissões Automotivas - Sistemas de Controle - Diagnóstico**. [S.l.]: [s.n.], 2012.

MAYER REIS, L. Análise numérica do spray etanol em câmara atmosférica [trabalho de conclusão de curso]. **UFMG**, Belo Horizonte, 2015.

MINGRUI, W. et al. Water injection for higher engine performance and lower emissions. **Journal of the Energy Institute**, 2017.

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

RADICCHI, F. D. C. et al. Study of the Effects of Flow Box Utilization on Charge Motion and Mixture Formation in an Internal Combustion Engine. **SAE Technical Paper 2017-36-0335**, 2017.

REIS, L. M. et al. Methodology for Numerical Simulations of a Multi-Hole Injector with Experimental Validation. **CIMCCO**, Belo Horizonte, 2016.

ROCHA, D. D. Caracterização do spray de etanol utilizando técnicas numéricas de simulação com validação experimental [trabalho de conclusão de curso]. **UFMG**, Belo Horizonte, 2015.

ROCHA, D. D. D. et al. Numerical Investigation of the Effects of In-Cylinder Flow and Multiple-Injection Strategy on Overall Spray Behavior, Evaporation, and Mixture Formation. **Acta Mechanica et Mobilitatem**, 2016.

ROCHA, D. D. et al. Simulação Numérica de um Spray de Etanol com Análise da Influência do Modelo de Colisão de Gotas. **XII Simpósio de Mecânica Computacional**, Diamantina, 2016.

SEIXAS, P. H. T. Efeitos da razão volumétrica de compressão e do tipo de combustível na combustão, eficiência e emissões de um motor com injeção direta. **Dissertação de Mestrado, UFMG**, Belo Horizonte, 2017.

STONE, R.; BALL, J. K. **Automotive Engineering Fundamentals**. 1a. ed. [S.l.]: SAE International, 2004.

WANG, Z. et al. Relationship between super-knock and pre-ignition. **International Journal of Engine Research**, 2014.

WEI, H. et al. Gasoline engine exhaust gas recirculation—a review. **Applied energy**, vol. **99**, 2012.

YAKHOT, V. et al. Development Of Turbulence Models For Shear Flows By A Double Expansion Technique. **Physics of Fluids A**, v. **4**, n. **7**, p. **1510-1520**, 1992.

ZHAO, H. **Advanced direct injection combustion engine technologies and development**. [S.l.]: [s.n.], v. 1 (Gas and Gasoline Engines), 2010.

ZHAO, H. **Advanced direct injection combustion engine technologies and development**. [S.l.]: [s.n.], v. 2 (Diesel Engines), 2010.

ANEXO A

A.1 Condições de contorno e iniciais da simulação numérica com detonação intensa utilizada como referência



Figura 87 - Gráfico de condição de contorno utilizada nas simulações para pressão no cilindro

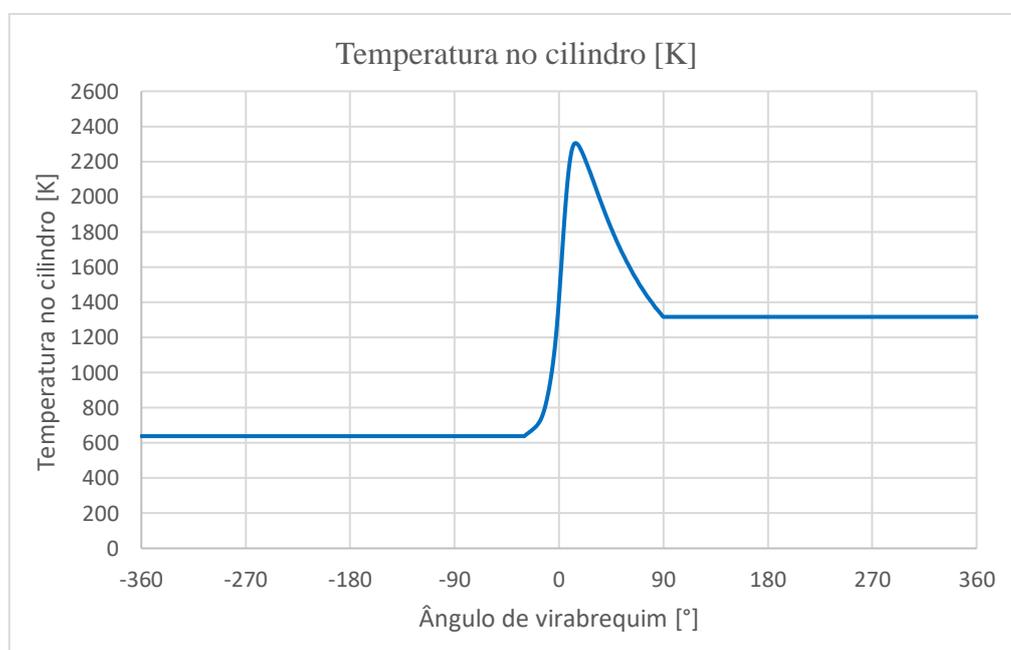


Figura 88 - Gráfico de condição de contorno utilizada nas simulações para temperatura no cilindro

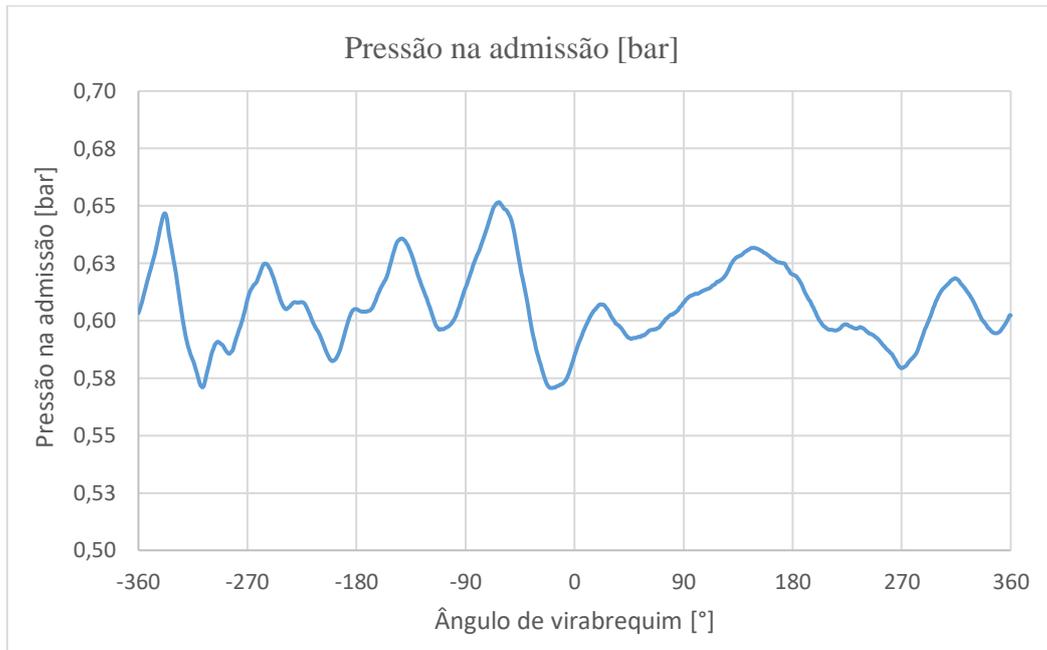


Figura 89 - Gráfico de condição de contorno utilizada nas simulações para pressão na admissão

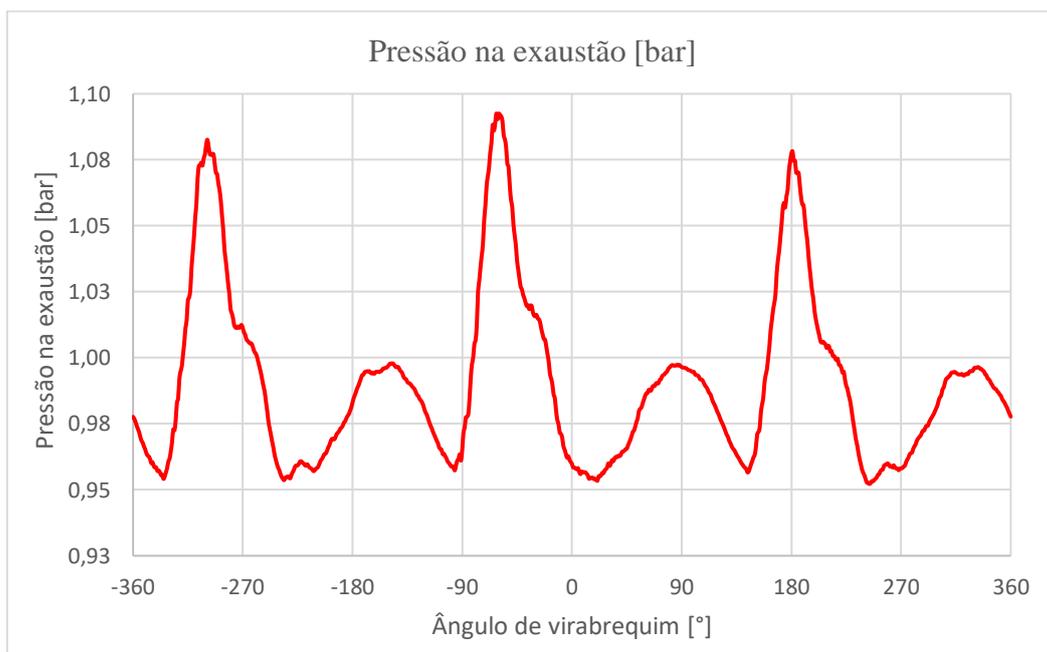


Figura 90 - Gráfico de condição de contorno utilizada nas simulações para pressão na exaustão

