



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FLÁVIO SOUZA DE MORAES

**ANÁLISE TÉRMICA DO BLOCO DO MOTOR ETORQ EVO 1.6 L FLEX FUEL
COM TURBOALIMENTADO**

Recife

2018

FLÁVIO SOUZA DE MOARES

**ANÁLISE TÉRMICA DO BLOCO DO MOTOR ETORQ EVO 1.6 L FLEX
FUEL TURBOALIMENTADO**

Dissertação de mestrado submetida ao Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco para obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero

Coorientador: Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior

Recife

2018

Catálogo na fonte
Bibliotecária Valdicéa Alves, CRB-4 / 1260

M827a Moraes, Flávio Souza de.
Análise térmica do bloco do motor etorq evo 1.6 l flex fuel com turboalimentado / Flávio Souza de Moraes - 2018.
127folhas, Il.; Tabs.; Abrev.; Siglas e Simb.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.
Coorientador: Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.
Inclui Referências e Anexo.

1. Engenharia Mecânica. 2. Mecânica dos fluidos computacional.
3. Motores de combustão interna. 4. Mapa térmico. 5. Transmissão de calor.
6. Circuito de arrefecimento. I. Henríquez Guerrero, Jorge Recarte (Orientador).
II. Lira Júnior, José Claudino de (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2018-405

FLÁVIO SOUZA DE MOARES

**ANÁLISE TÉRMICA DO BLOCO DO MOTOR ETORQ EVO 1.6L FLEX FUEL
TURBOALIMENTADO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 26/ 10/ 2018

BANCA EXAMINADORA

Prof^o. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof^o. Dr. José Claudino de Lira Júnior (Coorientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof^o. Dr. Marcus Costa de Araújo (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof^o. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Examinador Externo)
Instituto Federal de Pernambuco

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, avós, irmão, namorada, tios, tias e todos aqueles fora do círculo familiar, os quais sempre me apoiaram em todos os sentidos para realização dos meus sonhos e sem seu suporte não teria chegado até onde estou hoje.

Aos meus orientadores, Prof. Jorge Recarte e Prof. Claudino Lira, que me deram a oportunidade de participar desse estudo. Assim como me ajudaram em todas as etapas do desenvolvimento deste trabalho, incentivando e tirando dúvidas que surgiram durante no processo de realização.

Ao Eng. Vagner Abramchuk da FCA (FIAT CHRYSLER Automóveis Brasil Ltda) por toda disponibilidade e boa vontade no aporte em todas as etapas do trabalho, e que sem este ficaria mais difícil execução das simulações.

À FCA e a FACEPE (Fundação de Amparo à Ciência e Tecnologia do Estado de Pernambuco) pelo suporte financeiro através do Convênio de Cooperação Técnico-Científica Processos SIN-0384-3.05/15 e APQ-1774-3.05/15, o qual motivou o presente estudo.

À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pela concessão da bolsa de estudos durante o curso de mestrado.

RESUMO

Motores de combustão interna são dispositivos presentes na sociedade desde o século XIX estando, desde então, presentes em nosso dia-a-dia. Porém sua utilização traz impacto ao meio ambiente, um dos fatos principais que motivam o estudo desses equipamentos por parte tanto da indústria quanto das universidades na busca de alternativas para mitigar tal problema. Nesse desenvolvimento, ferramentas computacionais são de grande importância, pois sua utilização diminui o custo com experimentação e tempo de projeto. O presente trabalho tem como objetivo estudar os impactos de modificações no escoamento da camisa d'água nos canais de um motor turbo alimentado sobre o campo de temperaturas deste dispositivo. Tais impactos foram avaliados através de uma simulação CHT (“*Conjugate Heat Transfer*”) do motor e seu fluido de arrefecimento. O estudo é parte de um projeto desenvolvido em parceria com a Fiat Chrysler Brasil Ltda. (FCA), a qual forneceu a geometria do motor e suporte nas análises realizadas. Os resultados alcançados após as simulações mostram o grande potencial dessas ferramentas no processo de desenvolvimento de motores; em relação as temperaturas, as mudanças no circuito de arrefecimento conseguiram diminuir em 32,12 K os picos de temperaturas dos domos do motor, porém estas ainda se apresentaram bastante altas. Contudo nas paredes do cilindro tais mudanças se mostraram efetivas na diminuição da temperatura dessa região, com redução máxima de 39,12 K no pico de temperaturas dessa região.

Palavras-Chave: Mecânica dos fluidos computacional. Motores de combustão interna. Mapa térmico. Transmissão de calor. Circuito de arrefecimento.

ABSTRACT

Internal combustion engines are present in the society since the XXI century, been since then present in our lives. However, its use brings environmental impacts, such facts are the main reason that motivate the study of these equipments by both industry and universities in order to mitigate this problem. In this process, computational tools are very important decreasing the costs expended with experimentation and the time in the design. The objective of the present work is to study the impacts of modifications on the water jacket boundary conditions and its flow inside of a turbo compressed internal combustion engine. Such impacts were evaluated through a CHT (Conjugate Heat Transfer) simulation of the engine and its coolant. This study is part of a project developed in partnership with the company Fiat Chrysler Brazil Ltda. (FCA), who provided the engine geometry and support on the analysis done. The results of such studies show the great importance of simulation tools in the process of development of internal combustion engines; in relation to the temperatures, changes in the cooling circuit were able to decrease in 32,12 K the temperatures peaks along de domes of the engines, but they were still very high. However, in the cylinders wall such changes were effective in the reduction of temperatures in this region, with a maximum reduction of 39,12 K in the temperature peaks.

Keywords: Computational fluid dynamics. Internal combustion engine. Thermal map. Heat transfer. Cooling circuit.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Metodologia de iterativa de simulação termo estrutural de MCIs..	25
Figura 2 -	Circuitos estudados em Chen et al. (2017).....	26
Figura 3 -	Circuitos de resfriamentos SC1(a) e SC2(b).....	27
Figura 4 -	Processos num ciclo de motores de 4 tempos.....	33
Figura 5 -	Processos num ciclo de motores de 2 tempos.....	33
Figura 6 -	Divisão dos vórtices ao longo do escoamento.....	40
Figura 7 -	Flutuações na velocidade de um escoamento turbulento ao longo do tempo (a) e flutuação da velocidade em torno de uma média temporal (b).....	40
Figura 8 -	Ilustração da camada limite num escoamento laminar.....	42
Figura 9 -	Evolução do regime no escoamento sobre uma placa.....	43
Figura 10 -	Lei da Parede confrontada com dados experimentais realizados por diversos cientistas.....	46
Figura 11 -	Malha física de um perfil de asa (a) e malha computacional correspondente (b).....	51
Figura 12 -	Mudança da seção transversal na saída de um domínio.....	55
Figura 13 -	Malha de um escoamento unidimensional na região da parede....	56
Figura 14 -	Fluxograma da Simulação CHT do Motor.....	59
Figura 15 -	Vista do motor explodido.....	60
Figura 16 -	Camisa d'água do motor.....	60
Figura 17 -	Faces de contato adiabáticos do motor (em vermelho).....	61
Figura 18 -	Faces em contato com o ar ambiente (em vermelho).....	61
Figura 19 -	Faces em contato com parafusos do motor (em vermelho).....	62
Figura 20 -	Faces em contato com o óleo lubrificante do motor (em vermelho).....	62
Figura 21 -	Entrada e saída do fluido refrigerante no motor.....	62
Figura 22 -	Câmara de Combustão e Pórticos.....	63
Figura 23 -	Válvulas do motor.....	63
Figura 24 -	Assento de válvulas do motor.....	64
Figura 25 -	Guia das Válvulas do Motor.....	64

Figura 26 -	Part referente ao bloco do motor.....	65
Figura 27 -	Fluxograma do tratamento da geometria.....	66
Figura 28 -	Elementos poliédricos da malha.....	66
Figura 29 -	Camisa d'água antes (a) e depois (b) do surface remesher.....	67
Figura 30 -	Malha da região de entrada do fluido refrigerante no motor.....	67
Figura 31 -	Extrusão na entrada da camisa d'água no motor.....	68
Figura 32 -	Algoritmo para a estimativa do primeiro elemento da camada limite.....	69
Figura 33 -	Ilustração do ângulo de skewness.....	72
Figura 34 -	Ilustração do parâmetro de mudança de volume.....	73
Figura 35 -	Ilustração da medição da Validade da Face.....	73
Figura 36 -	Ilustração da medição da Validade da Face.....	74
Figura 37 -	Numeração dos pontos nos domos e nos pórticos de exaustão.....	75
Figura 38 -	Plano na altura da saída do fluido do motor.....	75
Figura 39 -	Plano transversal ao eixo y, com $y \approx 0$	76
Figura 40 -	Plano na altura da entrada do fluido no motor.....	76
Figura 41 -	Erro percentual entre temperaturas da Malha 4 em relação à Malha 3.....	79
Figura 42 -	Erro percentual entre temperaturas da Malha 2 em relação à Malha 3.....	79
Figura 43 -	Pontos 9 e 12 da camisa d'água.....	83
Figura 44 -	Vetores velocidade da Malha 3 no plano da Figura 4-27.....	83
Figura 45 -	Comparação entre os valores de y^+ da Malha 3 e da Malha 6.....	85
Figura 46 -	Distribuição de temperaturas nos cilindros do motor.....	92
Figura 47 -	Distribuição de temperaturas nos pórticos de exaustão e admissão.....	93
Figura 48 -	Linhas de corrente do circuito de resfriamento do motor.....	94
Figura 49 -	Junta do circuito original do motor.....	95
Figura 50 -	Circuito de resfriamento com entrada e saída de água invertida.....	95
Figura 51 -	Modificação na junta original, onde foram mantidos apenas os furos na região do cilindro 1.....	96

Figura 52 -	Alteração no circuito de resfriamento realizada para junta da Figura 5-6.....	96
Figura 53 -	Modificação na junta onde foram mantidos os furos do lado de exaustão.....	96
Figura 54 -	Temperaturas nos pórticos e na câmara de combustão, para uma mistura com 25% de etilenoglicol.....	99
Figura 55 -	Temperaturas nos pórticos e na câmara de combustão, para uma mistura com 50% de etilenoglicol.....	99
Figura 56 -	Temperaturas nos pórticos e na câmara de combustão, para uma mistura com 75% de etilenoglicol.....	99
Figura 57 -	Temperatura na superfície exposta ao ar ambiente, para uma mistura com 75% de etilenoglicol.....	100
Figura 58 -	Linhas de corrente do escoamento no Caso 2.....	101
Figura 59 -	Mapa térmico dos pórticos (Caso 2).....	102
Figura 60 -	Mapa térmico da câmara de combustão (Caso 2).....	103
Figura 61 -	Velocidades no plano traçado na Figura 41 (Caso 2).....	104
Figura 62 -	Coeficiente de transferência de calor do Circuito Original e do Caso 2.....	105
Figura 63 -	Modificação na junta original, onde foram mantidos apenas os furos na região do cilindro 1.....	106
Figura 64 -	Linhas de corrente do escoamento no Caso 3.....	106
Figura 65 -	Coeficiente de transferência de calor do Circuito Original e do Caso 3.....	107
Figura 66 -	Mapa térmico da câmara de combustão (Caso 3).....	109
Figura 67 -	Mapa térmico dos pórticos (Caso 3).....	109
Figura 68 -	Modificação na junta onde foram mantidos os furos do lado de exaustão.....	109
Figura 69 -	Linhas de corrente do escoamento no Caso 4.....	110
Figura 70 -	Coeficiente de transferência de calor do Circuito Original e do Caso 4.....	110
Figura 71 -	Mapa térmico da câmara de combustão (Caso 4).....	111
Figura 72 -	Mapa térmico dos pórticos (Caso 4).....	112

Figura 73 -	Diferença na distribuição de temperatura no lado de exaustão e admissão da parede dos cilindros.....	112
-------------	---	-----

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 -	Quantidade de células com ângulo de skewness < 85	74
Gráfico 2 -	Temperaturas em pontos dos domos e pórticos de exaustão.....	76
Gráfico 3 -	Temperaturas em pontos do cilindro na zona 1.....	77
Gráfico 4 -	Temperaturas em pontos do cilindro na zona 2.....	77
Gráfico 5 -	Temperaturas em pontos do cilindro na zona 3.....	78
Gráfico 6 -	Histograma com erro percentual entre temperaturas da Malha 4 e da Malha 3, no motor.....	80
Gráfico 7 -	Histograma com erro percentual entre temperaturas da Malha 2 e da Malha 3, no motor.....	80
Gráfico 8 -	Temperaturas em pontos da camisa d'água.....	81
Gráfico 9 -	Histograma com erro percentual entre temperaturas da Malha 4 e da Malha 3, na camisa d'água.....	81
Gráfico 10 -	Histograma com erro percentual entre temperaturas da Malha 2 e da Malha 3, na camisa d'água.....	82
Gráfico 11 -	Velocidades na Camisa d'água.....	82
Gráfico 12 -	Resíduos da malha 3 após convergência dos monitores.....	91
Gráfico 13 -	Temperaturas máximas em cada cilindro ao longo das iterações para a malha 3.....	91
Gráfico 14 -	Temperaturas máximas do Caso 2.....	101
Gráfico 15 -	Temperaturas médias do Caso 2.....	102
Gráfico 16 -	Temperaturas nos pontos dos domos e dos pórticos de exaustão...	126
Gráfico 17 -	Temperaturas nos pontos da zona 1 dos cilindros.....	126
Gráfico 18 -	Temperaturas nos pontos da zona 2 dos cilindros.....	126
Gráfico 19 -	Temperaturas nos pontos da zona 3 dos cilindros.....	127
Gráfico 20 -	Temperaturas nos pontos da camisa d'água.....	127
Gráfico 21 -	Velocidades na camisa d'água.....	127

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Constantes da equação do balanço da dissipação turbulenta.....	49
Tabela 2 -	Tamanhos médios do elemento das malhas do estudo de convergência.....	71
Tabela 3 -	Tamanhos dos elementos da camada prismática utilizados no estudo.....	71
Tabela 4 -	Quantidade total de elementos em cada malha simulada e seu tempo de simulação.....	71
Tabela 5 -	Erros nos pontos 6 e 10 das três zonas das malhas simuladas.....	78
Tabela 6 -	Temperaturas médias nas zonas dos cilindros [K].....	79
Tabela 7 -	Velocidades médias de regiões da camisa d'água [m/s].....	84
Tabela 8 -	Métrica da malha utilizada nos estudos paramétricos.....	85
Tabela 9 -	Condições de contorno da camisa d'água.....	86
Tabela 10 -	Condições de contorno de convecção no motor.....	87
Tabela 11 -	Propriedades do bloco, sub-bloco, cabeçote e junta.....	88
Tabela 12 -	Propriedades da válvulas, assentos e guias.....	88
Tabela 13 -	Propriedades da mistura aquosa de etilenoglicol.....	89
Tabela 14 -	Análises paramétricas realizadas no motor.....	97
Tabela 15 -	Velocidades na camisa d'água e temperaturas nos pórticos e câmara de combustão.....	98
Tabela 16 -	Temperaturas médias e máximas nos domos e paredes de cada cilindro (Caso 2).....	104
Tabela 17 -	Temperaturas médias e máximas nos domos e paredes de cada cilindro (Caso 3).....	108
Tabela 18 -	Temperaturas médias e máximas nos domos e paredes de cada cilindro (Caso 4).....	111
Tabela 19 -	Temperaturas médias e máximas da câmara de combustão para as Tentrada/ Tsáida consideradas.....	114
Tabela 20 -	Coeficiente de transmissão de calor por convecção para as diferentes vazões consideradas.....	115

Tabela 21 -	Temperaturas médias e máximas da câmara de combustão para as vazões consideradas.....	115
Tabela 22 -	Erros nas superfícies das parts.....	123
Tabela 23 -	Tamanhos da malha colocados em cada face das regions.....	124

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CHT	Conjugate Heat Transfer
CFD	Computational Fluid Dynamics
EDP	Equação Diferencial Parcial
FACEPE	Fundação de Amparo à Ciência e Tecnologia do Estado de Pernambuco
FCA	Fiat Chrysler Automóveis Brasil Ltda
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition Engine
IC	In-Cylinder Analysis
MCI	Motores de Combustão Interna
MEF	Método dos Volumes Finitos
MDF	Método das Diferenças Finitas
MVF	Método dos Volumes Finitos
QUICK	Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics
RANS	Reynolds Average Navier-Stokes
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco
VC	Volume de Controle

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras do alfabeto latino

C_f	Coeficiente de atrito [-]
c_p	Calor específico [J/kg.K]
g	Gravidade [m/s ²]
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² .K]
k	Coeficiente de condutividade térmica [W/m.K]
K	Energia cinética das flutuações turbulentas [J/kg]
p	Pressão [kPa]
\bar{p}	Pressão média [kPa]
p'	Flutuação da pressão média [kPa]
T	Temperatura [K]
\bar{T}	Temperatura média [K]
T'	Flutuação da temperatura média [K]
T_s	Temperatura da superfície [K]
T_∞	Temperatura do fluido [K]
u	Velocidade na direção x [m/s]
\bar{u}	Velocidade média na direção x [m/s]
u'	Flutuação da velocidade na direção x [m/s]
u^+	Velocidade adimensional da parede [-]
u^*	Velocidade de atrito [m/s]
v	Velocidade na direção y [m/s]
\bar{v}	Velocidade média na direção y [m/s]
v'	Flutuação da velocidade na direção y [m/s]
V_∞	Velocidade média do escoamento [m/s]
w	Velocidade na direção z [m/s]
\bar{w}	Velocidade média na direção z [m/s]
w'	Flutuação da velocidade na direção z [m/s]
y^+	Coordenada adimensional da parede [-]

Letras do alfabeto grego

α	Coeficiente de difusividade térmica [m ² /s]
β	Coeficiente de expansão térmica [1/K]
Δy_p	Espessura do primeiro elemento da camada prismática [mm]
ε	Dissipação turbulenta [W/kg]
μ	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
μ_t	Viscosidade dinâmica turbulenta [Pa.s]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
ρ	Densidade [kg/m ³]
τ_t	Tensão de cisalhamento turbulenta [N/m ²]
τ_v	Tensão de cisalhamento viscosa [N/m ²]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	MOTIVAÇÃO	20
1.2.	OBJETIVOS	20
1.2.1	Objetivo Geral	21
1.2.2	Objetivos Específicos	21
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	31
3.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	31
3.2	PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	34
3.2.1	Condução	35
3.2.2	Convecção	36
3.2.3	Radiação	38
3.3	TURBULÊNCIA	39
3.3.1	Equações Governantes	41
3.3.2	Camada Limite em Escoamentos Turbulentos	42
3.3.3	Modelos de Turbulência	47
3.4	MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL	50
3.4.1	Método dos Volumes Finitos	51
3.4.2	Condições de Contorno	54
4	METODOLOGIA	59
4.1	PREPARAÇÃO DA GEOMETRIA	59
4.2	GERAÇÃO DA MALHA	66
4.2.1	Resultados do Estudo de Convergência de Malha	74
4.3	CONDIÇÕES DE CONTORNO	86
4.4	FÍSICA DO PROBLEMA	88
4.5	CRITÉRIO DE CONVERGÊNCIA	90
4.6	ESTUDOS PARAMÉTRICOS	92
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	98

5.1	RESULTADOS DO CASO 1	98
5.2	RESULTADOS DO CASO 2	100
5.3	RESULTADOS DO CASO 3	105
5.4	RESULTADOS DO CASO 4	109
5.5	RESULTADOS DO CASO 5	113
5.6	RESULTADOS DO CASO 6	114
6	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	117
6.1	CONCLUSÕES	117
6.2	TRABALHOS FUTUROS	118
	REFERÊNCIAS	120
	ANEXO I - TABELAS DE ERROS NAS SUPERFÍCIES DAS PARTS	123
	ANEXO II - TABELA COM TAMANHOS DE MALHAS EM CADA FACE DAS REGIONS	124
	ANEXO III - RESULTADOS DAS MALHAS 5 E 6 EM RELAÇÃO A MALHA 3	126

1 INTRODUÇÃO

Motores de combustão interna são equipamentos que desde sua invenção vêm desenvolvendo um papel crucial nos meios de produção de bens e serviços da sociedade. Chiodi (2015) aponta que a sociedade está em constante desenvolvimento e os meios de transporte são um fator fundamental para o desenvolvimento humano. Dentre os mais diversos meios de transporte, os veículos equipados com motores de combustão interna representam, sem dúvida, a maior parcela no grupo.

Contudo, juntamente a sua praticidade e funcionalidade, sua utilização causa impactos ambientais. Tais impactos somados a fatores econômicos e a uma tendência no avanço tecnológico da sociedade, demandam da indústria e de pesquisadores alternativas para o melhor desempenho de motores de combustão interna.

Dado seu papel, sua história na sociedade e a falta de alternativas ainda viáveis para sua total substituição, os motores de combustão interna ainda estarão presentes no futuro próximo. Em vista disso Chiodi (2015) propõe certas características as quais o autor acredita que tais dispositivos terão no futuro. Para ele, os motores serão leves, pequenos, turbo alimentados, com estratégia de combustão não convencional, silenciosos, com baixas taxas de emissão (inclusive na partida à frio), baixo consumo de combustível, torque “vigoroso” em baixa rotação, longa durabilidade e, segundo o autor, a característica mais difícil de ser alcançada, o motor será comercialmente rentável.

A instalação do turbocompressor num motor de combustão interna aumenta sua potência e modifica as condições de operação dentro da câmara de combustão. Conseqüentemente, as temperaturas atingidas nas partes sólidas do motor aumentam podendo atingir limites de resistência do material e podendo comprometer a estrutura do motor.

Um mapa térmico é o campo de temperaturas ao longo do motor, essas temperaturas podem ser estimadas mediante uma simulação CHT (“*Conjugated Heat Transfer*”) a qual permite a simulação através de uma técnica de Mecânica dos Fluidos Computacional de um domínio sólido e fluido conectados por interfaces que permitem a troca de calor entre os domínios.

1.1 MOTIVAÇÃO

O Polo Automotivo Jeep de Goiana, em Pernambuco, foi inaugurado em 2015 com o início da produção do Jeep Renegade da Fiat Chrysler Automóveis Brasil Ltda. (FCA). Este foi um marco para a indústria do estado, pois a primeira fábrica de automóveis foi instalada trazendo consigo empregos e o desenvolvimento de uma cadeia produtiva para alimentar a fábrica. A história da empresa no país data de mais de quarenta anos atrás, quando foi inaugurada a linha de montagem da Fiat em Betim (Minas Gerais). Hoje, essa planta é responsável pelo desenvolvimento, simulação, projeto e construção de automóveis.

Havendo esta tendência do mercado em busca de motores mais limpos e mais potentes, o estudo de soluções para ganho de eficiência, diminuição de deslocamento e aumento de potência de tais equipamentos são um tema recorrente na indústria e no meio acadêmico.

Essas características podem ser alcançadas através de técnicas de *downsizing* e *down-speeding* do motor, as quais são caracterizadas pela instalação de turbocompressores, sistemas de controle de válvulas com tempo e duração de abertura variáveis, novas estratégias de injeção de combustível, variação da dimensão do pórtilo de admissão, assim como a hibridização de sistemas propulsivos (Berni, Cicalese e Fontanesi, 2017; Chiodi, 2011).

O presente trabalho faz parte de uma série de estudos resultados de um projeto de pesquisa realizado em parceria entre a Universidade Federal de Pernambuco (UFPE) e a FCA. Com aporte financeiro dado pela empresa juntamente à FACEPE (Fundação de Amparo à Ciência e Tecnologia de Pernambuco), o projeto consiste no estudo da adequação e desenvolvimento de um motor com tecnologia *flex-fuel*, sobrealimentado através de um turbocompressor conectado a um processo de cogeração para produção de energia a partir da rotação do eixo deste dispositivo.

1.2 OBJETIVOS

De forma suprir uma demanda inicial do projeto e a caracterizar sistematicamente o trabalho, foi criado um objetivo geral onde foram delineados vários uma série de objetivos específicos para atendê-lo. Tais objetivos encontram-se descritos a seguir.

1.2.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo investigar a influência de modificações no circuito de resfriamento sobre o mapa térmico do bloco do motor Etorq EVO 1.6L 16v sobrealimentado por um turbocompressor.

1.2.2 Objetivos Específicos

Para atender ao objetivo geral deste trabalho serão trabalhados os seguintes objetivos específicos:

- (1) Determinar as condições de contorno a que estão expostas as faces do domínio;
- (2) Fazer um estudo básico sobre a física presente em motores de combustão interna, em escoamentos turbulentos e sobre solução numérica de escoamentos através da técnica de Volumes Finitos;
- (3) Avaliar a influência da concentração de etilenoglicol da camisa d'água na capacidade do fluido de resfriar o motor;
- (4) Modificar o escoamento do fluido nos canais do motor estudando os impactos dessas sobre as temperaturas do motor, principalmente na região em contato com os gases da câmara de combustão.
- (5) Investigar os efeitos da modificação das temperaturas de entrada e saída do fluido no motor e da vazão deste sobre o mapa térmico do motor.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Esta dissertação foi dividida em seis capítulos, organizados de maneira a construir passo a passo as etapas para alcançar o objetivo geral.

Neste primeiro capítulo foi apresentada uma introdução ao tema do trabalho apresentando a problemática, a motivação, discriminando o objetivo do trabalho e os passos realizados para cumpri-lo.

No segundo capítulo temos uma revisão bibliográfica sobre o tema onde foram abordados os artigos mais atuais sobre o assunto disponíveis em periódicos e anais de congresso.

O terceiro capítulo conta com uma revisão dos fundamentos teóricos dos principais assuntos por trás dos fenômenos físicos presentes no objeto de estudo e uma discussão introdutória sobre Mecânica dos Fluidos Computacional.

No capítulo quatro é apresentada a metodologia utilizada na realização do trabalho onde são explanadas as principais etapas para realização das simulações, desde a importação do modelo até o estudo de malha realizado no modelo.

No capítulo cinco são apresentados e discutidos os resultados estudos paramétricos realizados sobre o circuito de arrefecimento do motor

No sexto capítulo temos as conclusões alcançadas ao final do trabalho e possíveis trabalhos futuros que podem ser realizados na temática.

Por fim são apresentadas todas as bibliografias consultadas na realização dessa dissertação e os anexos citados ao longo do texto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Turbocompressores são uma tecnologia já utilizada para motores do ciclo diesel por estes não possuírem problemas de autoignição. O ar de combustão é condicionado no turbocompressor o qual converte energia dos gases de exaustão em forma de calor, que sai dos gases para o equipamento, e movimento numa turbina conectada através de um mesmo eixo a um compressor que comprime o ar de admissão, possibilitando mandar mais mistura ar/combustível para o motor aumentando assim a potência do motor.

Romagnoli *et al.* (2017) defende que assim como em motores diesel, a adoção de turbocompressores em motores de ignição por centelha aumentará devido à tendência de diminuição dos motores (“*downsizing*”) assim, perdas de potência devido a redução do deslocamento do motor são contrabalanceadas com sistemas de turbocompressão do ar de admissão.

Juntamente a este aumento na potência temos também o aumento das temperaturas no motor, dando origem a cargas térmicas maiores agindo principalmente nas partes em contato direto com a combustão (Berni, Cicalese e Fontanesi (2017)). Tais áreas sofrem altas deformações plásticas ao longo de seu ciclo de operação, o que pode resultar em perdas de propriedades mecânicas e falhas do material (Fontanesi e Giacomini, 2013).

A evolução dos processadores computacionais e das simulações numéricas impulsionou fabricantes de motores a incorporar cada vez mais ferramentas de simulações em sua cadeia de desenvolvimento de produto. Com as simulações de CFD 1-D, 3-D e simulações estruturais com o Método dos Elementos Finitos (MEF), busca-se realizar otimizações em componentes e parâmetros de funcionamento do motor sem a necessidade da criação de tantos protótipos.

Tais ferramentas computacionais se mostram importantes no projeto e otimização de motores, conseguindo obter resultados mais rápidos e com menor custo quando comparado ao projeto baseado apenas em testes experimentais como citam Fontanesi e Giacomini (2013) e Patil *et al.* (2015).

Não existe uma ferramenta computacional capaz de simular todos os processos que ocorrem no motor. Assim, Chiodi (2011) destaca a importância da integração entre essas análises para simulação de motores, juntamente a experimentos de modo que ocorra uma troca de informações entre essas metodologias para estudos desses dispositivos.

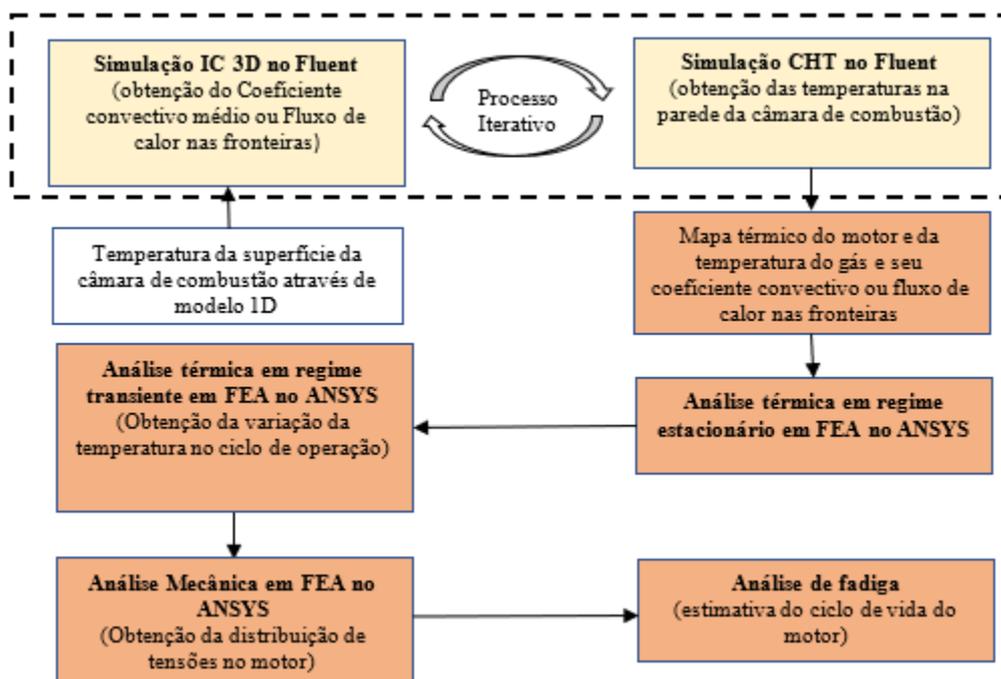
Integração que pode ser vista em diversos trabalhos sobre simulações CFD de processos em motores de combustão interna.

Durante seu funcionamento, ocorrem diversos processos dentro do motor de combustão interna como a combustão, escoamento de gases dentro na câmara de combustão, pórticos, dutos, óleo, fluido refrigerante, movimento cíclicos de partes sólidas como pistão, mancal, biela, virabrequim, entre outros. Através de ferramentas computacionais é possível simular processos difíceis de medir experimentalmente, como o processo de combustão.

O mapa térmico do motor usualmente é utilizado como um dado de entrada para fazer análises estruturais no motor, onde podem ser estimadas as tensões térmicas e as análises de fadiga em seus componentes. Jahangirian et. al (2015) em seu trabalho realizam uma estimativa das tensões térmicas e do ciclo de vida de num motor diesel de seis cilindros ao simular as condições de um teste de choque térmico (“*termal shock test*”). Esse teste consiste em partindo do motor rodando numa baixa rotação, fazê-lo aumentar sua carga repentinamente e deixá-lo nessa condição por um determinado período de tempo mudando em seguida para condição de baixa rotação (10% de carga). Aplicando a metodologia de simulações indicada na Figura 1, na qual temos primeiro simulações CFD do processo de combustão e do arrefecimento do motor trabalhando de maneira iterativa seguidas de análises estruturais do motor. Os autores chegam a uma boa concordância entre os dados estimados e os obtidos experimentalmente validando o teste realizado virtualmente.

Fontanesie e Giacomini (2013) também fazem uso do campo de temperaturas como condições de contorno para uma análise estrutural do cabeçote do motor, onde foi analisado o ciclo de fadiga de cargas de alta frequência, relacionado a combustão, e o induzido pelas operações de partida/esquente/desligamento/resfriamento do motor, de baixa frequência. Condições de contorno das partes em contato com a combustão também foram calculadas a partir de simulações IC juntamente a simulações 1-D, porém, não de maneira iterativa. Uma forma otimizada do circuito do fluido refrigerante no cabeçote do motor foi utilizada pelos autores e para aumentar a precisão nas temperaturas estimadas na simulação um modelo de mudança de fase foi considerado pelos autores.

Figura 1 - Metodologia de iterativa de simulação termo estrutural de MCIs.



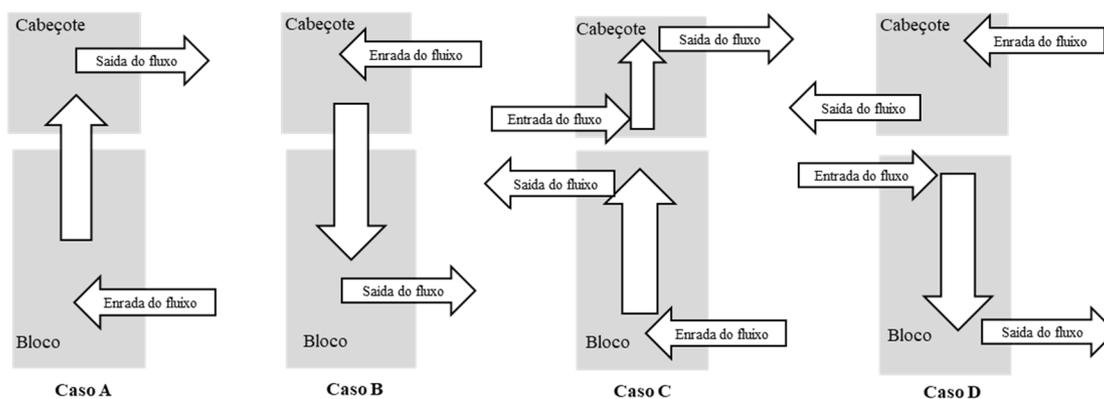
Fonte: Adaptado de Jhangirian et. Al (2015)

A forma ótima da camisa d'água utilizada por Fontanesie e Giacopini (2013) foi proposta de acordo com o trabalho de Carpentiero *et al.* (2007), o qual teve como um dos objetivos estudar a otimização da camisa d'água de um motor diesel originalmente aspirado convertido para turbo comprimido. Buscando a melhor distribuição de fluxo de água pelos canais do motor, reduzindo assim as temperaturas do motor, Carpentiero *et al.* (2007) testaram diferentes variações no escoamento do fluido pelo motor fechando furos da junta do motor. Para investigar este efeito, simulações estruturais do cabeçote do motor e simulações CHT do escoamento da camisa d'água por este componente foram realizadas. Dentre as condições testadas, do ponto de vista da distribuição de fluido pelos cilindros, a que obteve melhor performance foi aquela onde o fluido escoava por todos os cilindros antes de ir para o cabeçote do motor.

Além de fornecer condições de contorno para a análise estrutural, o mapa térmico pode ser utilizado em motores de combustão interna para otimização do sistema de arrefecimento, como no trabalho de Carpentiero *et al.* (2007). Chen *et al.* (2017) fazem um estudo da distribuição de temperaturas e de tensões na câmara de combustão de um motor diesel de seis cilindros, simulando a influência das modificações no circuito de resfriamento do motor indicadas na Figura 2 sobre essas variáveis.

Baseado em trabalhos disponíveis na literatura, Chen et al. (2017) propõem três circuitos alternativos da Figura 2, Caso B, C e D. Os circuitos são analisados pelos autores através simulações CHT e comparados entre si através do campo de velocidades, coeficientes de transferência de calor por convecção, temperaturas máximas e médias no domo do cabeçote e na parede do cilindro, potência para bombeamento do fluido no motor, e através da dissipação térmica da camisa d'água, ou seja, a quantidade de calor retirada pela camisa d'água.

Figura 2 - Circuitos estudados em Chen et al. (2017).



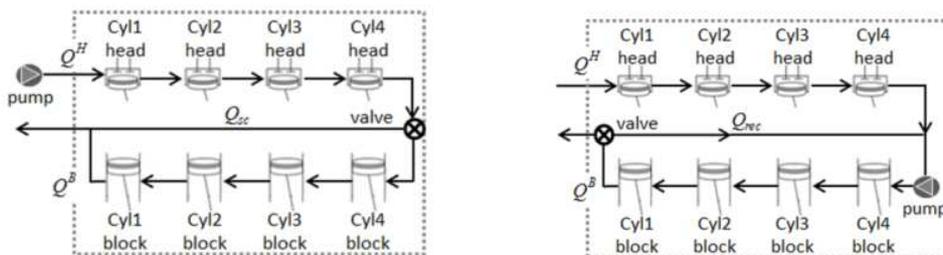
Fonte: Adaptado de Chen et. al (2017)

Fazendo a simulação dos quatro casos, Chen et al. (2017) os autores chegaram à conclusão de que a melhor configuração para camisa d'água é a do caso D. Tal circuito, por ter a característica de fluxos independentes para o bloco e para o cabeçote, foi otimizado em termos de menores temperaturas máximas e potência para bombeamento de fluido utilizando uma porcentagem de 80% da vazão total original do fluido refrigerante indo para o cabeçote e o restante para o bloco.

Alternativas como as propostas por Chen et al. (2017) fazem parte do gerenciamento térmico dos fluidos do motor através da otimização do circuito de resfriamento do motor. Essa, de acordo com Cipollone, Battista e Gualtieri (2012) é uma das estratégias que apresenta uma boa redução percentual de emissão de CO₂ e um menor custo de implantação. Além disso, esta estratégia implica numa redução do período de “warm-up” do motor, o qual apresenta um alto consumo de combustível devido ao aumento da fricção associada com a temperatura “baixa” do lubrificante e combustão ineficiente devido à baixa temperatura da câmara de combustão. Assim, durante a partida, o motor deve ser sobrealimentado com combustível de forma a garantir sua performance.

No trabalho, Cipollone, Battista e Gualtieri (2012) investigam a divisão do circuito convencional de resfriamento do motor (o qual passa pelo bloco e em seguida pelo cabeçote) em dois circuitos independentes chamado pelos autores de “SC1” (Figura 3(a)) e “SC2” (Figura 3(b)). Em ambos temos um circuito independente entre o cabeçote e o bloco, onde o fluido passa primeiramente pelo cabeçote resfriando-o e depois é mandado para o bloco onde pode-se ter duas peculiaridades como podemos ver pela Figura 3. A modelagem dos sistemas de resfriamento é feita através de uma modelagem que faz a analogia do motor a resistências térmicas em série ou paralelo, por onde o calor é transferido. Simulações demonstraram que em termos de temperaturas atingidas pelo motor o circuito SC1 se demonstrou mais atrativo, porém o período de *warm-up* foram maiores para esse caso.

Figura 3 - Circuitos de resfriamentos SC1(a) e SC2(b).



Fonte: Cipollone, Battista e Gualtieri (2012)

Temperaturas altas na parede do cilindro são atrativas para o motor até que não sejam atingidos os limites de resistência do material, mudança de fase do fluido refrigerante ou a degradação do óleo lubrificante. Por outro lado, temperaturas muito baixas podem influenciar no processo de combustão e também na efetividade do óleo lubrificante. Já no cabeçote, é sabido que temperaturas altas resultam em altas tensões e o motor tem uma propensão maior a ocorrência da combustão cedo. Ao contrário, baixas temperaturas nessa região podem resultar no aumento da eficiência volumétrica e aumentar a disponibilidade de elevação da razão de compressão, que está ligada a eficiência do motor (Cipollone, Battista e Gualtieri, 2012).

Condições de contorno desempenham um papel fundamental para que as estimativas realizadas pelas simulações computacionais se aproximem tão perto quanto possível dos fenômenos reais. Tais condições de contorno podem ser obtidas de maneira experimental ou através de simulações. Considerando instrumentos bem calibrados e que sejam capazes de medir precisamente as variáveis de interesse, através da abordagem experimental podemos adquirir valores mais reais para essas variáveis. No entanto, no

caso de motores de combustão interna, essa abordagem se torna difícil devido à dificuldade da instalação de sensores em certas partes móveis onde ocorre a combustão (pistões e válvulas) como indica Berni, Cicalese e Fontanesi (2017).

Dessa forma, simulações CFD se tornam poderosas ferramentas na obtenção de condições de contorno. No caso da câmara de combustão, as condições de contorno impostas na parede podem ser o fluxo de calor ou o par: temperatura do gás (T_∞) e coeficiente de transferência de calor desses gases (h_∞), o qual pode incluir não só a influência da convecção, mas também a da radiação da frente de chama e da fuligem quando presente nos produtos de combustão.

Berni, Cicalese e Fontanesi (2017) citam que existem duas aproximações que podem ser utilizadas no cálculo de coeficientes de transferência de calor: fenomenológica e CFD. Na primeira, formulações para coeficiente são obtidas empiricamente e utilizadas para estimar sua distribuição ao longo do tempo ou seu valor médio. Dentre esses temos podemos citar o modelo de Nusselt (1923), Eichelberg (1939), Annand (1963), Woschni (1967), Hohenberg (1979) e Chang (2004).

Todas essas formulações foram obtidas de maneira experimental e apesar de algumas serem relativamente antigas, ainda são utilizadas em trabalhos atuais. A maioria desses modelos partem da relação exponencial do número de Nusselt com o número de Reynolds (Equação 2.1), desprezando a relação com o número de Prandtl, sobre a hipótese de esse não variar muito ao longo do ciclo do motor.

$$Nu = C Re^m \quad 2.1$$

Através da introdução de equações de estado podemos escrever o coeficiente convectivo em função de variáveis do escoamento como a pressão, a temperatura e a velocidade do gás na câmara de combustão.

Curvas para o fluxo de calor são levantadas através de medições de termopares ao longo da superfície do cilindro. Um dos métodos utilizados no tratamento desses dados é considerar a condução unidimensional transiente ao longo da espessura do cilindro. Essa equação diferencial parcial (EDP) pode ser solucionada a partir de uma série de Fourier fazendo a hipótese de termos propriedades do cilindro constantes (ρ , k e c_p). Após obter essa curva podemos ajustar os parâmetros de cada modelo para um determinado motor.

O fato de cada modelo ser ajustado para um motor acaba limitando a precisão desses modelos, ou seja, eles não são universais, apesar de serem dependentes de parâmetros geométricos do motor e muitas vezes serem utilizados como tal.

Outro fator que deve ser mencionado é em relação à hipótese assumida de uniformidade espacial do coeficiente convectivo a cada instante de tempo. Em seu trabalho, Chang (2004) investiga experimentalmente a validade dessa hipótese aplicada a motores HCCI (“*Homogeneous Charge Compression Ignition*”) antes de propor uma nova equação para o coeficiente convectivo baseada no modelo proposto por Woschni (1967). Através de termopares instalados no cabeçote do cilindro e no pistão, ele demonstra que o fluxo de calor em motores de ignição por centelha possui uma variação espacial acentuada dependendo do local dentro da câmara. Ao contrário, motores HCCI possuem um perfil mais homogêneo de fluxo de calor dentro da câmara.

Em simulações CHT, formulações empíricas são aplicadas para obtenção do coeficiente de transferência como pode ser observado no trabalho de Patil, Pise e Gokhale (2015). Onde os mapas térmicos de seis motores diesel são obtidos a partir de simulações CFD do motor e sua camisa d’água. Ao final, dados experimentais são confrontados com as temperaturas estimadas, apresentando boa aproximação entre as temperaturas medidas e simuladas.

Na abordagem CFD, as condições da câmara de combustão são estimadas através de simulações IC ou de modelos 1-D do motor. Assim como no caso do escoamento do fluido refrigerante nas galerias do motor, aproximação utilizada para camada limite térmica é importante para produzir resultados próximos do real. Berni, Cicalese e Fontanesi (2017) propõem uma forma alternativa de modelar a camada limite térmica em simulações IC de um motor Otto com turbocompressor o qual irá operar na faixa de média a alta carga e velocidade de revolução. Esse modelo “alternativo” é baseado na hipótese do número de Prandtl variar no tempo, ou seja, ao longo dos ciclos do motor, diferente dos utilizados os quais não consideram tal variação. Esse modelo proposto é validado por meio de dados provenientes de um teste experimental do balanço térmico de um motor Otto aspirado. Após essa validação, os resultados das simulações da combustão do motor turbocomprimido são utilizados na predição mapa térmico deste obtendo assim bons resultados quando comparados a medidas de termopares instalado no motor.

A tendência do aumento da potência e diminuição dos motores de nova geração, como já mencionado, aumentam transferência de calor da câmara de combustão resultando em maiores temperaturas atingidas no motor e camisa d’água. Na opinião de Fontanesi e Giacopini (2013) a representação correta do fenômeno de transferência de calor do motor para o fluido refrigerante depende também da correta modelagem do fenômeno de mudança de fase deste líquido nos canais do motor, além da aproximação

adequada para camada limite do escoamento. Tendo em vista que em alguns locais a temperatura do fluido pode ultrapassar a temperatura de saturação do fluido, o mapa térmico do motor é afetado pela inclusão desse fenômeno nas simulações.

Essa diferença no mapa térmico do motor pode ser vista em outro trabalho realizado pelos mesmos autores (Fontanesi et al., 2008) onde podemos ver que os resultados da simulação CHT feita sem considerar a ebulição sobestima a temperatura em algumas regiões onde ocorrem picos de temperatura, pois ao não considerarmos a mudança de fase no modelo, todo calor gerado na câmara de combustão é convertido em apenas calor sensível.

Fontanesi e Giacomini (2013) destacam que esse aumento na veracidade das simulações vem com o aumento do tempo computacional, pois a adoção de mudança de fase implica no uso de uma simulação em regime transiente demandando, no caso do seu estudo, grande quantidade de iterações para atingir a convergência.

Motores de combustão interna são dispositivos muito complexos pelo fato de os fenômenos envolvidos serem bastante complexos também. O processo de combustão, por exemplo, é transiente, envolvendo reações químicas e escoamentos turbulentos, fenômenos os quais não são totalmente entendidos.

Por isso, modelos computacionais para simulação de fenômenos que ocorrem em motores de combustão interna não são ainda totalmente confiáveis e experimentação ainda se faz necessária para validação de estimativas realizadas por essas ferramentas computacionais.

Em suma, a utilização de simulações não diminui a importância de testes experimentais no projeto desses dispositivos, ao contrário, a experimentação é um passo importante para a validação de simulações computacionais e modelos de processos que acontecem nesses dispositivos, como pôde ser evidenciado em diversos trabalhos sobre simulação de processos que ocorrem em motores de combustão interna.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nas seções deste capítulo serão descritos resumidamente pontos fundamentais sobre o objeto de estudo, sobre conceitos acerca dos fenômenos físicos envolvidos no problema e métodos de para modelagem de tais fenômenos.

3.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Motores de combustão interna são máquinas térmicas que geram trabalho através de uma reação química exotérmica entre combustível e um comburente (ar). Basicamente, a energia é liberada em forma de calor, luz e ruído por causa da quebra de ligações químicas dos reagentes, os quais ao final do processo formam compostos mais estáveis.

Esses dispositivos podem ser divididos em motores alternativos, rotativos e de impulso. Nos primeiros, o trabalho é obtido através do movimento alternativo dos pistões, os quais são impulsionados pela expansão dos gases de combustão na câmara de combustão. Nos motores rotativos o trabalho é obtido através do movimento rotativo, como ocorre na turbina a gás e no motor Wenkel. Já nos motores de impulso, trabalho é obtido através do impulso realizado pelos gases produzidos na reação que são expelidos a uma alta velocidade.

Motores de combustão interna alternativos serão o objeto de estudo desse trabalho. Esses equipamentos começaram a ser desenvolvidos no século XIX e o seu avanço impulsionou a sociedade mudando a maneira de produção de bens, a qual deixou de ser totalmente artesanal, passando assim a ter máquinas introduzidas na linha de processos. A invenção do motor de combustão interna mudou a maneira como as pessoas se transportavam com a introdução dos automóveis e motores na propulsão marítima.

Ferguson e Kirkpatrick (2015) fazem uma pequena descrição histórica dos primeiros motores. Esse dispositivo foi objeto de estudo de vários engenheiros do século XIX. Porém, dá-se grande crédito ao engenheiro Nikolaus Otto em seu trabalho no projeto e produção (na primeira fábrica de motores, N. A. Otto e Cia.) do primeiro motor de quatro tempos por centelha em 1876.

A importância de seu trabalho foi tamanha que até hoje motores de combustão interna de ignição por centelha também são conhecidos como motores Otto. Seu protótipo possuía uma eficiência de 14%, com uma razão de compressão de 2,5 e produzia uma

potência de 2 HP girando a uma velocidade de 160 RPM. Trabalhadores de sua companhia vieram a iniciar a indústria automobilística. Um deles foi seu filho, Gustav Otto, o qual fundou uma companhia automotiva que tempos mais tarde ficou conhecida como BMW.

Os primeiros motores desenvolvidos geravam pouca potência, baixa rotação e tinham baixa eficiência. Eles eram alimentados a gás de carvão, uma mistura de metano, hidrogênio, monóxido de carbono e outros gases produzidos na pirólise do carvão. A medida que se começou a produção de óleos combustíveis (gasolina e querosene) nos anos de 1880, esses foram sendo introduzidos no mercado. O primeiro motor de combustão interna alimentado a gasolina foi desenvolvido e fabricado em 1883 por Gottlieb Daimler, o qual também trabalhou com Nikolaus Otto em sua companhia. Daimler fundou a companhia responsável pelo primeiro automóvel de quatro rodas, em 1886.

Não pode se falar do histórico de motores de combustão interna sem falar também do trabalho realizado por Rudolph Diesel em 1897, na criação de um motor Diesel. Neste tipo de motor a ignição é realizada não mais através de uma centelha, mas sim através da injeção de óleo diesel atomizado na câmara de combustão preenchida de ar comprimido. Seu protótipo era um motor de um cilindro com alta razão de compressão que produzia 18 HP de potência, a uma velocidade de rotação de 170 RPM e eficiência de 27%.

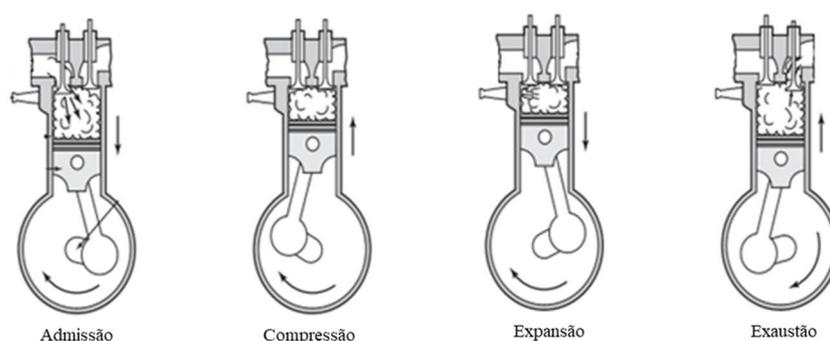
Como ocorreu com o motor Otto, o dispositivo inventado por R. Diesel foi sendo aprimorado com o passar do tempo. Sir Harry Ricardo foi o engenheiro responsável pela aplicação do motor diesel em veículos. Em 1924 o caminhão com motor diesel estava disponível no mercado e doze anos mais tarde o primeiro carro.

Uma forma de caracterizar motores de combustão interna alternativos, já mencionada, é quanto à forma que se inicia a combustão. Nos motores Otto, a ignição é feita através de uma centelha. Neles a razão de compressão é limitada de modo que o ar ou a mistura ar-combustível não atinjam a temperatura de autoignição do combustível ocorrendo o fenômeno chamado de “batida de pino” do motor. Em Motores Diesel, a combustão se dá devido a essa temperatura de autoignição, ou seja, o ar é comprimido até o ponto onde ocorre a combustão da mistura. Dessa maneira, o único fator que limita a razão de compressão desses motores é a pressão e temperatura que o material do motor suporta.

Motores diesel tendem a ser mais poluentes que motores Otto, pois o tempo para mistura do combustível e do comburente é limitada. Assim, seus gases de exaustão tem um maior teor de hidrocarbonetos não queimados e sua fumaça tende a ser mais escura.

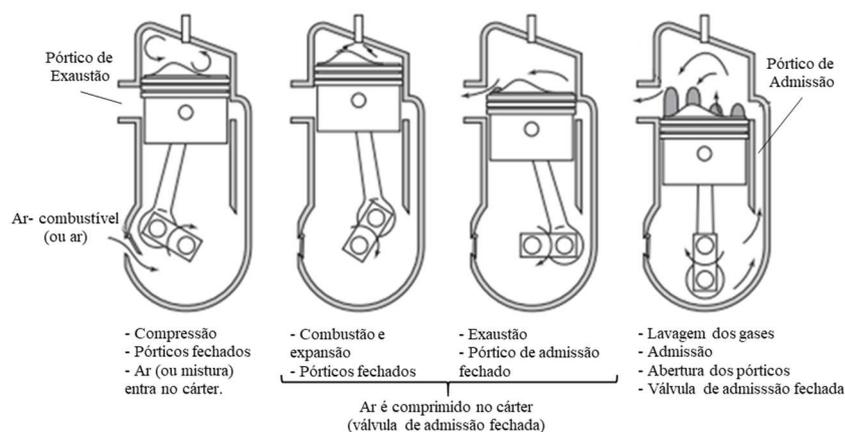
Motores de combustão interna alternativos possuem quatro processos bem característicos: admissão, compressão, expansão e exaustão. A maneira como eles ocorrem é que caracteriza motores de quatro ou dois tempos. Em motores de quatro tempos, cada processo é bem caracterizado e ocorre num intervalo de 180° de rotação da manivela. Em motores de dois tempos, a admissão do ar para dentro do motor e a compressão ocorrem ao mesmo tempo, ao fim da compressão temos a combustão seguida da expansão que desloca o pistão para baixo e os gases de exaustão são expulsos da câmara de combustão pelos gases admitidos. A Figura 4 e a Figura 5 ilustram os processos que ocorrem nos motores de combustão de quatro tempos e dois tempos, respectivamente.

Figura 4 - Processos num ciclo de motores de 4 tempos.



Fonte: Adaptado de Ferguson e Kirkpatrick (2015)

Figura 5 - Processos num ciclo de motores de 2 tempos.



Fonte: Adaptado de Ferguson e Kirkpatrick (2015)

3.2 PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Grande parcela da energia armazenada no combustível e liberada na combustão é perdida na forma de calor. Durante sua operação existem duas fontes de calor nos motores, os gases gerados na combustão, os quais transmitem calor por convecção e radiação para a câmara de combustão (cilindro, válvulas, domos do cilindro e pistão), e o atrito gerado entre as partes móveis do motor (anéis do pistão e o cilindro, por exemplo).

Esse calor gerado na câmara de combustão é transferido pelas paredes da câmara de combustão e, em seguida, é retirado do motor através do sistema de arrefecimento. Tal sistema age como um regulador da temperatura do motor prevenindo a “batida de pino”; fusão de partes metálicas; regulando a performance do lubrificante, o qual diminui sua viscosidade à medida que a temperatura aumenta; e também controla as emissões, pois a produção de NO_x , por exemplo, é ligada a altas temperaturas na câmara de combustão.

O sistema de arrefecimento do motor pode usar dois tipos de fluidos, ar ou um fluido líquido que pode ser água ou uma mistura de água mais um aditivo. Quando utilizamos ar, aletas são instaladas no cilindro aumentando assim a superfície de troca de calor.

A utilização de uma mistura líquida como fluido refrigerante é mais usual para uso em motores de combustão interna alternativos. Nesses sistemas, fluido é bombeado por uma bomba a qual pode ser acoplada ao motor ou acionada eletricamente. Usualmente essa mistura passa pelas galerias do bloco resfriando-o e indo em seguida para o cabeçote através de furos num componente do motor chamado de junta, o qual conecta o bloco e o cabeçote.

Segundo Ferguson e Kirkpatrick (2015), durante o funcionamento do motor as temperaturas da superfície e o fluxo de calor podem ser altos o suficiente de maneira a ocorrer a ebulição do fluido em certos locais, principalmente regiões próximas ao pórtilo de exaustão. Portanto, uma das funções desse aditivo é aumentar o ponto de ebulição e diminuir a temperatura de solidificação do fluido refrigerante (em relação a água sem aditivos). De acordo com Basshuysen e Schafer (2004), usualmente essa mistura é composta por água e um fluido o qual pode ser etilenoglicol, monoetilenoglicol, monopropilenoglicol ou dietilenoglicol.

Os três mecanismos de transferência de calor (condução, convecção e radiação) encontram-se presentes no motor. Portanto, é importante o entendimento desses fenômenos de transferência de calor nesse dispositivo.

3.2.1 Condução

O mecanismo de condução se dá quando submetemos um objeto (ou meio) a um gradiente de temperatura. Nesse momento a energia de vibrações e energia cinética das moléculas são trocadas entre si através de colisões provocadas por movimentos aleatórios destas. Essa energia é transportada de modo a difundir-se pela superfície do objeto (ou meio).

A condução pode ser representada matematicamente através da Lei de Fourier (Equação 3.1):

$$q_x'' = -k \frac{\partial T}{\partial x}, q_y'' = -k \frac{\partial T}{\partial y}, q_z'' = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad 3.1$$

Onde k é a condutividade térmica do meio onde o calor é conduzido.

Num motor, o calor gerado na câmara de combustão é conduzido pelas partes sólidas da câmara trocando calor por convecção com o fluido refrigerante. Esse fluido, por sua vez, transfere calor pela interface do bloco e cabeçote do motor com o fluido, calor o qual se difunde pelo motor até chegar ao ambiente.

Como o fluxo de calor é proporcional ao coeficiente de condutividade térmica, uma maneira de reduzir o fluxo de calor através das partes sólidas do motor seria a diminuição da condutividade térmica do motor. Dessa forma, ao empregar um material diferente dos materiais utilizados para fabricação do bloco (ferro fundido) podemos diminuir a perda de calor para o fluido de resfriamento.

Ferguson e Kirkpatrick (2015) citam que estudos experimentais realizados por Sun et al. (1993) sobre o impacto do isolamento das paredes do cilindro. Esses estudos concluem que o isolamento não resulta necessariamente no aumento da eficiência do motor, pois a energia que seria difundida para o motor, agora fica nos gases de exaustão de maneira a aumentar sua temperatura e entalpia. Outro motivo é que as altas temperaturas da parede da câmara de combustão resultam numa maior temperatura dos gases de admissão antes da compressão, o que resulta na diminuição da eficiência

volumétrica do motor. Altas temperaturas na parede também podem representar um problema para motores de ignição por centelha, onde podemos ter “batida de pino”.

3.2.2 Convecção

O mecanismo de transferência de calor por convecção lida com a interação entre um fluido em movimento e uma superfície adjacente ao escoamento. Esse mecanismo está presente em diversos fenômenos de aplicação prática em engenharia. Podemos ter dois tipos de convecção: a forçada e a natural. Na primeira, o movimento do fluido é gerado mecanicamente, já no segundo, o movimento do fluido é gerado através do campo gravitacional e da mudança de densidade do fluido que se dá pela sua mudança de temperatura.

Em motores de combustão interna, este fenômeno está presente na transferência de calor entre as partes sólidas do motor e os gases e exaustão, fluido do sistema de arrefecimento do motor e óleo lubrificante. A troca de calor por convecção representa uma grande parcela do calor total transferido pelos gases da câmara de combustão. O estudo da convecção em motores é um dos problemas mais complicados de se abordar na engenharia, pois envolve rápidas mudanças na temperatura, pressão, composição e velocidade do gás, como afirmam Borman e Nishiwaki (1987) em sua revisão sobre transferência de calor em motores.

Jiji (2009) destaca que três fatores principais dominam esse mecanismo de transferência de calor: o movimento do fluido, ou seja, o campo de velocidade do escoamento; a natureza do fluido e a geometria da superfície.

Podemos quantificar o fluxo de calor por convecção (W/m^2) através da Equação 3.2, conhecida como Lei de Resfriamento de Newton:

$$q_s'' = h(T_s - T_\infty) \quad 3.2$$

Onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, T_s a temperatura da superfície e T_∞ a temperatura do fluido.

Parâmetros adimensionais são definidos em problemas de engenharia de maneira a simplificar e diminuir a quantidade de variáveis que representam o problema. Em problemas de convecção, Jiji (2009) aponta quatro grupos adimensionais importantes: número de Prandtl (Equação 3.3), o número de Reynolds (Equação 3.4), o número de Eckert (Equação 3.5) e o número de Grashof (Equação 3.6).

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k} \quad 3.3$$

$$\text{Re} = \frac{\rho V_\infty L}{\mu} \quad 3.4$$

$$\text{Ec} = \frac{V_\infty^2}{c_p (T_s - T_\infty)} \quad 3.5$$

$$\text{Gr} = \frac{\beta g (T_s - T_\infty)}{\nu} \quad 3.6$$

Uma outra variável adimensional importante para problemas de convecção é o número de Nusselt (Nu). Este representa a razão entre a transferência de calor por convecção e condução e é definido de acordo com a Equação 3.7:

$$\text{Nu}_x = \frac{hx}{k} \quad 3.7$$

Dessa forma, encontrando o número de Nusselt num escoamento podemos encontrar o coeficiente convectivo deste escoamento e, assim, a quantidade de calor transferida por convecção.

Segundo Jiji (2009), o Nusselt depende dos quatro parâmetros adimensionais anteriores (Equações 3.3 a 3.6) e das coordenadas espaciais do problema. Através de certas hipóteses, podemos desprezar a relação dessa variável com alguma delas, por exemplo, para problemas onde podemos desprezar os efeitos de flutuação e dissipação viscosa é assumido que o número de Nusselt é função do número de Reynolds (Re) e do de Prandtl (Pr), além das coordenadas espaciais de acordo como a seguinte relação da Equação 3.8.

$$\text{Nu}_x = f(x, y, z, \text{Re}, \text{Pr}) \quad 3.8$$

O coeficiente de convecção (h) pode ser uma variável ou uma condição de contorno para simulações em motores de combustão interna. Na simulação da combustão na câmara de combustão essa variável emerge da solução das equações de conservação na câmara de combustão. No caso de simulações CHT ou do ciclo do motor através da equação da energia, esse parâmetro é um dado do problema.

3.2.3 Radiação

A radiação é o mecanismo de transferência de calor onde corpos trocam calor através de ondas eletromagnéticas que são emitidas numa certa faixa de comprimentos de onda.

Em motores de combustão interna esse mecanismo encontra-se presente durante a combustão e expansão dos gases, onde gases em alta temperatura, fuligem e a frente de chama são fontes que transferem calor através de radiação para as paredes do cilindro. A contribuição de cada fonte de radiação; e até a contribuição do próprio mecanismos de radiação; para o fluxo de calor total durante esse período depende do tipo do motor.

Borman e Nishiwaki (1987) e Ferguson e Kirkpatrick (2015), apontam em seus trabalhos que em motores de ciclo Otto a influência da radiação no fluxo de calor transferido para as paredes do cilindro é pequena comparada com a parcela de convecção, assim podemos negligencia-la. Borman e Nishiwaki (1987) afirmam que nessa pequena parcela de radiação em motores de ciclo Otto, grande parte é devido aos gases de combustão principalmente CO_2 e H_2O .

Por conta da queima incompleta que ocorre em seus cilindros, motores diesel tendem a ter uma maior concentração de fuligem em seus produtos de combustão. Nesses motores, a radiação dos gases também representa uma pequena parcela no fluxo de radiação, porém a radiação emitida pela fuligem faz com que esse mecanismo tenha um papel importante no fluxo de calor total transferido para as paredes do cilindro. Ferguson e Kirkpatrick (2015) citam, com base no trabalho de Dent e Sulaiman (1977), que a radiação emitida pela fuligem fica em torno de 20 – 40% do calor total transferido para as paredes da câmara de combustão.

Ferguson e Kirkpatrick (2015) classificam o problema de radiação num motor de combustão interna como um problema de transferência de calor por radiação num meio participante. Portanto, o problema de radiação pode ser modelado através da equação de transferência radiativa (RTM), a qual é uma equação diferencial que pode ser resolvida por método numérico apropriado. Os autores apontam que essa equação de transferência de calor por radiação já se encontra implementada em softwares CFD multidimensionais de combustão, citando em específico o software KIVA, utilizado na simulação de combustão em motores de combustão interna.

3.3 TURBULÊNCIA

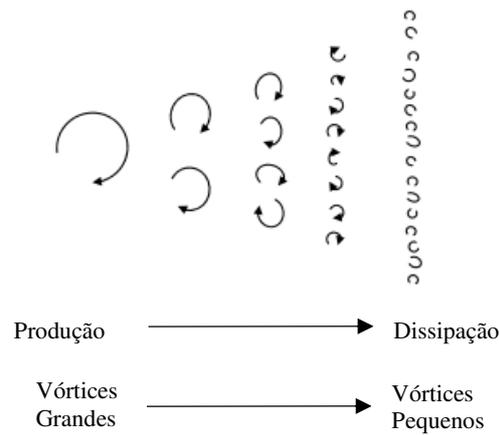
A turbulência é um fenômeno que ocorre em escoamentos e que é de grande importância para a engenharia, pois eles estão presentes em diversos dispositivos e fenômenos com aplicações para a sociedade. A exemplo podemos destacar o escoamento do fluido de arrefecimento nos motores de combustão interna, escoamento da água no casco de um navio, o estudo da combustão em máquinas térmicas, entre outros fenômenos.

Esta é caracterizada pelo número de Reynolds o qual a partir de um certo valor, chamado de Reynolds de transição, o escoamento passa de laminar para turbulento. Para escoamentos em placas planas, o Reynolds de transição é aproximadamente 5×10^5 , já em escoamentos em tubos, esse número é aproximadamente $2,3 \times 10^3$.

O número de Reynolds (Re) é a razão entre forças inerciais e viscosas, caso Re seja pequeno, as forças viscosas dominam sobre as forças inercias no escoamento, e à medida que este cresce as forças inerciais vão se tornando mais acentuadas. Jiji (2009) afirma que o movimento de partículas num escoamento é caracterizado por instabilidades em seu fluxo, que começam junto à parede e, dependendo do número de Re , são amortecidas (Re pequenos) fazendo com que o escoamento permaneça em regime laminar. Já no caso de números de Re altos, esses distúrbios não são amortecidos e à medida que esse escoamento vai se desenvolvendo, esses distúrbios vão se intensificando dando origem a mais distúrbios e movimentos caótico das partículas fluidas, fazendo o escoamento entrar em regime turbulento.

Escoamentos turbulentos são caracterizados pela formação de estruturas chamadas vórtices, que são redemoinhos formados ao longo do escoamento. Ao se formarem, os vórtices têm grande energia cinética, e conseqüentemente grandes velocidades. Assim, efeitos de forças inerciais são mais relevantes que os de forças cinéticas. Porém, de acordo com Jiji (2009), essas estruturas são instáveis, resultando na sua divisão em vórtices cada vez menores e com menos energia cinética, até o ponto onde as forças viscosas sejam capazes de dissipá-las totalmente. Esse mecanismo é ilustrado através da Figura 6.

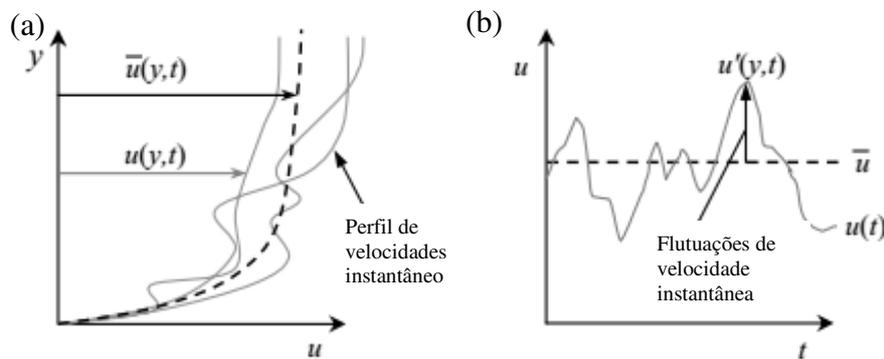
Figura 6 - Divisão dos vórtices ao longo do escoamento.



Fonte: Adaptado de Jiji (2009)

Os distúrbios de caráter aleatório no movimento das partículas em escoamentos turbulentos fazem com que numa mesma posição do escoamento possamos ter vários perfis de velocidade ao longo do tempo de observação como mostra a Figura 7.

Figura 7 - Flutuações na velocidade de um escoamento turbulento ao longo do tempo (a) e flutuação da velocidade em torno de uma média temporal (b).



Fonte: Adaptado de Jiji (2009)

Por causa dessas variações, as propriedades macroscópicas que descrevem o escoamento (p , u , v , w , ρ e T) recebem um tratamento estatístico, sendo agora representadas matematicamente pela soma de um valor médio num determinado intervalo Δt e uma componente que caracteriza a flutuação, como podemos ver nas Equações 3.9:

$$\begin{aligned}
 \bar{u} &= \bar{u} + u' \\
 \bar{v} &= \bar{v} + v' \\
 \bar{w} &= \bar{w} + w' \\
 \bar{p} &= \bar{p} + p' \\
 \bar{T} &= \bar{T} + T'
 \end{aligned}
 \tag{3.9}$$

3.3.1 Equações Governantes

As deduções das equações governantes para um escoamento em regime turbulento não serão tratadas neste trabalho. Livros de mecânica dos fluidos que abordam temáticas da Mecânica dos Fluidos podem ser utilizados para acompanhar essas deduções passo a passo, por exemplo, Jiji (2009), Versteeg e Malalasekera (2007) ou Schlichting (2000). Elas se baseiam em leis de conservação, como a Conservação da Massa, do Momento e da Energia, por exemplo.

Qualquer modelagem matemática de fenômenos da natureza é feita mediante hipóteses adequadas. Na definição das equações são consideradas uma partícula fluida ou elemento fluido de dimensões $\delta x \delta y \delta z$ tão pequenas quanto possível, de modo a respeitar a hipótese do meio contínuo. Assim, podemos desprezar os efeitos da estrutura molecular e o movimento das moléculas.

Considerando o meio contínuo, as leis de conservação, a representação das variáveis do escoamento para escoamentos turbulentos (Equações 3.9) e algumas propriedades para operações matemáticas com médias e flutuações, é possível chegar as equações que descrevem um escoamento turbulento.

A Equação da Continuidade e as três Equações do Momento são conhecidas como Equações de Navier-Stokes. Essas, ao serem utilizadas para descrever um escoamento em regime turbulento, se transforma na Equação de Navier-Stokes Média de Reynolds (RANS – “*Reynold Averaged Navier-Stokes*”). Essas, juntamente a equação do balanço de energia representam o sistema de Equações Diferenciais Parciais (EDP) que descreve o escoamento nesse regime.

O sistema de EDP resultante possui mais variáveis do que equações. Considerando a análise de fluidos newtonianos, podemos modelar algumas dessas variáveis em função das componentes médias das velocidades, pressão, temperatura e suas flutuações no tempo. Nas equações do momento, fisicamente essas flutuações agem no escoamento como um aumento aparente da viscosidade através das chamadas **tensões viscosas aparentes**, as quais são chamadas também de Tensões de Reynolds. Em relação a Equação da Energia, a mudança no regime do escoamento também faz surgir componentes de **condução de calor aparente** e um termo de **dissipação turbulenta**. Essas se manifestam nas equações através de composições entre flutuações de componentes de velocidade e temperatura.

Uma equação adicional utilizada na descrição de escoamentos turbulentos é o balanço da energia cinética das flutuações turbulentas (“K-equation”). A energia cinética das flutuações é dada por:

$$K = \frac{1}{2} \overline{q^2} = \frac{1}{2} \overline{(u'^2 + v'^2 + w'^2)}$$

Através das Equações de Navier-Stokes podemos chegar a uma equação diferencial para a energia cinética das flutuações.

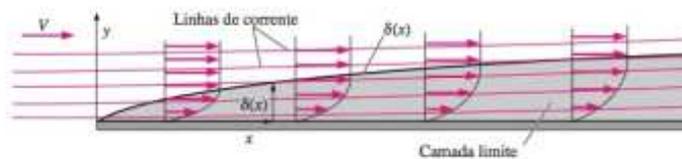
Em escoamentos compressíveis, a equação de estado é uma ligação entre a equação de energia e as equações de Navier-Stokes. Portanto, variações na pressão e temperatura no escoamento influenciam na densidade do fluido, exigindo que essas equações sejam resolvidas de maneira acoplada. Nesse tipo de escoamento, a densidade varia com T e p. Assim, ela é parte da solução das equações diferenciais, precisando ser especificada apenas na entrada.

Já para fluidos incompressíveis a equação da energia não é mais conectada às Equações de Navier-Stokes pois a densidade é constante. Assim, podemos resolvê-las separadamente, primeiro as equações de Navier-Stokes e depois, com os resultados dessa solução, resolver a equação da energia, caso o problema envolva transferência de calor.

3.3.2 Camada Limite em Escoamentos Turbulentos

A camada limite é uma pequena região em escoamentos onde efeitos viscosos devem ser levados em conta para que seja satisfeita a condição de não escorregamento da parede. Sua ideia foi introduzida por Prandtl em 1904, o qual dividiu o escoamento em duas regiões (Figura 8).

Figura 8 - Ilustração da camada limite num escoamento laminar.



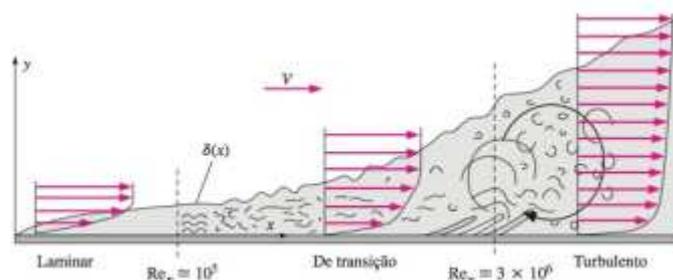
Fonte: Çengel e Cimbala (2012)

Na região externa, efeitos viscosos não são importantes e podemos desprezar os termos viscosos das equações resultando na equação de Euler. Na outra região, entre essa

região externa e a parede, efeitos viscosos não podem ser desprezados, e a esta foi dado o nome de camada limite.

Schlichting (2000) destaca que em escoamentos turbulentos com número de Reynolds alto temos uma peculiaridade, todo o escoamento é dividido numa região externa, onde não temos a influência dos efeitos turbulentos descritos na seção anterior, e uma camada limite turbulenta, como ilustrado pela Figura 9.

Figura 9 - Evolução do regime no escoamento sobre uma placa.



Fonte: Çengel e Cimbala (2012)

Dentro dessa camada limite turbulenta temos uma região onde forças viscosas não tem grande influência e as tensões viscosas aparentes dominam o escoamento. Essa região é chamada de **camada completamente turbulenta**. Uma segunda região, próxima à parede, é denominada **subcamada viscosa**, onde os efeitos viscosos dominam sobre os efeitos turbulentos.

A subcamada viscosa possui uma espessura muito pequena e entre suas fronteiras a velocidade tem um gradiente muito grande, pois temos uma mudança abrupta de zero (condição de não deslizamento na parede) até a um valor próximo a velocidade fora dessa região.

Num escoamento turbulento, a tensão de cisalhamento é composta por componentes de duas naturezas: uma devido a viscosidade ($\bar{\tau}_v$) e outra devido as flutuações nas velocidades (τ_t). Dessa forma montamos a Equação 3.10:

$$\tau_{total} = \bar{\tau}_v + \tau_t \quad 3.10$$

Num escoamento turbulento bidimensional, podemos escrever as seguintes relações para as tensões de cisalhamento viscosa e turbulenta:

$$\bar{\tau}_v = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} \quad 3.11$$

$$\tau_t = -\overline{\rho u'v'} \quad 3.12$$

Baseada na hipótese de Boussinesq para modelagem da tensão turbulenta, podemos assumir sua proporcionalidade com a derivada $\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$ através de uma viscosidade turbulenta:

$$-\overline{\rho u'v'} = \mu_t \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad 3.13$$

Substituindo as Equações 3.11 a 3.13 na Equação 3.10:

$$\tau_{total} = (\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad 3.14$$

Fora da subcamada viscosa a derivada da velocidade varia muito pouco em relação a região dentro dela e, conseqüentemente, a tensão de cisalhamento permanece constante com um valor próximo a tensão da parede. Dessa maneira é válida a seguinte relação:

$$\tau_{total} = \bar{\tau}_v + \tau_t = \bar{\tau}_w = cte$$

Para caracterização de um escoamento é necessário o cálculo de variáveis macroscópicas já descritas em seções anteriores desse capítulo. Através do perfil de velocidades, por exemplo, podemos saber a força de arrasto que o corpo está sofrendo ou até a perda de carga no caso de fluidos escoando dentro de tubulações.

Como a turbulência é um fenômeno que está presente em diversos dispositivos, o equacionamento de um perfil de velocidades universal para um escoamento turbulento é de suma importância para engenharia.

Um escoamento bastante importante na busca de perfil universal de velocidades é o escoamento de Couette, onde um fluido escoar entre duas placas, sendo uma fixa e outra se móvel com determinada velocidade constante na direção axial do escoamento. Sua importância se dá devido ao fato de que o equacionamento da subcamada viscosa nesse escoamento é aproximado para escoamentos em várias superfícies de outras geometrias.

Na descrição matemática dessa região, é usual a definição de duas variáveis adimensionais chamadas de coordenadas da parede:

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \quad 3.15$$

$$u^+ = \frac{u}{u^*} \quad 3.16$$

Onde u^* é chamada de velocidade de atrito, por ter unidade de velocidade e ela está relacionada a tensão na parede e a densidade do fluido através da Equação 3.17.

$$u^* = \sqrt{\frac{\bar{\tau}_w}{\rho}} \quad 3.17$$

Podemos relacionar a tensão de cisalhamento na parede com um fator chamado de coeficiente de atrito através de:

$$C_f = \frac{\bar{\tau}_w}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} \quad 3.18$$

C_f possui algumas correlações matemáticas com o número de Reynolds como a correlação proposta por Blasius em 1913 (Equação 3.19) para tubos lisos e circulares com Reynolds entre 4000 e 100.000.

$$C_f \approx 0,0791 \text{Re}_D^{-\frac{1}{4}} \quad 3.19$$

Uma maneira simples de equacionar a camada limite de um escoamento turbulento é partindo-se da divisão entre a subcamada viscosa e a camada totalmente turbulenta.

Partindo da Equação 3.24 aplicada ao escoamento interno de Couette, podemos substituir as coordenadas da parede e usar a condição de contorno de não deslizamento na parede, onde temos $u^+ = 0$ e $y^+ = 0$. Jiji (2009) chega à seguinte equação para a subcamada viscosa:

$$u^+ = y^+, (0 \leq y^+ \leq 7) \quad 3.20$$

Na camada completamente turbulenta, podemos partir novamente da Equação 3.10, das coordenadas da parede e do conceito de comprimento de mistura proposto por Prandtl, o qual está relacionado com a distância máxima que uma partícula fluida de um escoamento turbulento pode percorrer na direção da parede devido a flutuação na sua velocidade; podemos chegar a Equação 3.21.

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B \quad 3.21$$

Onde a constante κ é a constantes de Kármán e B a constante de integração a equação diferencial que surge na dedução da Equação 3.21. Essas constantes foram determinadas a partir de experimentos e possuem os valores de $\kappa = 0,41$ e $B = 5$. Assim:

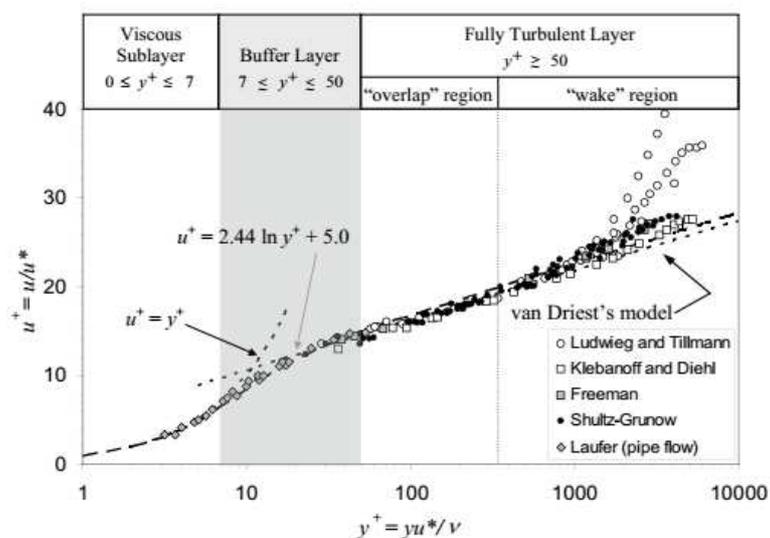
$$u^+ = 2,44 \ln y^+ + 5 \quad 3.22$$

A Equação 3.22 é muitas vezes referida como Lei da Parede ou Lei Logarítmica da Parede. Como foi dito antes, essa modelagem parte da solução do problema do escoamento de Couette, porém Jiji (2009) afirma que esta pode ser aplicada para tubos e placas.

Analisando os limites superior das Equações 3.20 e 3.22 podemos ver que existe um pulo no intervalo $7 <= y^+ <= 50$. Essa região é chamada de camada de amortecimento, e é uma região de transição entre a subcamada viscosa e turbulenta, possuindo característica de ambas.

Na Figura 10 podemos ver a boa aproximação das Equações 3.20 e 3.22 com dados experimentais tirados de um escoamento em tubos. Observamos também que a modelagem da camada de amortecimento pode ser feita através da extrapolação das Equações 3.20 e 3.22, com elas se cruzando em $y^+ = 10,8$ de acordo com Jiji (2009).

Figura 10 - Lei da Parede confrontada com dados experimentais realizados por diversos cientistas.



Fonte: Jiji (2009)

Quando existe um fluxo de calor através da superfície sobre a qual o fluido escoar, teremos a formação de uma camada limite térmica. Como pode ser visto em Schlichting (2000), nas equações da camada limite térmica a viscosidade cinemática corresponde a difusividade térmica ($\alpha = k/\rho c_p$), e na região próxima a parede α é mais importante. Para escoamentos onde α e ν são da mesma ordem de magnitude, a camada limite térmica tem aproximadamente a mesma ordem de magnitude da camada limite viscosa.

A definição das equações da camada limite térmica para o escoamento de Couette podem ser encontradas no livro de Schlichting (2000), ela segue uma abordagem bastante parecida com a camada limite viscosa, e os mesmos argumentos feitos para a tensão total é feito para o fluxo de calor total o qual pode ser representado como:

$$q_{total} = \bar{q}_k + q_t = cte$$

Onde:

$$\bar{q}_k = -k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y}, q_t = \rho c_p \overline{T'v'}$$

Definindo algumas variáveis, analogamente ao tratamento da camada limite viscosa, podemos chegar a equações representativas da camada limite térmica.

3.3.3 Modelos de Turbulência

Problemas de escoamentos em regime turbulento produzem um sistema de EDP com mais incógnitas do que equações. Para esse sistema poder ser resolvido precisamos de modelos que relacionam termos adicionais que surgem devido a flutuações na velocidade, temperatura e pressão às grandezas do escoamento médio. Durante o processo, novas equações podem ser adicionadas e, através destas, novas variáveis podem surgir como a dissipação turbulenta (ϵ).

Para altos números de Reynolds a camada limite tem a estrutura descrita anteriormente, de modo que apenas na camada limite completamente turbulenta precisamos relacionar essas variáveis do escoamento turbulento. Para tal são utilizados modelos de turbulência para achar as variáveis na camada limite completamente turbulenta através da introdução de novas equações diferenciais ou relações algébricas.

Modelos de turbulência que utilizam relações algébricas partem da relação de Boussinesq (Equação 3.13). Como pode ser visto em Jiji (2009), partindo de relações de escala entre u' e v' com o comprimento de mistura (ℓ) podemos chegar a seguinte relação:

$$\tau_t = \rho \ell^2 \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right| \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad 3.23$$

Neste tipo de abordagem precisamos de modelos para ℓ e ν_t , presente na Equação 3.12, os quais dependem de coordenadas espaciais do escoamento. As grandezas ℓ e ν_t podem ser obtidas através de equações algébricas simples oriundas de experimentos ou a partir de equações diferenciais.

De acordo com Schlichting (2000) todos os modelos de turbulência não algébricos utilizam como uma das equações diferenciais a equação da energia cinética das flutuações turbulentas. Nela, os termos da difusão turbulenta podem ser escritos segundo as seguintes relações:

$$\begin{aligned} \overline{u' \left(p' + \frac{\rho}{2} q^2 \right)} &= - \frac{\mu_t}{\sigma_K} \frac{\partial K}{\partial x} \\ \overline{v' \left(p' + \frac{\rho}{2} q^2 \right)} &= - \frac{\mu_t}{\sigma_K} \frac{\partial K}{\partial y} \\ \overline{w' \left(p' + \frac{\rho}{2} q^2 \right)} &= - \frac{\mu_t}{\sigma_K} \frac{\partial K}{\partial z} \end{aligned} \quad 3.24$$

Onde geralmente $\sigma_K = 1$ e a tensão de cisalhamento turbulenta é representada pela Equação 3.12.

Versteeg e Malalasekra (2007) apresentam uma forma mais compacta da Equação da energia cinética das flutuações turbulentas (Equação 3.25) utilizando as Equações 3.24.

$$\rho \left(\frac{\partial K}{\partial t} + \text{div}(K \bar{\mathbf{u}}) \right) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_K} \nabla K \right] + 2 \mu_t s_{ij} \cdot s_{ij} - \rho \varepsilon \quad 3.25$$

Onde s_{ij} são taxas de deformação turbulenta do elemento fluido num escoamento turbulento. Assim como as velocidades, pressão e temperatura, essas deformações turbulentas são representadas pela soma de um termo médio e das flutuações, aplicadas aos valores médios e flutuações turbulentas das velocidades do escoamento, como pode ser visto em Versteeg e Malalasekra (2007).

Assumindo que $\nu_t = f(K, \varepsilon)$, Schlichting (2000) afirma que pode se chegar por análise dimensional à seguinte relação, que diminui o número de equações faltando para o sistema:

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad 3.26$$

Com $c_\mu = 0,09$.

A última equação utilizada para fechar o sistema de equações diferenciais varia de acordo com o modelo de turbulência utilizado. Um modelo bastante utilizado na modelagem de turbulência é o modelo K-épsilon. Nele, a última equação é obtida através de balanço para dissipação turbulenta (ε), que tem a seguinte equação segundo Versteeg e Malalasekera (2007):

$$\rho \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \text{div}(\varepsilon \mathbf{u}) \right) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{K} 2\mu_t s_{ij} s_{ij} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{K^2} \quad 3.27$$

Com:

Tabela 1 - Constantes da equação do balanço da dissipação turbulenta.

σ_ε	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$
1,30	1,44	1,87

Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007)

Agora temos as equações da continuidade, das três componentes do momento, da energia, da energia cinética das flutuações turbulentas, da dissipação turbulenta e a relação da Equação 3.26, as quais descrevem um escoamento turbulento.

Outros modelos de turbulência propõem um balanço de variáveis diferentes como, por exemplo, o modelo K- ω (K-ômega) propõe como última equação para o sistema o balanço de ω , a qual é definida como:

$$\omega = \frac{1}{c_\mu} \frac{\varepsilon}{K}$$

No modelo SST K- ω (“*Shear Stress Turbulence K- ω* ”) temos uma combinação entre os últimos dois modelos já citados. Nele, na região interna da camada limite é utilizado o modelo K- ω e na região completamente turbulenta utilizamos o modelo K- ε .

Assim como para a camada limite térmica, modelos de turbulência para campos de temperatura seguem uma abordagem análoga ao caso de campos de velocidade. Portanto, modelos relações entre o fluxo de calor turbulento e as temperaturas médias são propostos através de equações algébricas ou diferenciais.

3.4 MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

O conjunto de equações diferenciais parciais que representam um escoamento não possui solução analítica, a não ser para escoamentos mais simples como escoamentos laminares sobre uma placa onde, assumindo-se certas hipóteses, podemos simplificar o sistema de EDP e com as condições de contorno adequadas pode-se obter uma solução analítica.

Uma abordagem para a solução de escoamentos em geometrias com fenômenos físicos mais complexos é através da utilização da Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD – “*Computational Fluid Dynamics*”). Versteeg e Malalasekra (2007) definem CFD como um conjunto de técnicas para análise de sistemas envolvendo escoamentos de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados a esses como reações químicas, com o auxílio simulações computacionais.

Variáveis do escoamento (velocidades, pressão, temperatura e concentrações de espécies químicas, quando o fenômeno envolve reações) são calculadas com base na conservação de massa, espécies químicas, momento e energia aplicada a pequenas subdivisões do domínio (volumes de controle), os quais compõem a geometria discretizada.

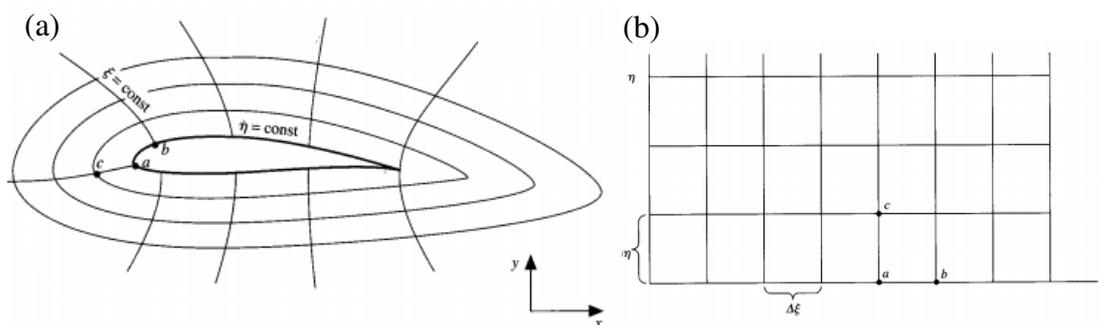
Dentre as técnicas CFD a técnica mais usual é a do Método dos Volumes Finitos (MVF). Esta se encontra em diversos softwares comerciais utilizados na indústria e na academia, como o CFX, FLUENT, STAR-CCM+, STAR-CD, KIVA, entre outros.

A principal ideia do MVF é a divisão do domínio em pequenos volumes de controles (VC), tão pequenos o quão ainda valha a hipótese do contínuo e conseqüentemente as equações governantes do escoamento para cada VC. Essas são integradas nas fronteiras desse elemento e num intervalo de tempo, caso tenhamos uma análise transiente. Após a integração as EDP são transformadas em equações algébricas às quais possuem como incógnitas as variáveis que descrevem o escoamento.

O Método das Diferenças Finitas (MDF) é outra técnica CFD utilizada antes do desenvolvimento do MVF. Anderson (1995) faz em seu livro uma introdução à técnica de MDF aplicada a problemas de escoamentos, fazendo toda descrição da teoria e dando aplicações práticas a problemas de engenharias solucionados com esta técnica. Neste método, as derivadas das equações diferenciais que descrevem o problema são substituídas por uma operação algébrica apropriada e a geometria é dividida em diversos pontos compondo a malha computacional.

De acordo com Anderson (1995) no estudo de escoamentos em superfícies curvilíneas, o qual requer uma malha não-estruturada (malha onde os elementos possuem dimensões diferentes em seus eixos coordenados), devemos fazer uma conversão da malha física (não estruturada) para uma malha computacional (estruturada) utilizando uma função matemática, como ilustrado pela Figura 11.

Figura 11 - Malha física de um perfil de asa (a) e malha computacional correspondente (b).



Fonte: Anderson (1995)

Na Figura 11, temos a representação da malha física não-estruturada no eixo x-y de um escoamento sobre um perfil (Figura 11a) e sua malha computacional equivalente no eixo ξ - η (Figura 11b). A transformação é feita por uma função matemática, a qual gera um sistema de equações diferenciais que podem ser resolvidos numericamente para cada ponto da malha. Depois dessa transformação, o escoamento é resolvido nas coordenadas computacionais e a solução obtida neste é transferida novamente para coordenadas físicas.

A obtenção dessas funções de transformação não é trivial e na análise de escoamentos de geometria complexas esse método deixa de ser atrativo frente ao Método dos Volumes Finitos, o qual não precisa dessa transformação ao lidar com malhas não estruturadas, ou seja, o escoamento pode ser resolvido na malha física.

Existem outras técnicas utilizadas na solução de escoamentos através de CFD, como a técnica de Elementos Finitos (MEF). Contudo o MVF é o método mais comum, devido a sua simplicidade e versatilidade em relação à solução de problemas com geometrias diversas.

3.4.1 Método dos Volumes Finitos

Versteeg e Malalasekra (2007) demonstram que a conservação de uma variável do escoamento ϕ dentro de um VC pode ser expressa como um balanço composto por

parcelas derivados de quatro processos básicos: difusão, convecção, geração e uma taxa de variação temporal. Matematicamente, podemos representar esse balanço através da Equação 3.28.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \quad 3.28$$

Onde Γ é o coeficiente difusivo, ρ a densidade e \mathbf{u} o vetor velocidade.

Fazendo ϕ ser 1, u , v , w ou i , e escolhendo de forma adequada o coeficiente difusivo e termo fonte, podemos encontrar as governantes do escoamento de um fluido.

Integrando a Equação 3.28 num VC arbitrário:

$$\int_{VC} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_{VC} \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) dV = \int_{VC} \text{div}(\Gamma\nabla\phi) dV + \int_{VC} S_\phi dV \quad 3.29$$

Através do teorema da divergência podemos relacionar uma integral de volume do divergente de um vetor \mathbf{a} com uma integral de superfície desse mesmo vetor:

$$\int \text{div}(\mathbf{a}) dV = \int (\mathbf{n} \cdot \mathbf{a}) dA$$

Reescrevendo a Equação 3.29:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} (\rho\phi) dV \right) + \int_A \mathbf{n} \cdot (\rho\phi\mathbf{u}) dA = \int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma\nabla\phi) dA + \int_{VC} S_\phi dV \quad 3.30$$

Os termos na Equação 3.30 tem o mesmo significado dos termos na Equação 3.28, porém agora eles são aplicados a um volume de controle ao invés de uma partícula fluida. Ao fazermos essa integral estamos considerando que a propriedade ϕ se conserva no volume de controle.

Quando os problemas envolvem marchas no tempo a Equação 3.30 é integrada no tempo e no espaço resultando na forma mais geral da equação do transporte:

$$\int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} (\rho\phi) dV \right) dt + \int_{\Delta t} \int_A \mathbf{n} \cdot (\rho\phi\mathbf{u}) dA dt = \int_{\Delta t} \int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma\nabla\phi) dA dt + \int_{\Delta t} \int_{VC} S_\phi dV dt \quad 3.31$$

Versteeg e Malalasekra (2007) destacam dois problemas solucionados partindo da Equação 3.28 utilizando o MVF. O primeiro é a difusão pura onde o termo de convecção é zero, um exemplo desse tipo de problema é a condução de calor num sólido. O segundo é a difusão e convecção representado pela própria Equação 3.28, como ocorre num escoamento de um fluido num duto, por exemplo. Ambos os problemas podem ser em regime estacionário (com o a derivada temporal da Equação 3.28 igual a zero) ou transiente.

Na simulação CHT do motor desse trabalho ambos os tipos de problemas estão presentes. No domínio sólido (no motor) temos um problema de difusão pura, já no escoamento do fluido de arrefecimento dentro do motor (domínio fluido da simulação) temos um problema de convecção e difusão.

Ao integrarmos a Equação 3.28 em todos os pequenos VC que compõe a malha computacional, termos convectivos e difusivos são avaliados nas fronteiras do VC e os termos temporais são avaliados num passo de tempo adequado. Nesse ponto, são utilizadas aproximações adequadas para representação desses termos na forma de operações algébricas, resultando assim num sistema de equações lineares em função de ϕ .

Detalhes sobre essas aproximações para esses termos, assim como aplicações numéricas podem ser vistas em Versteeg e Malalasekra (2007). Os autores também discorrem sobre questões de estabilidade na solução numérica ao utilizarmos certos métodos. Teoricamente, independentemente do método utilizado, quanto mais refinada a malha mais próximo de solução “exata” estará a solução numérica. Porém, malhas refinadas requerem grande poder computacional e tempo, por isso nem sempre podemos ter a malha refinada de tal maneira que não ocorram problemas de estabilidade na solução.

Problemas de estabilidade na solução numérica podem ser causados por diversos fatores. Por exemplo, a forma do sistema de equações lineares resultado da discretização da equação do transporte em cada ponto da malha. Esse sistema deve ter a diagonal estritamente dominante e os coeficientes dessa matriz devem ser todos positivos para evitar problemas de estabilidade na solução numérica.

O esquema de aproximação utilizado também influencia na estabilidade da solução. Os autores apontam, por exemplo, que a utilização do esquema de aproximação através diferenças centradas não é apropriado para escoamentos onde convecção tem grande influência. Esse esquema deve também garantir para cada ponto da malha a conservação da propriedade ϕ para termos soluções estáveis.

Como já visto em sessões anteriores, para encontrar as variáveis do escoamento precisamos resolver a Equação de Navier-Stokes mais a equação da Energia, as quais podem ser resolvidas desacopladas para escoamentos incompressíveis. Problemas dessa natureza, usualmente o campo de velocidades e o de pressão são desconhecidos necessitando um esquema de solução adequado para obtenção das variáveis do escoamento.

Um método utilizado é o SIMPLE (*“Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations”*). Este foi desenvolvido nos anos 70 por Patankar e Spalding e é base para outros métodos de solução numérica para as Equações de Navier-Stokes. O equacionamento do método, assim como os detalhes passo-a-passo da resolução das equações de Navier-Stokes também pode ser acompanhado em Versteeg e Malalasekra (2007).

Para descrever de forma geral o princípio de funcionamento desse método será considerado um escoamento laminar de um fluido incompressível. Assumindo um chute inicial para as variáveis do escoamento, os valores reais dessas variáveis são calculados a partir da sua soma com uma correção. No caso da correção da pressão, seus valores podem ser calculados a partir de um sistema de equações lineares montados através da equação da continuidade aplicado à malha computacional. Já as correções das velocidades podem ser expressas em função da correção da pressão, podendo assim ser calculadas a cada iteração. Em resumo, encontrando as correções nas pressões para os pontos na malha, pode-se encontrar as correções das velocidades, tendo novas velocidades e pressões corrigidas a cada iteração. Esse processo é repetido iterativamente até que tenhamos a convergência, momento onde as correções sejam próximas de zero.

3.4.2 Condições de Contorno

Métodos CFD necessitam da definição de condições de contorno para solução dos problemas, essas são inseridas nas equações dos pontos da malha que se localizam nas fronteiras do domínio. Podemos destacar algumas condições de contorno usais em análises através do Método dos Volumes Finitos: condições de entrada/saída, pressão prescrita, condição de não deslizamento na parede e simetria.

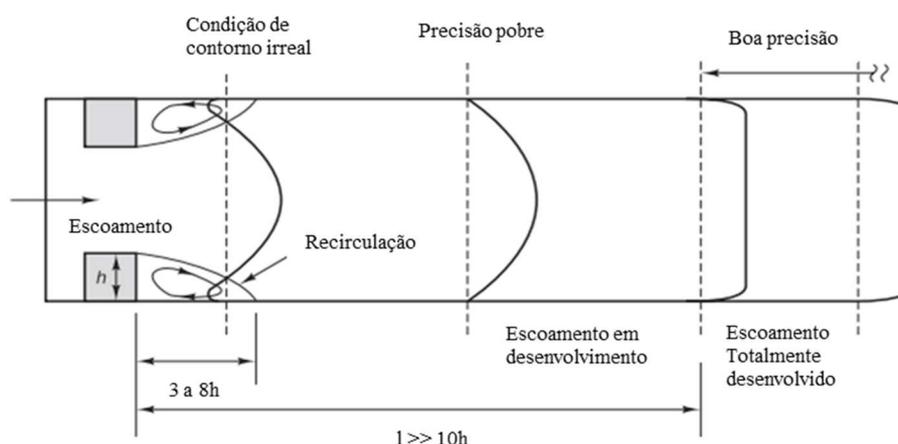
Nas entradas do domínio devem ser especificadas **condições de entrada/saída** para as variáveis do escoamento, esses podem ser uma média ou distribuição nos pontos que representam a entrada. No caso do método SIMPLE, valores de entrada para variáveis

escalares são impostas em pontos escalares, ocorrendo o mesmo para pontos onde são avaliadas velocidades. Nesses pontos as correções feitas nas velocidades, as quais são feitas a cada iteração, não se fazem necessárias.

Para escoamentos turbulentos, onde temos equações adicionais para a descrição do escoamento precisamos impor valores para as variáveis adicionais. No caso do modelo K-épsilon, temos mais dois valores a serem calculados na malha, a energia cinética turbulenta K e a taxa de dissipação ϵ .

Versteeg e Malalasekra (2007) discorrem acerca da posição onde a condição de saída deve estar localizada em relação a algum obstáculo que mude a seção transversal do escoamento, a Figura 12 exemplifica uma situação.

Figura 12 - Mudança da seção transversal na saída de um domínio.



Fonte: Adaptado de Versteeg e Malalasekera (2007)

Fisicamente, ao assumir essa condição de contorno na saída, dizemos que o escoamento é completamente desenvolvido (gradiente zero na direção do escoamento) e orientado totalmente perpendicular à saída. Se colocarmos a saída muito próximo ao obstáculo iremos negligenciar regiões de recirculação do fluxo (onde não temos apenas uma direção no escoamento). Se nos afastarmos um pouco mais dessa região podemos pegar o escoamento em desenvolvimento, nesse caso temos maior precisão que o anterior, porém se aumentarmos essa distância em relação ao obstáculo (muito maior que $10h$ como indicado na Figura 12, sendo h a altura do obstáculo) teremos uma boa precisão para a hipótese assumida na condição de contorno de saída.

Na segunda condição de contorno, **pressão prescrita**, impomos um valor constante para pressão nos pontos escalares da entrada ou saída do domínio. Essa condição pode ser utilizada quando não temos informações sobre a velocidade nos contornos.

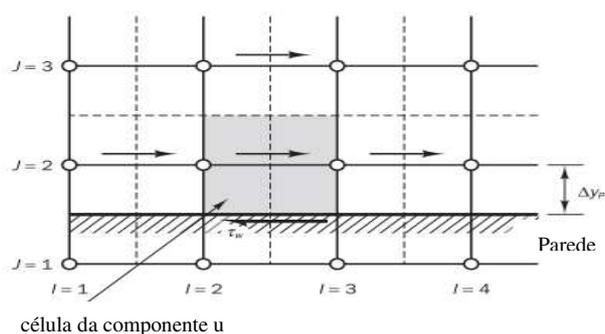
Condição de contorno de simetria ocorre quando há similaridade geométrica em relação a um eixo do domínio. Nesse caso não temos escoamento através dos pontos que compõem essa região, portanto não temos velocidades normais a essas superfícies. Outra característica desse tipo de condição é que não temos fluxo de uma variável escalar através dessa fronteira.

Em escoamentos viscosos sobre um corpo, as velocidades das partículas fluidas próximas à parede devem obedecer a **condição de não deslizamento**, de maneira que elas tenham a mesma velocidade da parede sólida do corpo. Para que essa condição seja satisfeita deve existir uma região onde essa velocidade se desenvolva saindo de zero (na parede) até uma velocidade V_∞ (a qual o fluido escoar sem influência do objeto), região a qual damos o nome de camada limite.

Na descrição da camada limite de um escoamento turbulento com altos valores do número de Reynolds, foi visto que podemos dividir e representar matematicamente essa região em três camadas: subcamada viscosa, camada de amortecimento e camada totalmente turbulenta.

Versteeg e Malalasekera (2007) descrevem o efeito dessa condição de contorno nas equações da malha discretizada. O fato de termos um perfil de velocidades (devido a camada limite) faz com que apareçam termos fontes diferentes dos pontos internos ao integrarmos a equação do momento nos eixos paralelos ao escoamento, a equação da energia e as equações do modelo de turbulência.

Figura 13 - Malha de um escoamento unidimensional na região da parede.



Fonte: Adaptado de Versteeg e Malalasekera (2007)

Os autores afirmam que a implementação dessa condição de contorno começa a partir da coordenada da parede $y+$. A qual na região da malha próximo a parede (Figura 13) é dada por:

$$y^+ = \frac{\Delta y_P}{\nu} \sqrt{\frac{\bar{\tau}_w}{\rho}} \quad 3.32$$

Onde Δy_P é a distância do ponto P à parede sólida, como visto na Figura 13.

Na equação do momento, a mudança no termo fonte é introduzida através de uma força de cisalhamento que age sobre o fluido provocada pela tensão cisalhante na parede (τ_w) a qual é constante ao longo da camada limite. Essa força cisalhando é dada por:

$$F_S = -\bar{\tau}_w A_{célula}$$

Onde $A_{célula}$ é a área da fronteira do VC paralela τ_w .

Caso tenhamos um escoamento laminar, a tensão cisalhante na parede possui a relação com o gradiente de velocidade na direção normal ao escoamento dada pela Equação 3.11. Nesse regime, a velocidade possui uma relação de linearidade com a normal a distância. Portanto, podemos escrever para um ponto P qualquer de uma malha computacional:

$$\bar{\tau}_w = \mu \frac{u_P}{\Delta y_P}$$

No regime turbulento, devido ao caráter estratificado da camada limite, podemos abordar o problema de duas maneiras. Uma seria a solução detalhada dessa região, o que iria requerer uma malha bastante refinada na região próximo à parede e aumento do tempo computacional da simulação. Outra é assumir a distribuição de velocidades universal introduzida na Seção 3.3.2, a qual dependendo do valor de y^+ teremos diferentes relações dessa variável com u^+ .

Versteeg e Malalasekra (2007) afirmam que para valores de $y^+ \leq 11,63$ o ponto P se encontra dentro da subcamada viscosa onde os efeitos viscosos prevalecem sobre os efeitos turbulentos. Dessa forma, pode-se considerar a mesma relação de linearidade feita para escoamentos laminares e chegar a mesma equação de força cisalhante agindo sobre o fluido.

Para escoamento com $y^+ > 11,63$, a relação da lei logarítmica da parede apresenta uma função que relaciona y^+ a u^+ .

Para o modelo de turbulência K-épsilon, a tensão cisalhante na parede é dada pela seguinte equação:

$$\bar{\tau}_w = \frac{\rho c_\mu^{1/4} K_p^{1/2} u_P}{u^+}$$

Como já mencionado, a solução numérica detalhada da camada limite é uma tarefa que demanda muito tempo computacional. Portanto, a aproximação das Leis da Parede é bastante utilizada. Para escoamentos turbulentos, esta abordagem é limitada pelo valor de y^+ , o qual deve ser maior que 11,63. Contudo, é uma boa prática deixar os valores de y^+ entre 30 e 500, como é indicado tanto pelos autores Versteeg e Malalasekera (2007), como também pelo manual do próprio STAR CCM+.

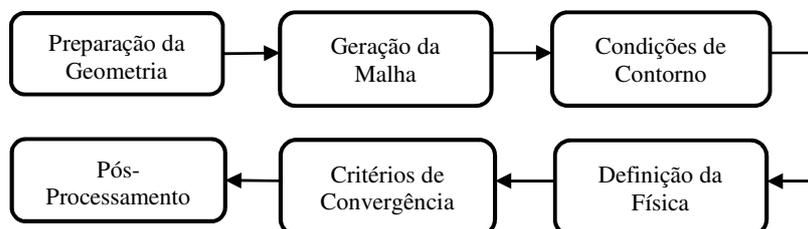
4 METODOLOGIA

O objeto de estudo utilizado neste trabalho foi o motor EtorQ EVO 1.6L *flex-fuel*. Motor do ciclo Otto, com quatro cilindros em linha, desenvolvido pela Fiat Chrysler Brasil Ltda. Análises de modificações no circuito de arrefecimento deste motor turbo comprimido foram realizadas na condição de “*peak power*”, ou seja, em sua carga máxima. Neste ponto de operação, o motor desenvolve uma potência de 120 kW com uma rotação de 5750 RPM. O modelo CAD do motor e as condições de contorno para esse perfil de operação foram fornecidos pelo fabricante do motor.

Simulações das temperaturas atingidas pelo motor foram realizadas utilizando o STAR CCM+, software comercial para simulações de problemas multidisciplinares de engenharia desenvolvido pela CD-AdapcoTM.

De maneira geral os passos para realizar uma análise CFD de um problema de engenharia podem ser vistos na Figura 14, onde temos uma visualização geral dos passos realizados para fazer a simulação CHT do motor.

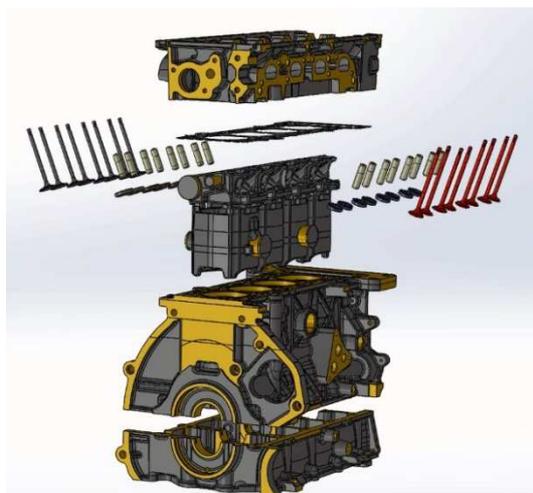
Figura 14 - Fluxograma da Simulação CHT do Motor.



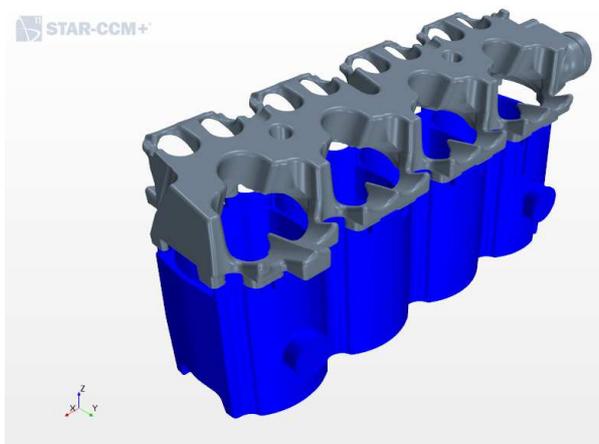
Esses passos serão detalhados a seguir de maneira a descrever as etapas principais de cada um.

4.1 PREPARAÇÃO DA GEOMETRIA

Para começar a modelagem a primeira etapa consiste em importar a geometria do motor fornecida pelo fabricante, o qual representa o domínio sólido da simulação. Na Figura 15 pode-se ver uma imagem explodida do motor com todos os seus componentes, os quais fizeram parte da análise.

Figura 15 - Vista do motor explodido.

Como a geometria da camisa d'água do motor (domínio fluido) não foi fornecida, esta teve que ser gerada no STAR-CCM+ através do comando de extração do volume interno a partir da delimitação das entradas e saídas das galerias do circuito de arrefecimento do motor. É importante mencionar que ao invés de gerar uma camisa d'água única, optou-se por dividi-la em três volumes: uma camisa d'água para o bloco, outra para a junta do motor e outra para o cabeçote do motor, como mostra a Figura 16. Essa partição do domínio fluido foi feita para se ter uma maior independência entre as partes na geração da malha, pois devido a diferença entre o tamanho da camisa d'água do bloco e do cabeçote em relação a da junta, teríamos que configurar uma malha muito refinada para os dois primeiros de modo a conseguir tamanhos de malhas satisfatórios para a junta.

Figura 16 - Camisa d'água do motor.

Após importada a geometria, realizou-se a nomeação de todas as faces do motor de acordo com suas condições de contorno. Na simulação, quatro tipos de condições de contorno foram empregues: velocidade ou vazão de entrada do fluido no domínio, pressão de saída do fluido no domínio, contato adiabático e faces expostas a troca de calor por convecção com fluidos que não integram os domínios da simulação. Da Figura 17 à Figura 25 temos as condições de contorno e, conseqüentemente, o processo de nomeação das faces da geometria.

Figura 17 - Faces de contato adiabáticos do motor (em vermelho).

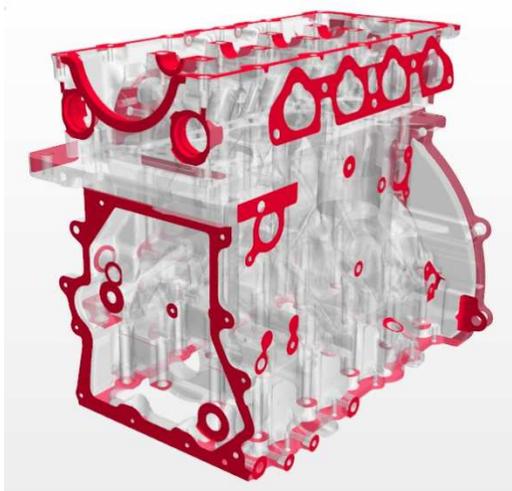


Figura 18 - Faces em contato com o ar ambiente (em vermelho).

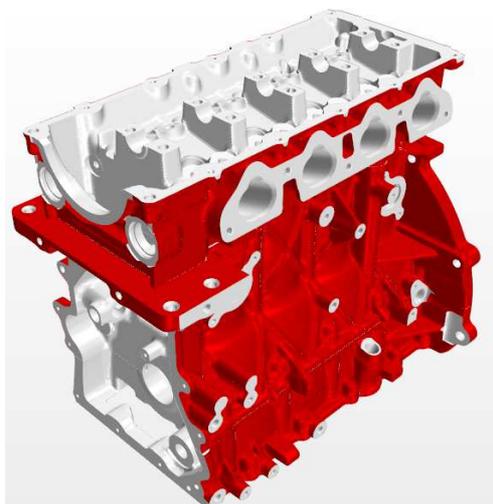


Figura 19 - Faces em contato com parafusos do motor (em vermelho).

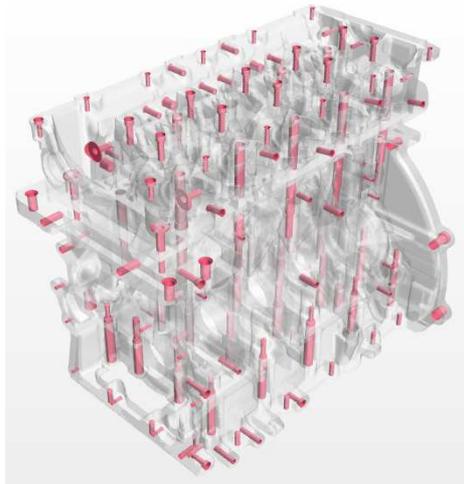


Figura 20 - Faces em contato com o óleo lubrificante do motor (em vermelho).

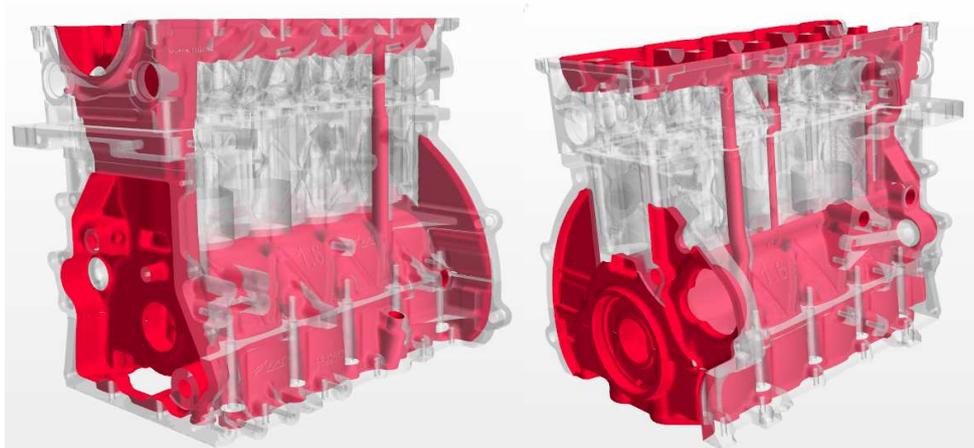


Figura 21 - Entrada e saída do fluido refrigerante no motor.

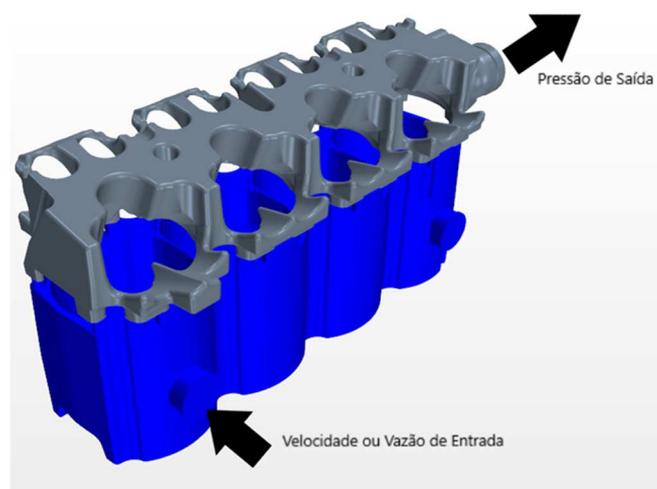
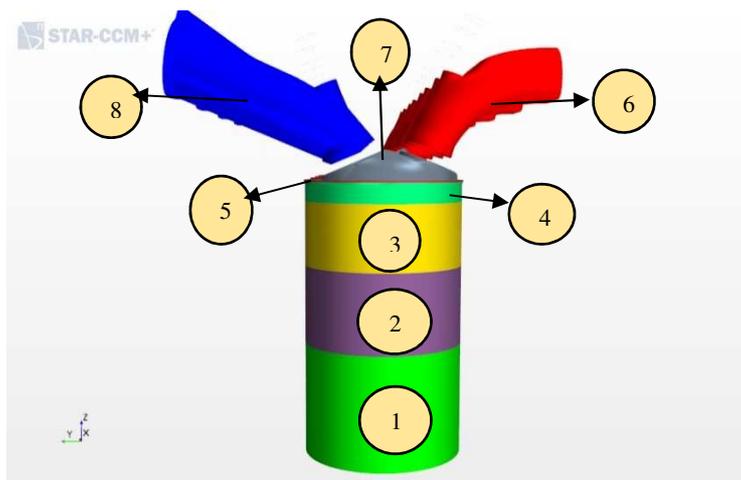
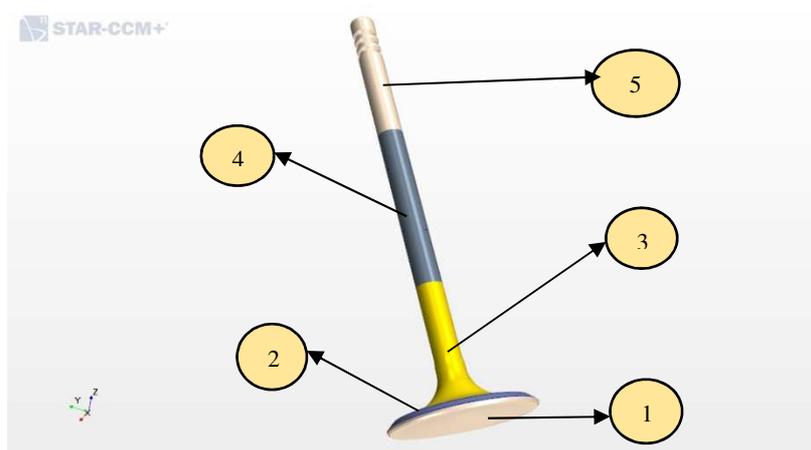


Figura 22 - Câmara de Combustão e Pórticos.



Como pode ser visto na Figura 22, a câmara de combustão é dividida em várias faces. Nas paredes do cilindro de combustão podemos ver a zona do cilindro exposta ao óleo lubrificante (1), as zonas 1 (4), 2 (3) e 3 (2) que estão em contato com os gases de combustão e a região chamada de *Fire Ring* (5). Também pode ser visto o domo de combustão (7), parte do cabeçote que fecha o cilindro, onde temos o furo das válvulas e a vela utilizada para dar início à combustão. Por último, temos os pórticos de exaustão (6) e de admissão (8) do motor.

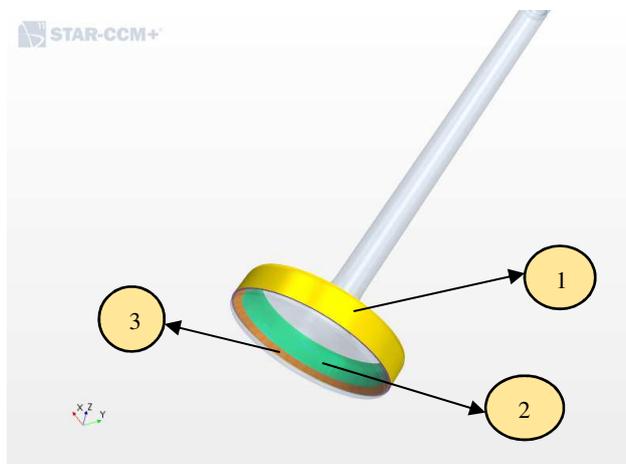
Figura 23 - Válvulas do motor.



Na Figura 23 temos as faces que compõem as válvulas tanto de exaustão como a de admissão. A face (1) é a face das válvulas que estão expostas à combustão, na face (2) temos o contato entre as válvulas e o assento de válvulas (Figura 24). A face (3) é aquela que está exposta ao ar de exaustão ou admissão, dependendo do tipo de válvula. Na face (4) temos o contato entre as válvulas e suas respectivas guias (Figura 25). Já a face (5)

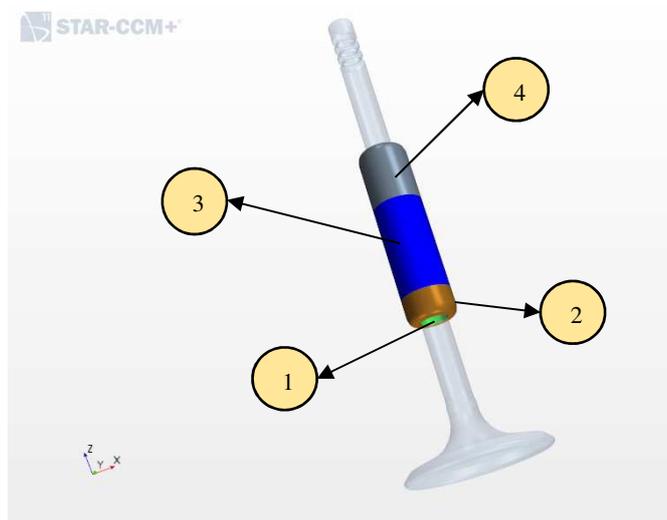
temos as faces das válvulas que ficam em contato com o óleo na parte superior do cabeçote.

Figura 24 - Assento de válvulas do motor.



Na Figura 24, pode-se observar que o assento de válvula é composto por três faces: a face em contato com o cabeçote (1), a face em contato com o ar de admissão ou exaustão (2) e a face de contato com as válvulas (3).

Figura 25 - Guia das Válvulas do Motor.



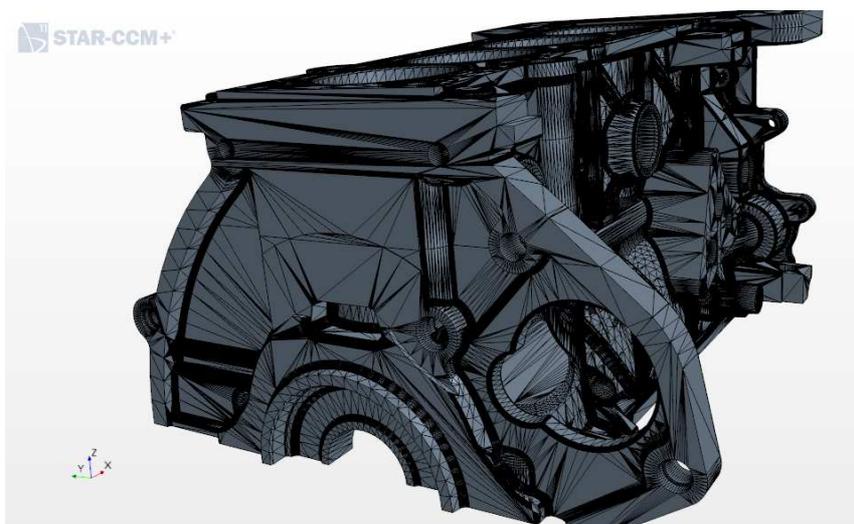
Nas guias das válvulas do motor (Figura 25) temos a face em contato com as válvulas (1) e outra em contato com o cabeçote (3), a face em contato com o ar de admissão ou exaustão (2) e mais acima temos a face que é exposta ao óleo de lubrificação da parte superior do cabeçote (4).

Como a geometria é composta por várias partes, devem ser nomeadas as faces que fazem contato entre si, por exemplo, a face do cabeçote que faz contato com a camisa d'água do cabeçote e seu recíproco, ou seja, a face da camisa d'água que faz contato com o cabeçote. A nomenclatura correta é importante para a criação das interfaces sólido/sólido, sólido/líquido e líquido/líquido após gerada a malha.

Após nomear a geometria 3-D, esta foi convertida em “*parts*”, a qual representa um ou mais objetos que servem de entrada no STAR-CCM+ para aplicar os modelos da física do problema e ferramentas de malha do software. No caso deste trabalho, cada componente da camisa d'água e do motor (bloco, sub-bloco, cabeçote, válvulas, camisas d'água, etc.) são *parts* compostas pelas superfícies nomeadas anteriormente.

Ao fazer a conversão do CAD em *parts*, a superfície do CAD é dividida em vários triângulos, como ilustrado na Figura 26 onde temos a *part* referente ao bloco do motor. Dependendo da qualidade do desenho CAD importado, aparecerão defeitos nas superfícies das partes.

Figura 26 - Part referente ao bloco do motor.



O STAR CCM+ possui uma ferramenta *repair surface*, na qual são detectados e reparados defeitos entre os triângulos e curvas na superfície das *parts*, tais erros podem ser vistos na Tabela 22 do Anexo I deste trabalho.

As condições de contorno, os valores dos tamanhos de malha, as propriedades do material e os modelos físicos utilizados são atribuídos às faces das *parts* quando geramos as *regions*. Cada *part* do modelo é convertida numa *region*, as quais carregam os nomes das superfícies de suas respectivas *parts*.

O fluxograma da Figura 27 ilustra o processo de preparação da geometria descrito até o momento.

Figura 27 - Fluxograma do tratamento da geometria.

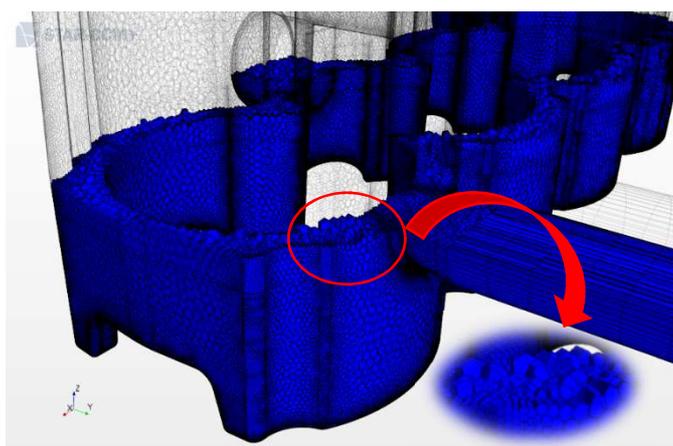


4.2 GERAÇÃO DA MALHA

A malha representa a discretização do domínio estudado em diversos elementos onde serão aplicados os modelos matemáticos que descrevem a física do problema. Na simulação teremos duas malhas, uma malha para a camisa d'água e outra para o motor.

Um elemento da malha, ou uma célula da malha, é delimitado por faces as quais são formadas por arestas, que por sua vez são formados por vértices. Foram utilizados elementos poliédricos na geração da malha (Figura 28). Esses elementos, segundo o guia do usuário do STAR-CCM+, fornecem uma solução adequada para a geração de malha de geometria complexas. Esse tipo de elemento requer a mesma preparação da superfície requerida por uma malha tetraédrica equivalente. Porém, a malha resultante possui, em média, aproximadamente um número de células 5 vezes menor que uma malha tetraédrica.

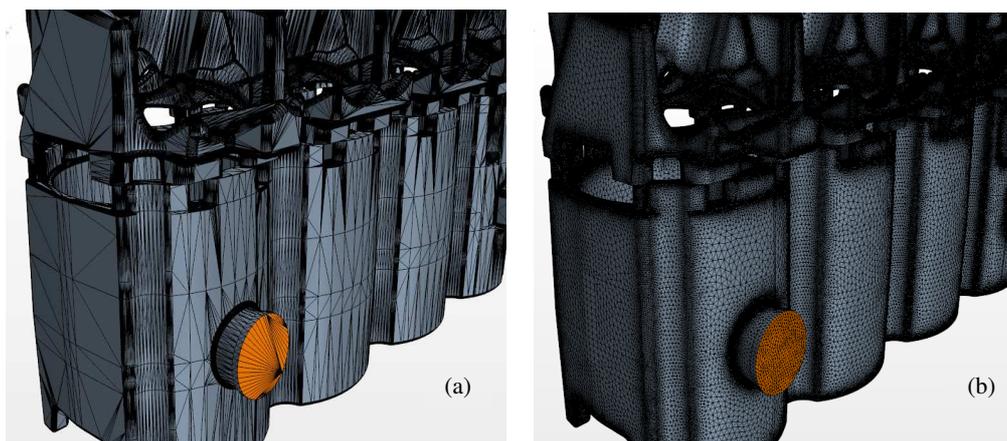
Figura 28 - Elementos poliédricos da malha.



Tanto na malha fluida como na malha sólida foram utilizados elementos poliédricos. Porém, cada malha tem sua peculiaridade pelo fato de representarem domínios diferentes.

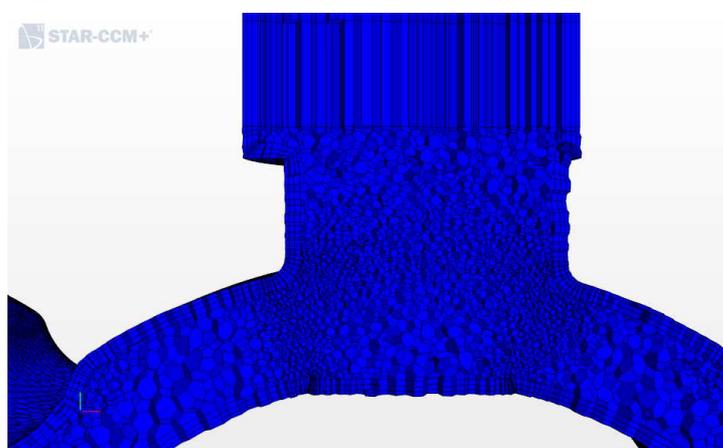
Como descrito anteriormente, ao gerar as *parts* a superfície CAD é discretizada em vários triângulos, tal estrutura pode ser visualizada na Figura 29(a). O *surface remesher* é uma ferramenta que melhora a qualidade da malha existente otimizando-a para o processo de geração de malha volumétrica. Dessa forma, após essa operação a superfície (Figura 29(a)) é otimizada como pode ser visto na Figura 29(b).

Figura 29 - Camisa d'água antes (a) e depois (b) do *surface remesher*.



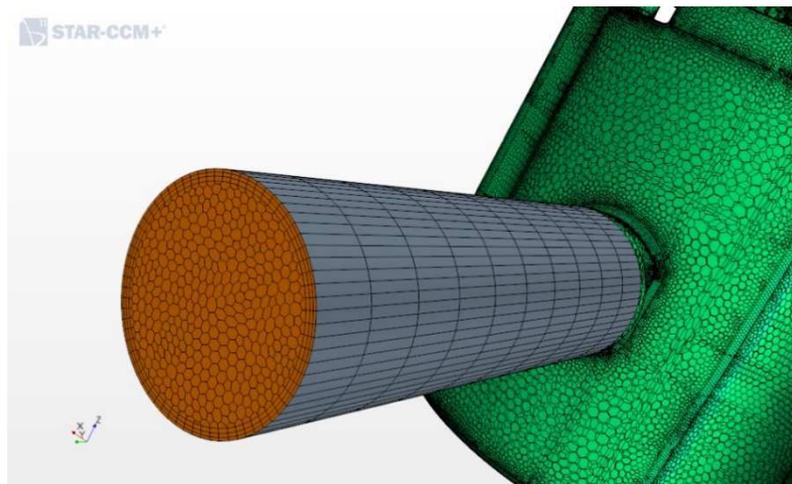
Nas fronteiras da malha de domínios fluidos em simulações CFD são utilizados elementos prismáticos ortogonais à parede chamados de camadas prismáticas (“*prism layers*”), esses tem como objetivo captar efeitos da camada limite no escoamento aplicando nessa região as equações de distribuição de velocidade e temperatura na parede baseada na teoria de camada limite desenvolvida na Seção 3.3.2. No núcleo da malha, ou seja, na região fora da camada prismática são utilizados elementos poliédricos mostrados na Figura 28. Tal estruturação da malha fluida pode ser vista na Figura 30, onde temos de ver a região de entrada da camisa d'água no motor.

Figura 30 - Malha da região de entrada do fluido refrigerante no motor.



Outra configuração da malha fluida a ser adicionada é a extrusão da entrada e da saída do domínio, adicionando um volume à malha para não captar os efeitos de entrada e saída do domínio, como descrito na Seção 3.4.2. Tomando como base o diâmetro de entrada do fluido do motor, foi utilizada uma extrusão normal às superfícies de entrada e saída com um comprimento de 150 mm (5 vezes esses diâmetros) e elementos de tamanho uniforme de 15 mm. A extrusão da região de entrada pode ser vista na Figura 31.

Figura 31 - Extrusão na entrada da camisa d'água no motor.

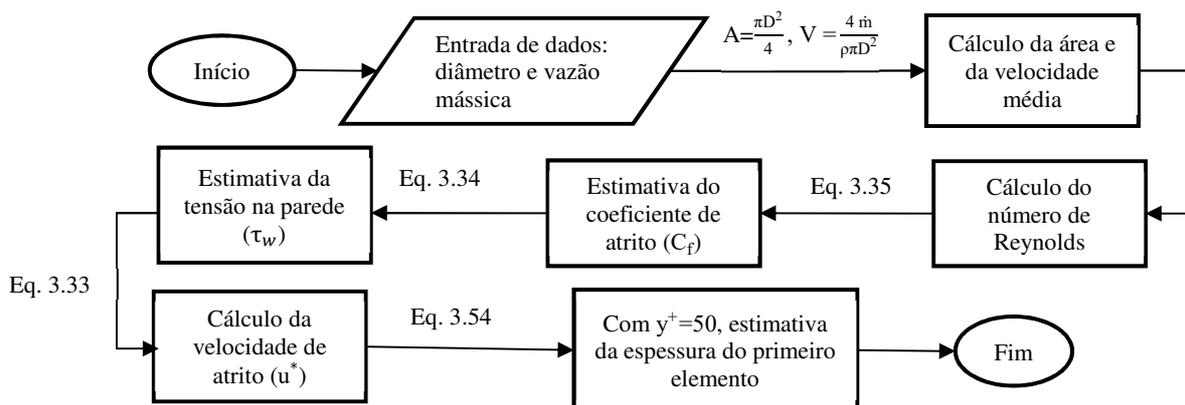


Já na malha do motor, por ser um domínio sólido, não há camada prismática e para gerar a malha deste é configurada a opção de *surface remesher* e a de elementos poliédricos.

Para gerar a camada prismática preciso definir a sua espessura da camada prismática, quantidade de elementos nela e o alongamento de uma camada em relação à outra. Na estimativa da espessura da camada prismática foi feito o cálculo da espessura do primeiro elemento através da Equação 3.32. De acordo com a teoria apresentada na Seção 3.4.2, para podermos usar a aproximação da lei da parede (Equação 3.20 e Equação 3.22) y^+ deve estar no intervalo de 30 até 500, fazendo com que o primeiro elemento da camada prismática fique na região onde se aplica a lei logarítmica. Dessa maneira, para o cálculo da espessura do primeiro elemento foi adotado um y^+ igual a 50.

A Figura 32 mostra um algoritmo para esta estimativa, a qual tem como dado de entrada o diâmetro da entrada do fluido de arrefecimento do motor (30 mm), a vazão mássica nessa superfície (1,83 kg/s) e as propriedades do fluido de arrefecimento.

Figura 32 - Algoritmo para a estimativa do primeiro elemento da camada limite.



Fazendo os cálculos indicados no algoritmo, o valor da espessura do primeiro elemento da camada limite foi estimado em 0.40 mm. O valor para a quantidade de elementos na camada prismática foi definido com base no guia de usuário do software, o qual indica um intervalo de acordo com a abordagem utilizada para solução da camada limite. No caso de escoamentos com alto número de Reynolds (chamado pelo guia do usuário do STAR-CCM+ como “*High Y+ Wall Treatment*”), onde utilizamos a lei da parede para estimativa da velocidade nos elementos próximos a ela, são utilizadas 2 ou 3 camadas. Neste caso, devemos ter valores de y^+ no intervalo de 30 a 150.

Já para casos onde temos baixos números de Reynolds (chamado pelo guia do usuário do STAR-CCM+ como “*Low Y+ Wall Treatment*”), a camada limite é resolvida sem utilização da aproximação da lei da parede, são indicados de 10 a 15 elementos na camada prismática e o y^+ deve ter um valor de aproximadamente 1.

O STAR-CCM+ também possui um método chamado de “*All Y+ Wall Treatment*”. Neste método também é indicado o uso de 2 ou 3 elementos com o y^+ podendo estar num intervalo de 5 a 150 ou até maiores. Segundo o fabricante do software este método foi desenvolvido para lidar com escoamento onde temos valores de y^+ razoavelmente pequenos e onde podemos ignorar a precisão da resolução do escoamento próximo à superfície.

Como demanda muito esforço computacional, a aproximação para baixo números de Reynolds não foi utilizada. Utilizando a aproximação “*All Y+ Wall Treatment*” com três elementos na camada prismática e assumindo uma razão de crescimento entre as camadas de 1,2, foi estimada espessura da camada prismática aplicando a equação de sequência numérica por Progressão Geométrica. Os valores encontrados para essas

espessuras foram 0,4 para primeira camada; 0,48 para segunda camada e 0,58 para terceira camada.

Teoricamente, à medida que temos uma malha cada vez mais refinada, o domínio do problema, que é discreto, se aproxima de um domínio contínuo. Desse modo uma malha cada vez mais refinada geralmente resulta numa solução mais próxima da realidade. Porém, esse refino de malha vem acompanhado do aumento do tempo computacional. Um estudo de convergência de malha é baseado no teste de diferentes tamanhos de malha para representar o domínio de forma a obter-se um equilíbrio entre resultados da simulação e o tempo computacional, o qual está relacionado ao tamanho da malha. Para verificar tal dependência na simulação CHT do motor, foi feito um estudo de malha variando as dimensões dos elementos médios das malhas.

As *regions* são compostas por diversas faces, nomeadas de acordo com as condições de contorno (Figura 17 a Figura 25). Na geração da malha, cada uma dessas faces recebe um valor alvo e um valor mínimo para seu elemento (“*Target size*” e “*Minimum size*”, respectivamente). A partir desses valores a malha volumétrica é gerada de acordo com a curvatura de determinada região e razão de crescimento de 1,2, a qual não foi modificada sendo deixada nesse valor padrão do software; entre outros critérios.

Na simulação tem-se um domínio sólido e um fluido, conectados por interfaces solido/líquido, sólido/sólido e líquido/líquido, essas permitem a transferência de calor entre *regions*. Como forma de se obter uma malha conforme nessas interfaces, os valores médios e mínimo dos elementos foram definidos de maneira a buscarem uma malha de tamanhos próximos entre interfaces de *regions* adjacentes.

Valores do tamanho de malha nas superfícies do domínio podem ser vistos no Anexo II deste trabalho, onde temos na primeira coluna as *regions* seguidas de suas faces e dos valores de alvos e mínimos do elemento de malha em cada uma dessas faces. Tais valores estão em termos de porcentagem em relação a um tamanho médio de elemento de malha de cada domínio (“*base size*”), facilitando dessa forma o estudo de convergência de malha onde foram modificados apenas esses valores médios de uma simulação para outra.

No estudo de convergência de malha foram analisadas a solução de quatro malhas, as quais seus tamanhos médios de elementos podem ser vistos na Tabela 2, os tamanhos dos elementos da camada prismática utilizado foram os estimados através do algoritmo da Figura 32.

Tabela 2 - Tamanhos médios do elemento das malhas do estudo de convergência.

	Motor (mm)	Camisa d'água (mm)
Malha 1	20,16	6,05
Malha 2	14,4	4,32
Malha 3	12	3,6
Malha 4	10	3

Para estudar o efeito da espessura do primeiro elemento nos valores de velocidade e temperaturas nos domínios foi realizado um estudo que consistiu na variação da espessura do primeiro elemento, deixando fixo o tamanho médio dos elementos da malha da camisa d'água e do motor, a razão de crescimento (1,2) e a quantidade de elementos na camada prismática (três elementos). Os valores das espessuras das camadas prismáticas do estudo podem ser vistos na Tabela 3 a seguir. Os tamanhos dos elementos médios da malha utilizados nas malhas 5 e 6 foram os obtidos através dos resultados do estudo de malha da Tabela 2.

Tabela 3 - Tamanhos dos elementos da camada prismática utilizados no estudo.

	Espessura do primeiro elemento (mm)	Espessura do segundo elemento (mm)	Espessura do terceiro elemento (mm)	Espessura total (mm)
Malha 5	0,3	0,36	0,43	1,09
Malha 6	0,5	0,6	0,72	1,82

Todas as simulações foram realizadas utilizando um dos núcleos de um processador Intel Core i7 2,40 GHz e 16 GB de memória RAM, onde a quantidade total de elementos e o tempo de simulação de cada malha podem ser vistos na Tabela 4 a seguir.

Tabela 4 - Quantidade total de elementos em cada malha simulada e seu tempo de simulação.

	Quantidade de elementos	Tempo de simulação (horas)
Malha 1	4.900.311	23,45
Malha 2	7.329.654	39,79
Malha 3	8.411.828	49,37
Malha 4	10.610.982	63,7
Malha 5	8.595.327	55,12
Malha 6	8.291.717	47,45

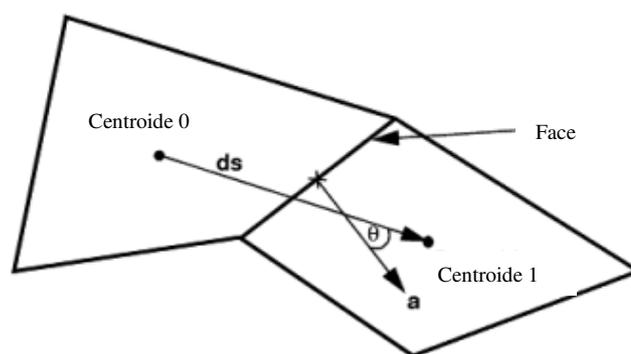
Problemas na malha podem gerar divergência da solução ou resultados errados. Considerando uma malha tridimensional, ou seja, composto por várias células; as quais no caso do STAR CCM+ temos células poliédricas; a discretização dos termos difusivos e convectivos das equações governantes envolvem cálculo de distâncias entre centroides de faces da célula (módulos de vetores), de vetores normais as faces e operações vetoriais como produtos escalares entre esses vetores.

Dessa forma, alguns critérios de qualidade da malha são referentes à orientação entre tais vetores. Para saber se a malha gerada é adequada foram utilizados os seguintes critérios:

(1) Ângulo de *Skewness*:

De acordo com a Figura 33, θ é o ângulo formado entre o vetor \mathbf{ds} que conecta dois centroides e o vetor normal à face comum às duas células (vetor \mathbf{a}). O ângulo de *skewness* está relacionado ao produto escalar entre os vetores \mathbf{ds} e \mathbf{a} que aparece no denominador do termo difusivo discretizado. Valores próximos de 90° ou maiores representam faces côncavas e podem acarretar divisão por zero ou problemas na precisão do cálculo desse termo. Já o ângulo zero indica que temos uma malha completamente ortogonal. Para esse ângulo, é indicado no guia do usuário do STAR CCM+ assumir que valores de ângulos de *skewness* ao longo da malha devem ser menores que 85° , caso contrário a célula é considerada ruim.

Figura 33 - Ilustração do ângulo de *skewness*.



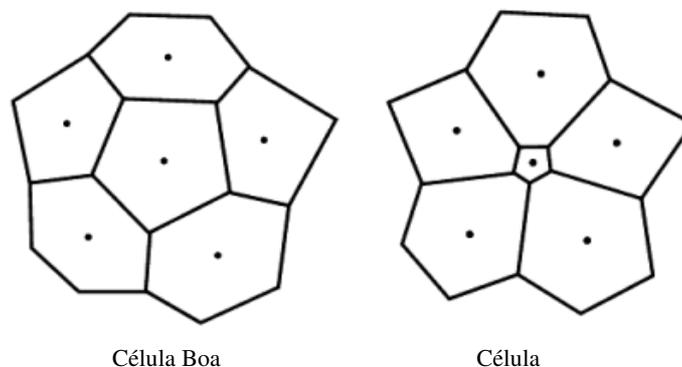
Fonte: CD-Adapco™ (2016).

(2) Mudança de Volume (“Volume Change”):

Essa métrica é definida como a razão entre o volume de uma célula e a célula adjacente de maior volume. Quanto mais próximo da unidade estiver essa razão, melhor. O guia do usuário indica que valores de mudança de volume de 0,01 ou menor são

consideradas células ruins. A grande mudança no volume pode causar potenciais erros de inexatidão e instabilidade na solução das equações discretizadas da malha.

Figura 34 - Ilustração do parâmetro de mudança de volume.

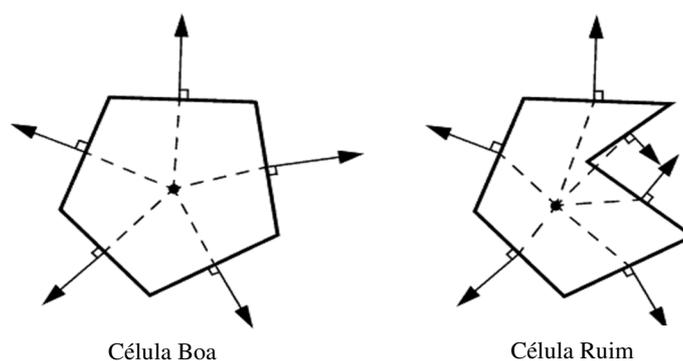


Fonte: CD-Adapco™ (2016).

(3) Validade da Face (“*Face Validity*”):

Essa métrica é uma medida do desvio do vetor normal das faces das células relativo ao seu centróide. Numa célula de boa qualidade, os vetores normais das células apontam para fora como mostrado na Figura 35. Isso equivale a um valor para a Validade da Face igual a 1. Valores menores que 1 indicam que a célula tem vetores normais à sua face apontado para dentro do centróide, o que é resultado de concavidade. Para valores menores de 0,5 temos um indicativo de volume negativo.

Figura 35 - Ilustração da medição da Validade da Face.



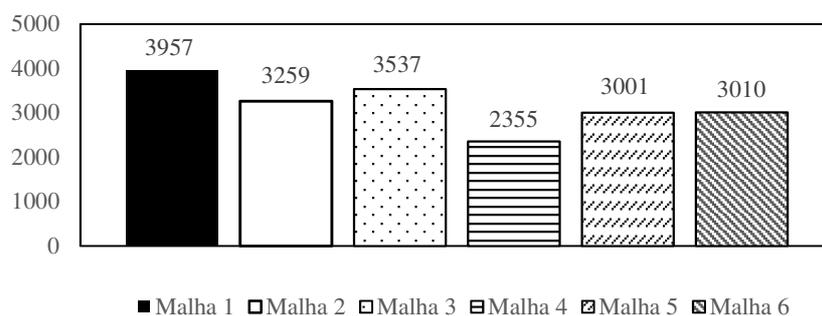
Fonte: CD-Adapco™ (2016).

(4) Volumes Negativos (“*Negative Volume*”):

A detecção de tais elementos na malha implica na impossibilidade da inicialização da solução. Tal defeito pode ocorrer devido a faces mal orientadas (vetores normais apontando para dentro da superfície) ou células formadas por faces muito distorcidas.

Através da ferramenta de remoção de células inválidas (“*Remove Invalid Cells*”) verificou-se que as Malhas 1 a 6 tiveram problemas apenas com o ângulo de skewness numa pequena quantidade de células (em relação a quantidade total da malha). Essa ferramenta faz o levantamento e remoção das células que caem nos critérios apresentados acima. Após a remoção são criados planos de simetria nas faces dessas células, minimizando o impacto na solução. O Gráfico 1 mostra a quantidade total de células que não passaram no critério do ângulo de *skewness* em todas as malhas analisadas.

Gráfico 1 - Quantidade de células com ângulo de skewness < 85°.



4.2.1 Resultados do Estudo de Convergência de Malha

Na análise dos resultados da variação do tamanho da malha, foram monitoradas e confrontadas as temperaturas e velocidades em pontos do motor e da camisa d’água. No motor foram escolhidos pontos na parede dos cilindros e pontos no cabeçote. Tal distribuição de pontos é mostrada nas Figura 36 e Figura 37 a seguir.

Figura 36 - Numeração dos pontos na parede dos cilindros.

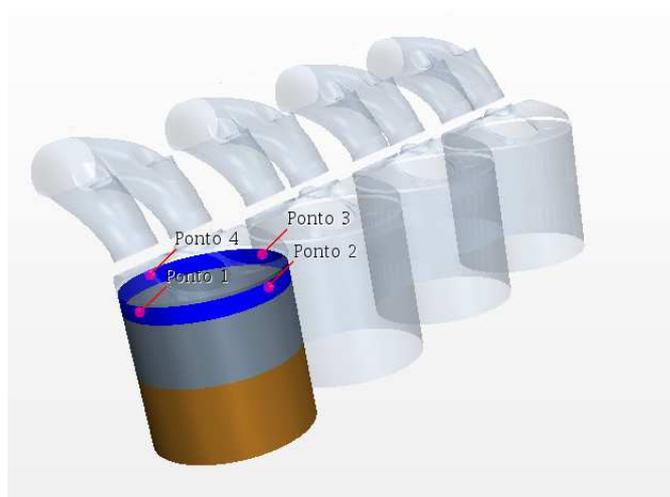
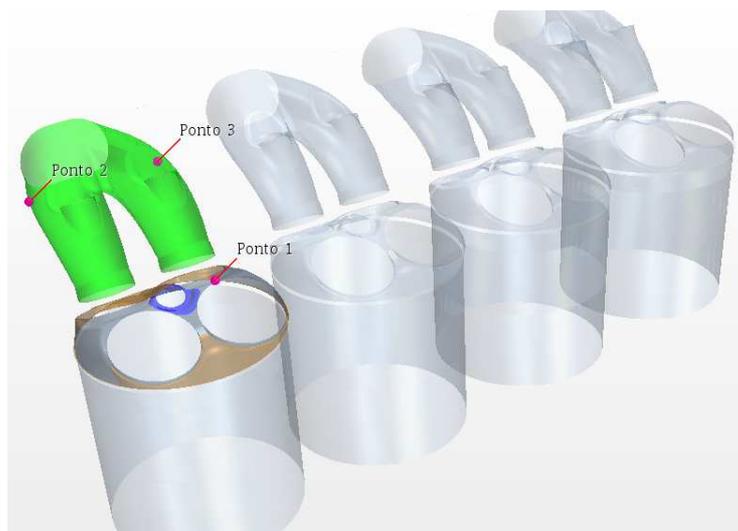


Figura 37 - Numeração dos pontos nos domos e nos pórticos de exaustão.



Na Figura 36 temos uma esquematização da distribuição dos pontos no cilindro. Para cada zona os pontos foram numerados de 1 a 16, com quatro pontos em cada zona do cilindro distribuídos simetricamente em relação ao seu eixo axial. A identificação numérica dos pontos cresce por cilindro e no sentido indicado na Figura 36. Essas numerações serão utilizadas na identificação dos pontos para comparação das temperaturas. Os domos e os pórticos de exaustão seguem a mesma lógica para numeração com a ordem de crescimento dos números indicada na Figura 37.

No domínio fluido foram escolhidos doze pontos distribuídos em três planos da camisa d'água. No primeiro plano, transversal ao eixo z e aproximadamente na altura do centro da saída do fluido, foram escolhidos quatro pontos como podemos ver na Figura 38. O segundo plano foi um plano transversal ao eixo y e aproximadamente no eixo central do motor ($y \approx 0$), onde foram escolhidos mais três pontos (Figura 39). No último plano foram selecionados cinco pontos, este plano é orientado transversalmente ao eixo z e com sua altura aproximadamente no centro da entrada de fluido do motor como pode ser visualizado na Figura 40.

Figura 38 - Plano na altura da saída do fluido do motor.

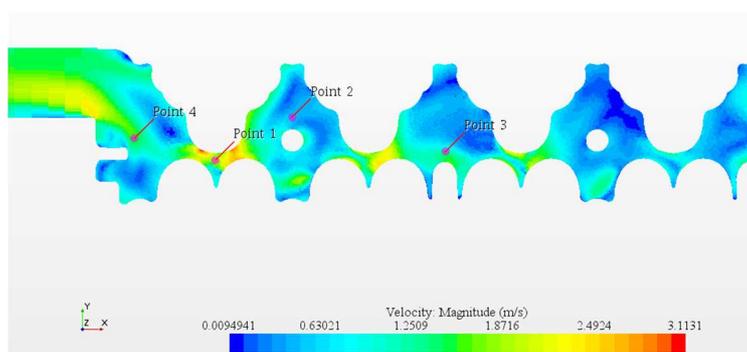


Figura 39 - Plano transversal ao eixo y, com $y \approx 0$.

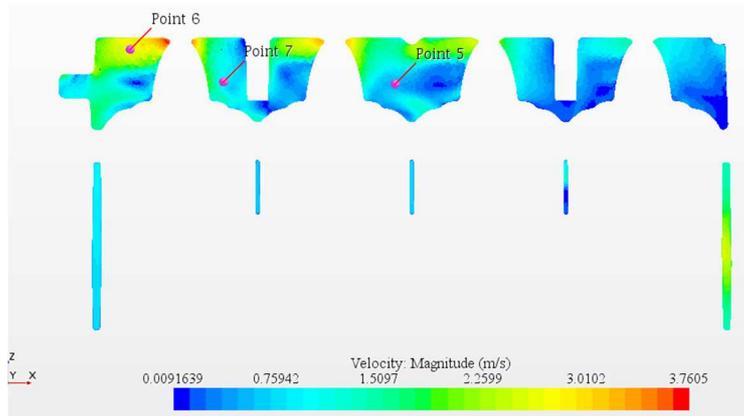
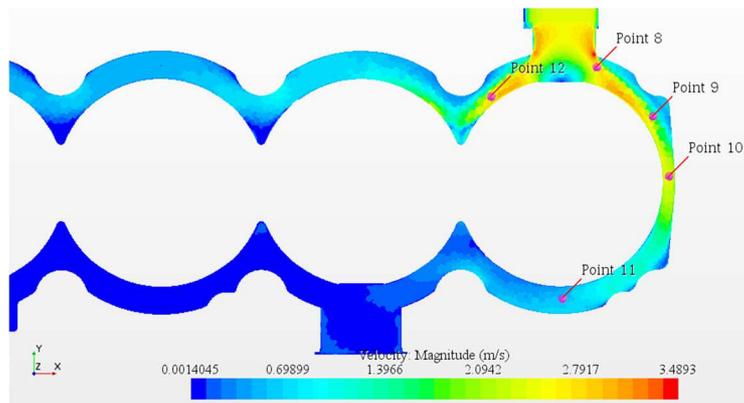


Figura 40 - Plano na altura da entrada do fluido no motor.



Após todos as malhas atingirem a convergência frente aos critérios apresentados na Seção 4.5, as temperaturas e as velocidades nos pontos foram coletadas. Para o domínio sólido da simulação, os pontos foram agrupados em quatro gráficos: um gráfico para os domos e os pórticos (Gráfico 2) e três gráficos para cada zona do cilindro (Gráfico 3, Gráfico 4 e Gráfico 5).

Gráfico 2 - Temperaturas em pontos dos domos e pórticos de exaustão.

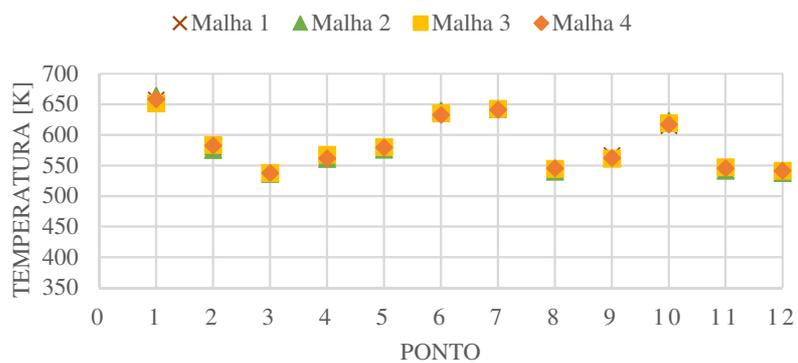
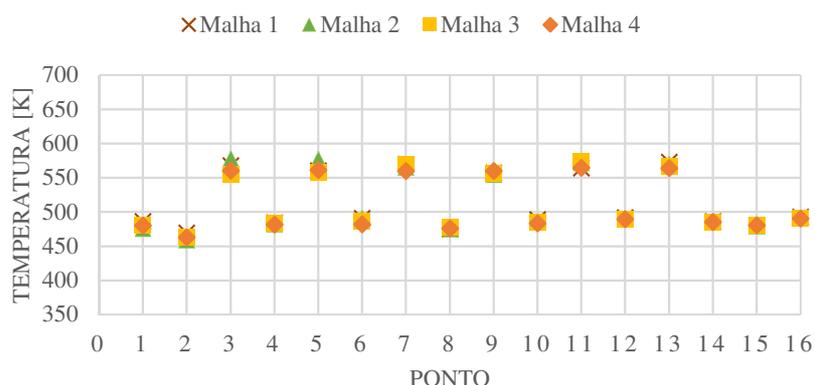


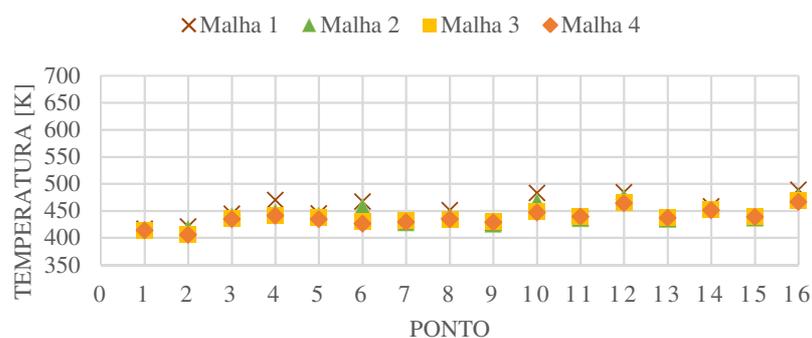
Gráfico 3 - Temperaturas em pontos do cilindro na zona 1.



Através dos Gráfico 2 e Gráfico 3 podemos perceber a boa concordância entre as temperaturas calculadas nas regiões do cabeçote e da zona 1 dos cilindros, à medida que modificamos o tamanho da malha. Encontrando em média 1 % de erro nas temperaturas de malhas consecutivas, e cada vez mais refinadas.

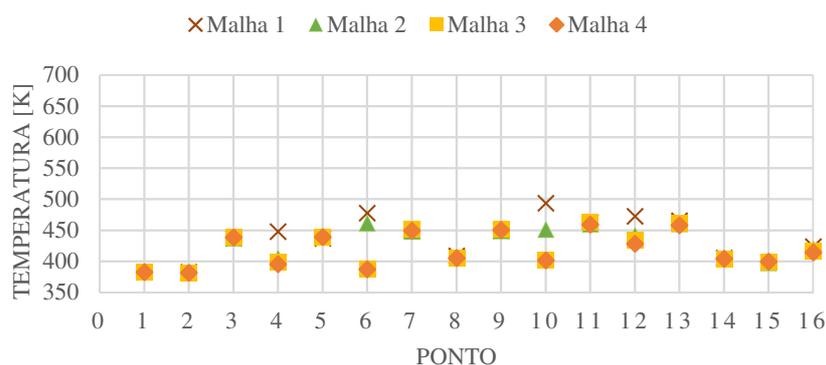
Nos pontos da zona 2 do cilindro, foi notado pelo **Error! Reference source not found.** alguns pontos de discordância entre as malhas onde podemos citar os pontos 4, 6 e 10 da zona 2. Tal divergência é pequena, com a maior em torno de 6%, ocorrendo ao se refinar a Malha 3 para a Malha 2. Contudo nessa região é mantida a boa tendência entre os resultados fornecidos entre as Malhas 3 e 4, as mais refinadas.

Gráfico 4 - Temperaturas em pontos do cilindro na zona 2.



Ao analisar os pontos da zona 3 dos cilindros podemos perceber o aumento na discordância de alguns pontos da Malha 1 e 2 em relação às duas outras malhas. Como podemos ver pelo Gráfico 5 os pontos 6 e 10 da zona 3 apresentam grandes diferenças de temperaturas nos resultados calculados pelas duas malhas mais grossas (Malha 1 e 2), enquanto as duas malhas mais refinadas seguem a mesma tendência.

Gráfico 5 - Temperaturas em pontos do cilindro na zona 3.



Na Tabela 5 podemos visualizar numericamente os resultados obtidos dos gráficos. Nela temos o erro percentual das temperaturas nos pontos 4, 6 e 10 calculados em relação a malha menos refinada anterior. Através da Tabela 5 pode-se observar o aumento do erro ao refinarmos o domínio da Malha 2 para Malha 3.

Tabela 5 - Erros nos pontos 6 e 10 das três zonas das malhas simuladas.

		Erro da Malha 2	Erro da Malha 3	Erro da Malha 4
Zona 1	Ponto 4	0.51%	0.39%	0.51%
	Ponto 6	0.03%	1.11%	0.76%
	Ponto 10	0.61%	0.12%	0.37%
Zona 2	Ponto 4	4.70%	1.30%	0.31%
	Ponto 6	1.97%	5.86%	1.15%
	Ponto 10	3.27%	3.84%	0.42%
Zona 3	Ponto 4	9.68%	1.69%	0.60%
	Ponto 6	3.37%	16.05%	0.07%
	Ponto 10	8.73%	10.83%	0.11%

Acompanhado a tendência do gráfico e os erros expostos na Tabela 5 podemos ver que um resultado preliminar para o estudo de malha seria a Malha 3, pois esta e a Malha 4 apresentaram boa tendência nos resultados. Porém, temos menos elementos na Malha 3 o que demanda menos esforço computacional para solução.

Para saber se a diferença entre as temperaturas foi um erro pontual, ou seja, em uma célula ou apenas algumas células; um gráfico de contorno da câmara de combustão foi obtido plotando-se o erro percentual das temperaturas entre a Malha 4 e a Malha 3 (Figura 41) e entre a Malha 2 e a Malha 3 (Figura 42).

Figura 41 - Erro percentual entre temperaturas da Malha 4 em relação à Malha 3.

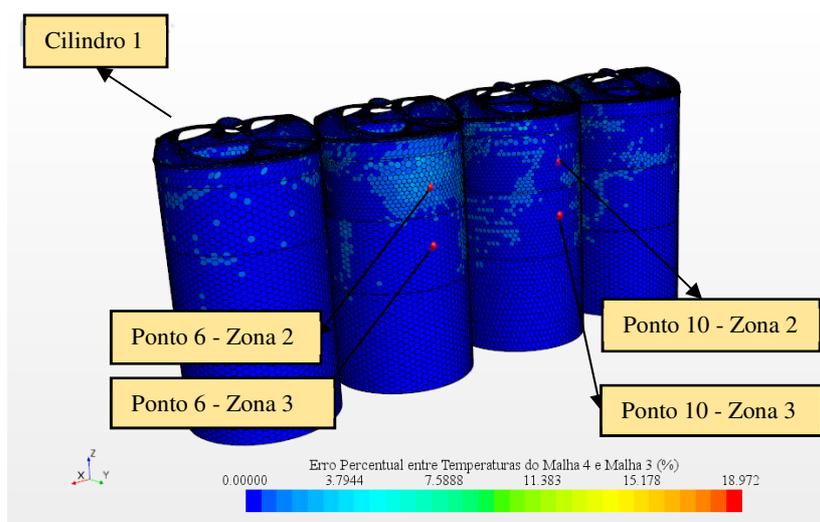
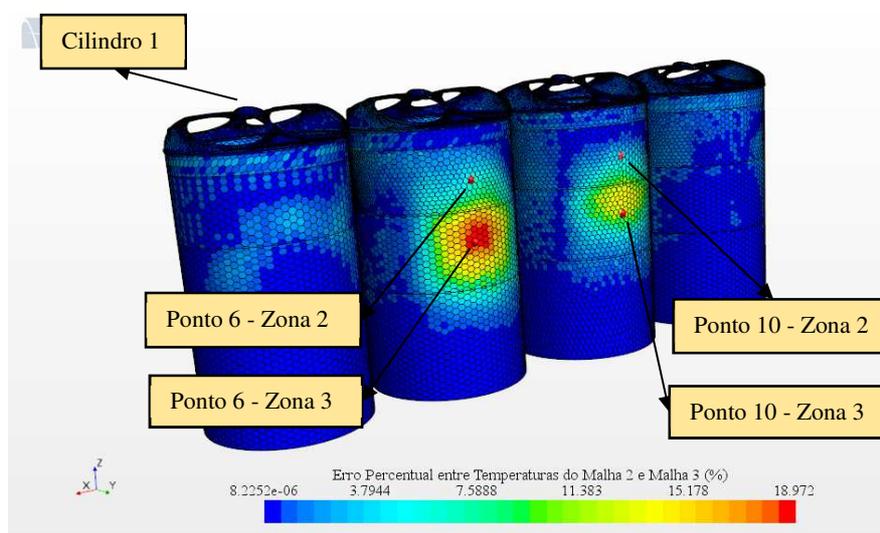


Figura 42 - Erro percentual entre temperaturas da Malha 2 em relação à Malha 3.



Pela Figura 42 podemos ver a região de discordância na região lateral das zonas 3 e em parte da zona 2 dos segundo e terceiro cilindro. A Tabela 6 mostra as temperaturas médias nessas regiões dos cilindros 2 e 3. Analisando os resultados, notamos a proximidade das temperaturas médias das regiões, o que indica que essa região de discordância influencia pouco na temperatura média da zona, apesar de modificar o seu campo de temperaturas.

Tabela 6 - Temperaturas médias nas zonas dos cilindros [K].

		Malha 1	Malha 2	Malha 3	Malha 4
Zona 2	Cilindro 2	450,36	446,91	440,73	439,26
	Cilindro 3	466,66	458,74	455,19	454,15
Zona 3	Cilindro 2	423,30	418,45	407,36	407,01
	Cilindro 3	442,00	428,38	421,31	418,14

Para analisar a diferença de temperaturas em outras regiões do motor, o Gráfico 6 e o Gráfico 7 apresentam o histograma das diferenças percentuais plotadas no gráfico de contorno, porém agora considerando todas as células da malha do domínio sólido.

Gráfico 6 - Histograma com erro percentual entre temperaturas da Malha 4 e da Malha 3, no motor.

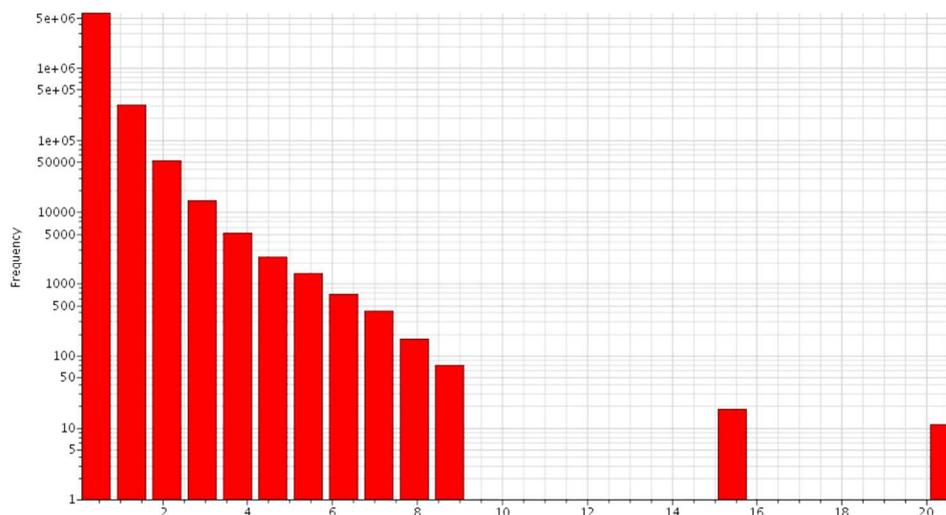
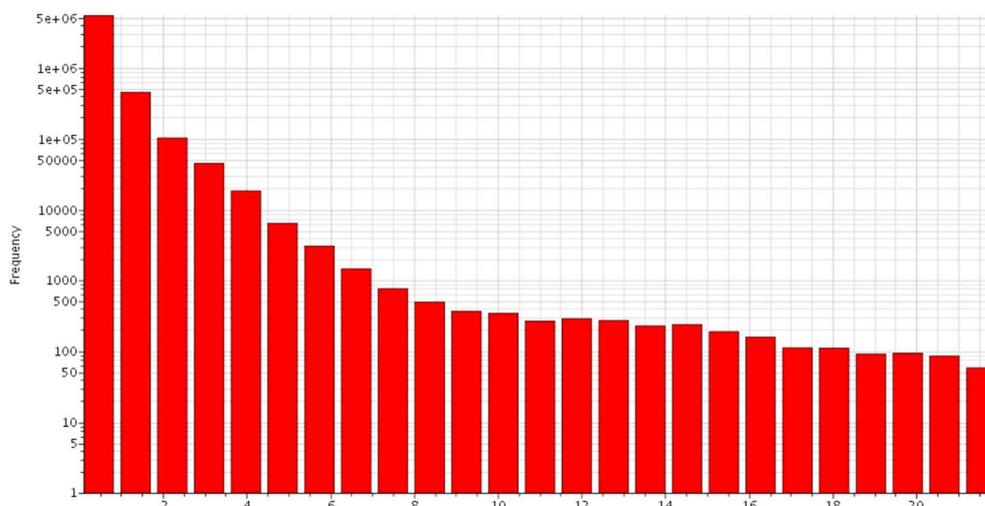


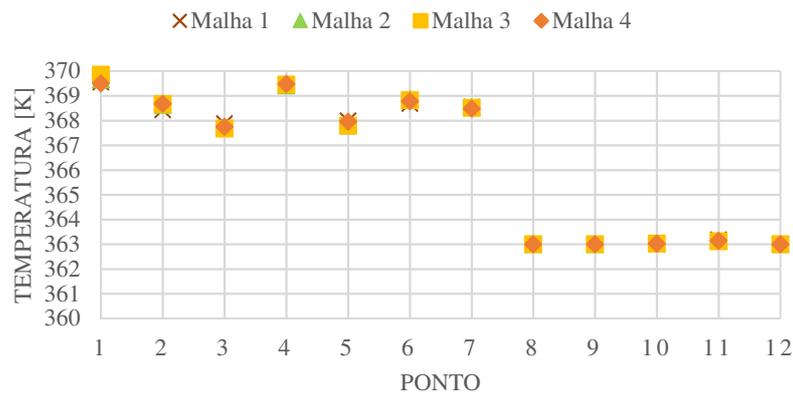
Gráfico 7 - Histograma com erro percentual entre temperaturas da Malha 2 e da Malha 3, no motor.



Os histogramas confirmam, para todo o domínio sólido, a melhor conformidade de resultados entre a Malha 3 e a Malha 4. Portanto, um resultado preliminar para o estudo de convergência de malha aponta a utilização da Malha 3. A seguir, temperaturas e velocidades das malhas serão analisadas nos pontos do domínio fluido selecionados, tendo em vista o resultado preliminar anterior.

O Gráfico 8 mostra um gráfico com as temperaturas nos pontos do domínio fluido. Podemos ver a boa concordância dos resultados para qualquer umas das malhas.

Gráfico 8 - Temperaturas em pontos da camisa d'água.



Seguindo a tendência do resultado preliminar, foram plotados histogramas do percentual de diferença entre as temperaturas das células do domínio fluido da Malha 4 em relação à Malha 3 (Gráfico 9) e da Malha 2 em relação à Malha 3 (Gráfico 10).

Gráfico 9 - Histograma com erro percentual entre temperaturas da Malha 4 e da Malha 3, na camisa d'água.

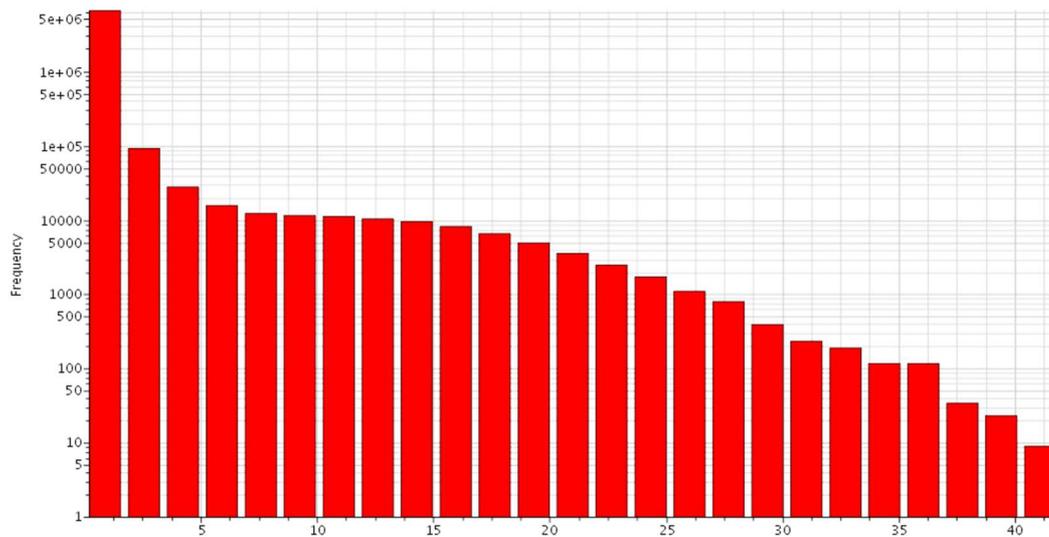
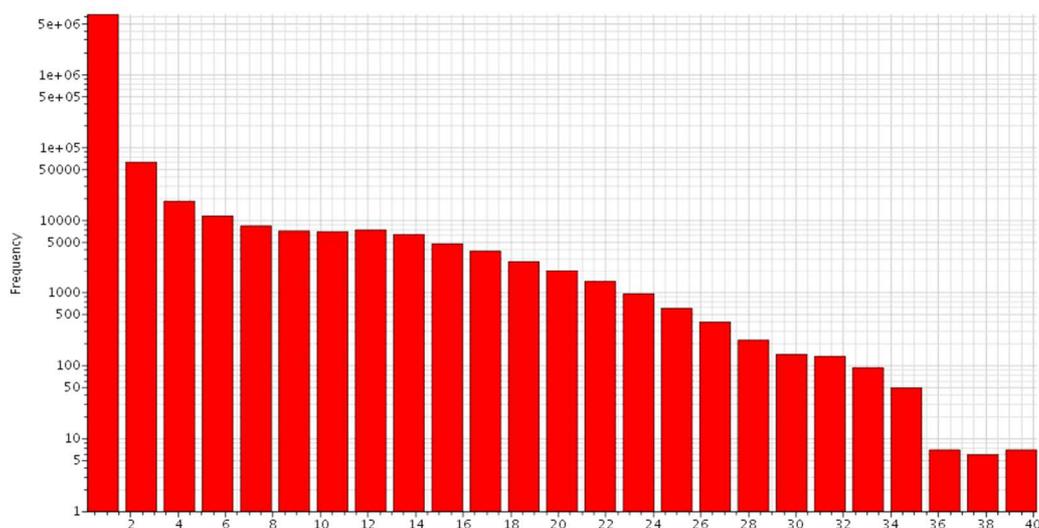


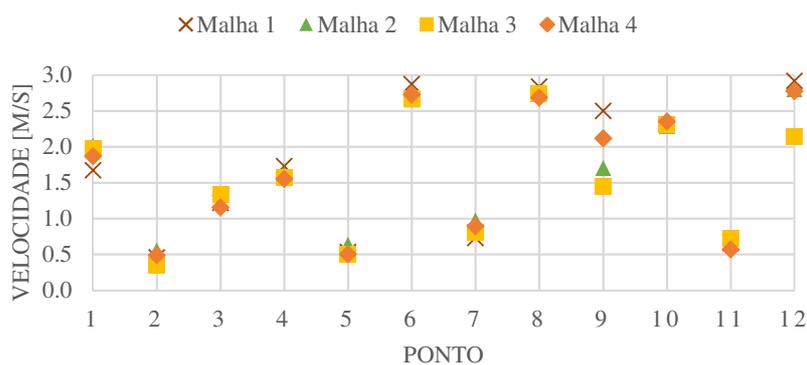
Gráfico 10 - Histograma com erro percentual entre temperaturas da Malha 2 e da Malha 3, na camisa d'água.



Os histogramas mostram que o domínio fluido apresenta células com mais erros que as células do domínio sólido. Além disso, pelo Gráfico 9 e pelo Gráfico 10 pode-se ver que ambos os casos apresentam erros similares em relação às temperaturas da Malha 3, na região fluida.

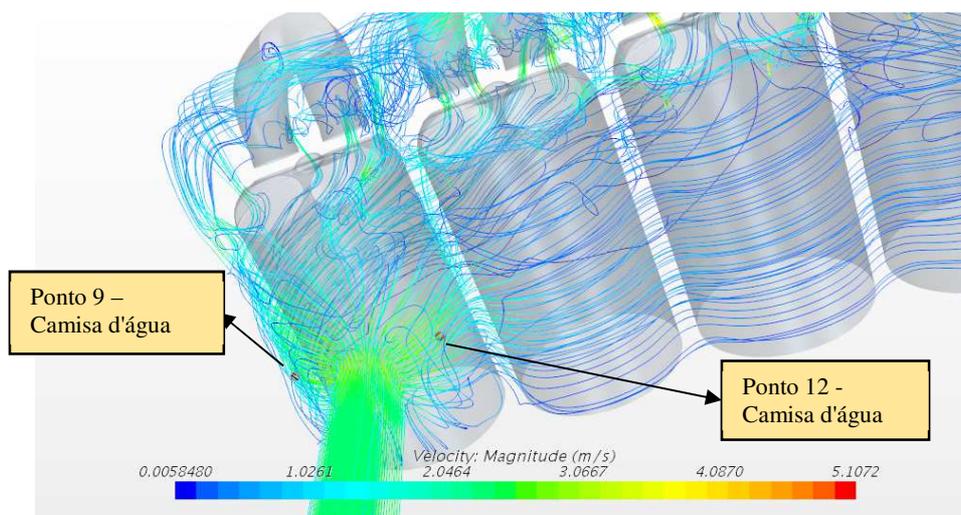
Em relação às velocidades, podemos ver, pelo Gráfico 11, a boa concordância entre os resultados das malhas da Malha 2, 3 e 4, menos nos pontos 9 e 12, os quais podem ser vistos na Figura 40.

Gráfico 11 - Velocidades na Camisa d'água.



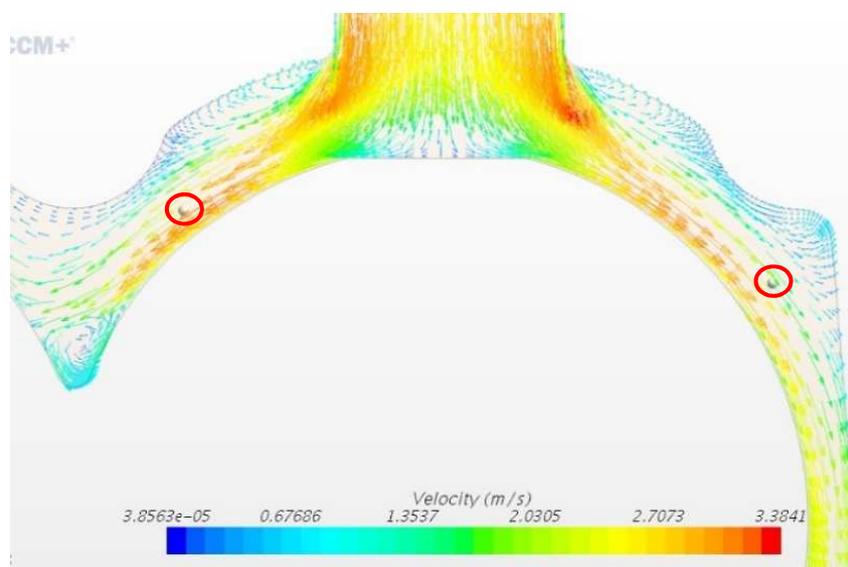
Tais pontos encontram-se na região de entrada da camisa d'água, como podemos ver pelo gráfico de linhas de corrente da Figura 43.

Figura 43 - Pontos 9 e 12 da camisa d'água.



Como pode ser visto pela Figura 44, essa região não é uma região de recirculação. O que poderia ser uma explicação para a flutuação nas velocidades, pois tal característica pode causar diferenças nos resultados entre uma malha fina e outras mais grossas, onde é possível a perda de detalhes do escoamento devido ao aumento do tamanho dos elementos.

Figura 44 - Vetores velocidade da Malha 3 no plano da Figura 4-27.



O escoamento dentro das galerias do motor é caracterizado por alta turbulência sobre uma geometria bastante complexa. Como a região onde temos a grande discrepância nas velocidades é na região de entrada, onde o fluido atinge a lateral do primeiro cilindro, se espalhando para as demais regiões do motor, acredita-se que tal variação seja causada

pela turbulência do escoamento, regime que é melhor caracterizado por um valor médio da velocidade numa região.

Portanto, assim como feito na análise das discrepâncias das temperaturas, a Tabela 7 mostra as velocidades médias nas partes da camisa d'água do motor, as quais como pode ser observado são praticamente iguais de uma malha para outro.

Tabela 7 - Velocidades médias de regiões da camisa d'água [m/s].

	Malha 1	Malha 2	Malha 3	Malha 4
Camisa Bloco	0,6218	0,6161	0,6139	0,6146
Camisa Cabeçote	1,0498	1,0435	1,0538	1,0464

Além disso, olhando apenas as Malhas 3 e 4, podemos dizer que a variação na velocidade dos pontos 9 e 12 da Figura 40 não influenciou significativamente no resultado do campo de temperaturas do motor.

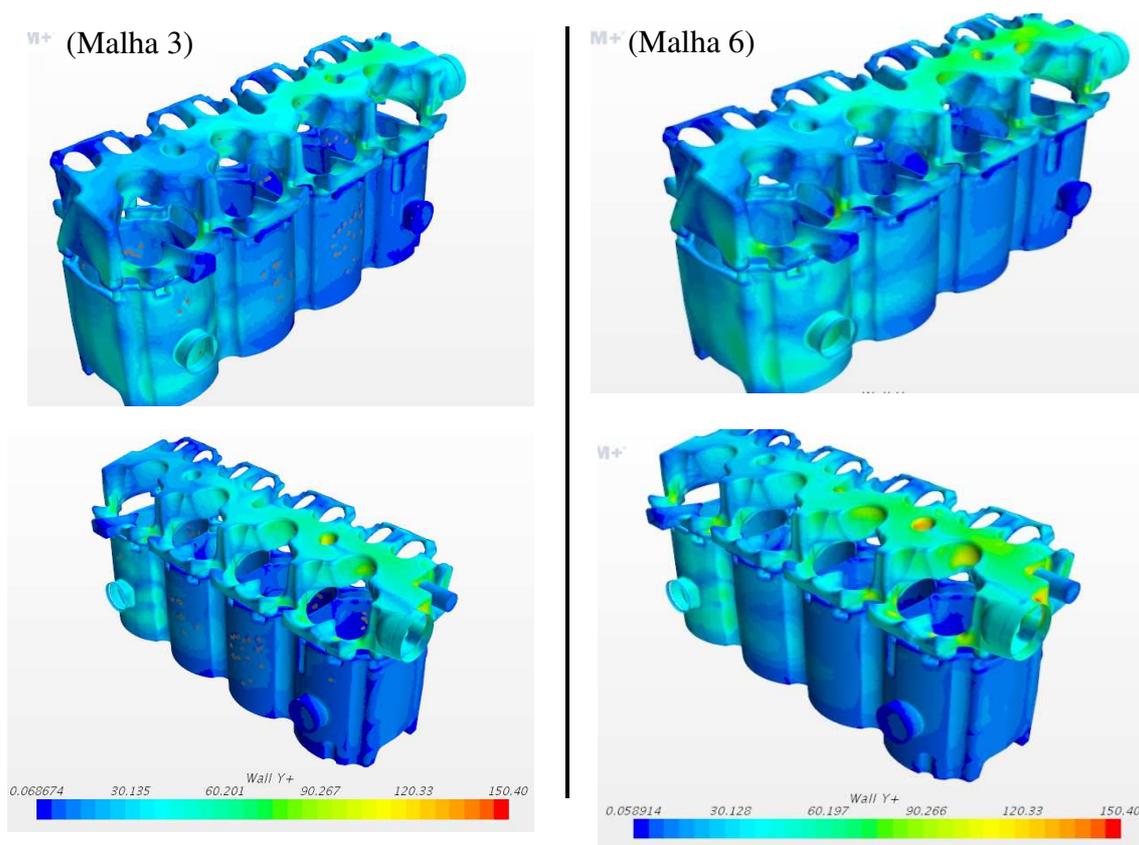
Dessa forma, o resultado do estudo de malha mostra que a Malha 3 é a que apresenta melhor balanço entre tempo computacional e precisão, pois as Malhas 1 e 2 apresentam discrepância na tendência dos resultados, causando diferenças significativas nos campos de temperatura apesar destas apresentarem valores médios de velocidade e temperaturas bastante próximos.

Com descrito, um segundo passo após o estudo do tamanho médio dos elementos da malha é a investigação da influência da mudança na espessura da camada prismática, ou seja, o que representa a Malha 5 e 6. Nelas foi utilizado o tamanho médio dos elementos da Malha 3, resultado anterior.

Para comparação das malhas foram plotadas as temperaturas e velocidades nos mesmos pontos descritos anteriormente. A partir de tais gráficos, os quais encontram-se expostos no Anexo III deste trabalho, foi constatado que a mudança nas espessuras não influencia nas temperaturas e velocidades dos pontos analisados.

No entanto, o aumento da espessura do primeiro elemento da camada prismática (Malha 6) aumenta os valores de y^+ como mostrado pela Figura 45, tornando-o mais adequado para o modelo de turbulência utilizado de acordo com a indicação dos fabricantes do STAR-CCM+.

Figura 45 - Comparação entre os valores de y^+ da Malha 3 e da Malha 6.



A partir da discussão apresentada nesta seção, a malha utilizada terá as seguintes métricas da Tabela 8.

Tabela 8 - Métrica da malha utilizada nos estudos paramétricos.

Tamanho médio do elemento – Motor (mm)	12
Tamanho médio do elemento – Camisa d'água (mm)	3,6
Espessura do primeiro elemento (mm)	0,5
Espessura total (mm)	1,82
Quantidade de elementos na camada prismática	3
Razão de crescimento	1,2

A partir das bibliografias consultadas é possível afirmar que a distribuição de temperaturas e seus picos encontram-se de acordo com os resultados da literatura (Chen *et al.*, 2017; Patil *et al.*, 2015; Fontanesi e Giacopini, 2013; Fontanesi *et al.* 2008). Além disso, os resultados das temperaturas da câmara de combustão estão abaixo das temperaturas impostas como condição de contorno, o que implica em certa concordância física entre o modelo e o problema. Dessa maneira, foi realizada uma investigação de

mudanças na junta e em parâmetros de entrada da simulação para avaliar a influência delas no mapa térmico do motor.

4.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Condições de contorno são necessárias para se resolver qualquer problema descrito por uma equação diferencial, seja ela parcial ou ordinária. Como as simulações CFD advém da representação de equações diferenciais em operações algébricas, também são necessárias condições de contorno impostas às fronteiras do domínio e ao tempo, no caso de problemas em regime transiente. As condições de contorno são dados de entrada para uma simulação. Assim, sua precisão está intimamente conectada com os resultados da simulação.

Como já mencionado, na simulação CHT do motor turbo alimentado temos quatro tipos de condição de contorno, essas são: **velocidade de entrada** e **pressão de saída**, ambas para o domínio fluido; **faces adiabáticas**, essas geralmente são aquelas em contato com componentes do motor não considerados na simulação, por exemplo, bomba de água, parafusos, juntas dos dutos de admissão e exaustão, etc.; e por último a condição de **troca de calor por convecção** (representados por um h_{∞} e um T_{∞}) em faces exposta a ação de escoamentos não considerados na simulação, por exemplo, gases dentro da câmara de combustão e pórticos, óleo lubrificante e ar ambiente que circunda o motor.

As faces que recebem essas condições de contorno podem ser visualizadas nas Figura 17 a Figura 25 e os valores numéricos para cada uma dessas condições estão presentes na Tabela 9 e Tabela 10 a seguir.

Tabela 9 - Condições de contorno da camisa d'água.

Face	Vazão mássica de entrada [kg/s]	Pressão de saída [kPa]	Temperatura [K]
Entrada da camisa d'água	1,83	-	363
Saída da camisa d'água	-	101,325	371

As condições de contorno na entrada e na saída da camisa d'água foram fornecidas pelo fabricante do motor.

Tabela 10 - Condições de contorno de convecção no motor.

Condição de Contorno	T_{∞} [K]	h_{∞} [W/m ² .K]
Óleo lubrificante	366	2400
Ar ambiente	313	100
Pórticos de admissão	381,25	412
Pórticos de exaustão	1339,5	661,5
Domos dos cilindros	1213,5	767
<i>Fire ring</i> dos cilindros	1213,5	546,5
Cilindro (Zona 1)	1213,5	546,5
Cilindro (Zona 2)	1054,75	339
Cilindro (Zona 3)	916,5	168,25
Cilindro (Zona banhada a óleo lubrificante)	366	2400
Válvula de aspiração (Zona de Combustão)	1213,5	767
Válvula de aspiração (Zona em contato com óleo lubrificante)	366	2400
Válvula de aspiração (Zona em contato com o ar de Admissão)	381,25	412
Válvula de exaustão (Zona de combustão)	1213,5	767
Válvula de exaustão (Zona em contato com o óleo lubrificante)	366	2400
Válvula de exaustão (Zona em contato com os gases de exaustão)	1339,5	661,5
Assento da válvula de aspiração (Zona de combustão)	1213,5	767
Assento da válvula de exaustão (Zona de combustão)	1213,5	767
Guia da válvula de admissão (Zona em contato com o óleo lubrificante)	366	2400
Guia da válvula de admissão (Zona em contato com o ar de admissão)	381,25	412
Guia da válvula de exaustão (Zona em contato com o óleo lubrificante)	366	2400
Guia da válvula de exaustão (Zona em contato com gases de exaustão)	1339,5	661,5

As condições de contorno das faces expostas a ação dos gases na câmara de combustão e pórticos de admissão e exaustão do motor foram calculadas através de um

modelo 1D do motor turbo comprimido montado de acordo com o trabalho de Gervásio (2017) utilizando o GT-POWER, software de simulação 1-D bastante utilizado na indústria automobilística na previsão de performances do motor.

As condições de contorno para as faces expostas ao ar ambiente e ao óleo de lubrificação foram obtidas com base numa pesquisa na literatura disponível em periódicos. Para o ar ambiente os valores do coeficiente convectivo e temperatura do fluido foram utilizadas de acordo com os valores indicados no trabalho de Patil et al. (2015). Já para o óleo, os valores utilizados estão de acordo com o trabalho de Wang e Berry (1985).

4.4 FÍSICA DO PROBLEMA

Da mesma forma que na geração da malha, a presença de mais de um domínio implica na definição de múltiplas físicas para a representação do problema. No caso da simulação CHT do motor foram definidas três físicas: uma para representar o meio fluido e outras duas para representara o motor. De acordo com Basshuysen e Schafer (2004) o conjunto cabeçote/bloco/junta/sub-bloco é fabricado de Ferro Fundido GG17 e possuem as propriedades da Tabela 11. Já o conjunto válvulas/guias/assentos de válvulas; como indicado pelo relatório SAE-J775 (2004) sobre informações de válvulas reguladoras de pressão; são fabricados com Aço Martensítico H41400, o qual possui as propriedades da Tabela 12.

Tabela 11 - Propriedades do bloco, sub-bloco, cabeçote e junta.

Material	Ferro fundido GG17
Temperatura de referência [K]	400
Condutividade térmica [W/m.K]	44
Densidade [kg/m ³]	7300
Calor específico [J/kg.K]	600

Tabela 12 - Propriedades da válvulas, assentos e guias.

Material	Aço martensítico H41400
Temperatura de referência [K]	400
Condutividade térmica [W/m.K]	42
Densidade [kg/m ³]	7810
Calor específico [J/kg.K]	600

Para o fluido que escoar dentro do motor, foi considerado uma mistura aquosa de Etilenoglicol. Essa substância possui propriedades que variam de acordo com a temperatura e concentração de Etilenoglicol. Valores da densidade, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e calor específico em função da concentração e temperatura foram adotados de acordo com Sun e Teja (2006) e Gallant e Railey (2005), sendo o último utilizado para encontrar apenas o calor específico da substância.

Para uma temperatura média entre a entrada e a saída do fluido no motor (367 K) foi montada a Tabela 13 com as propriedades da mistura aquosa de etilenoglicol para diferentes concentrações. No estudo de convergência de malha descrito na Seção 4.2 foram utilizadas as propriedades da mistura aquosa com 25% de etilenoglicol.

Tabela 13 - Propriedades da mistura aquosa de etilenoglicol.

Concentração de etilenoglicol [%]:	25	50	75
Temperatura de referência [K]:	367	367	367
Viscosidade dinâmica [Pa.s]:	0,000827	0,001375	0,001873
Condutividade térmica [W/m.K]:	0,422	0,329	0,280
Densidade [kg/m ³]:	1019,12	1042,47	1054,06
Calor específico[J/kg.K]:	4012	3615	3150

Além de possuir informações sobre a propriedade dos materiais que constituem os domínios da simulação, a física também carrega consigo informações sobre quais modelos matemáticos e aproximações são utilizadas na representação da física do problema.

A simulação é resolvida em regime estacionário e o escoamento do fluido refrigerante dentro do motor é caracterizado como turbulento. Como visto na Seção 3.3.1, esse regime de escoamento é caracterizado pela aparição de termos médios e de flutuações nas variáveis das equações governantes que descrevem o escoamento (velocidades, pressão, densidade e temperatura). Esse conjunto de equações é chamado de Equação de Navier-Stokes Média de Reynolds (RANS – “*Reynold Averaged Navier-Stokes*”) e é um dos modelos usados na solução do escoamento.

A transição para o regime turbulento requer uma modelagem desse fenômeno. Dentre alguns dos modelos de turbulência citados na Seção 3.3.3, o modelo K-épsilon é um que, segundo o guia de usuário do STAR CCM+, resulta num balanço entre robustez, custo computacional baixo e boa precisão para solução das Equações RANS. Além disso, esse modelo é bastante utilizado em trabalhos publicados com a mesma temática.

O modelo de turbulência está atrelado ao tratamento da camada limite na região próxima à parede do escoamento. Nas simulações foram utilizadas a modelagem *Two-layer All Y+ Wall Treatment*, o qual divide a camada limite em duas regiões a subcamada viscosa e a camada turbulenta. Adicionalmente, esse modelo tende a ser o mais flexível em termos de comprimento da primeira camada e, conseqüentemente, valores de y^+ para o escoamento.

Também é considerado que a densidade do fluido é constante. Assim, a solução da equação do momento e da continuidade podem ser desacopladas da solução da equação da energia. Por último, dois modelos adicionais relacionados à hipótese de densidade constante, e que são referentes ao sistema de solução das equações diferenciais discretizadas são selecionados: o *Segregated Flow* e o *Segregated Temperature Flow*. O primeiro é relativo a solução das equações do momento nas três direções e da equação da continuidade numa dinâmica baseada no método de solução SIMPLE (*Semi-implicit Method for Pressure-Linked Equations*). No segundo, a equação da energia é resolvida em função da temperatura a partir da solução do escoamento, tal modelo é apropriada a simulações que envolvam combustão.

Nos dois domínios sólidos a física é regida pela equação da energia, a qual se reduz ao termo de difusão de calor. Nesse domínio a densidade é considerada constante, assim como as outras propriedades (calor específico e coeficiente de condutividade térmica do material).

4.5 CRITÉRIO DE CONVERGÊNCIA

Ao rodar a simulação, o software irá resolver as equações governantes representadas através de equações equivalentes compostas por operações algébricas através de um sistema de solução (“*solver*”) adequado para o modelo atribuído à física de cada domínio.

Uma maneira padrão de monitorar a convergência da solução de uma simulação é através dos resíduos, os quais são a subtração entre o fluxo (seja ele de massa, energia, momento, etc.) que entram e saem do volume de controle, ou seja, para cada célula do domínio. No caso de escoamentos turbulentos, por exemplo, são calculados os resíduos para as equações da continuidade, para as três componentes do momento, para a energia, para a dissipação turbulenta e para a energia cinética de flutuações turbulentas.

No começo da simulação, os resíduos são altos e à medida que vão passando as iterações, valores menores indicam que a solução está convergindo. Gráficos dos resíduos em função da iteração são automaticamente mostrados ao rodar uma simulação no STAR CCM+. Durante as simulações, percebeu-se que os valores dessa variável caem antes que as variáveis do escoamento (velocidade e temperatura, por exemplo) se estabilizem, podendo chegar a resíduos da ordem de 10^{-9} . Nos Gráfico 12 e no Gráfico 13 temos um exemplo dessa característica para a simulação da malha 3, onde temos o gráfico dos resíduos e dos picos de temperatura nas paredes dos cilindros do motor.

Gráfico 12 - Resíduos da malha 3 após convergência dos monitores.

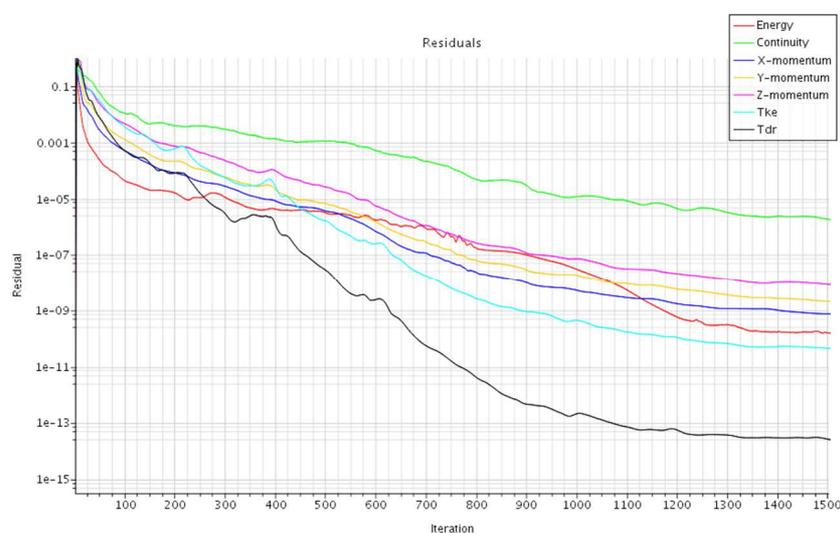
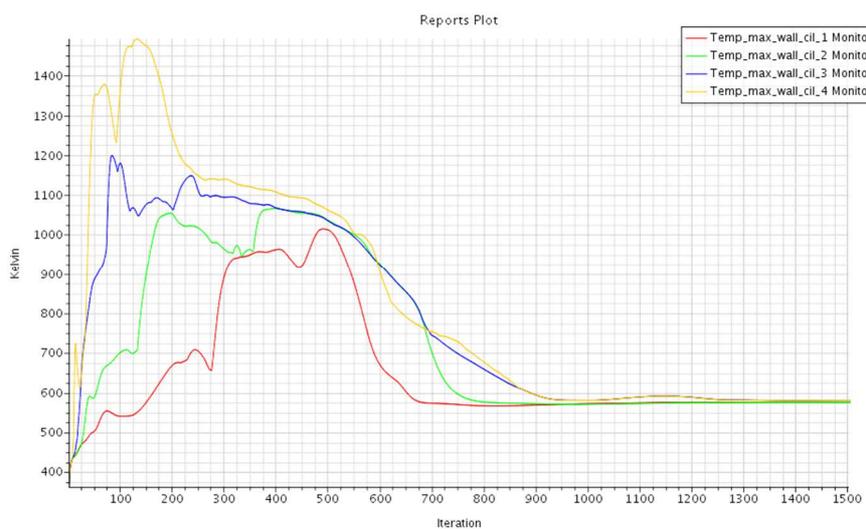


Gráfico 13 - Temperaturas máximas em cada cilindro ao longo das iterações para a malha 3.



Assim, para monitorar a solução foram adicionados relatórios (“reports”) que indicam o valor da velocidade e temperatura na camisa d’água e temperaturas em

superfícies em contato direto com os gases da câmara de combustão, regiões que são expostas às maiores temperaturas no ciclo. Dessa forma, foram utilizados os seguintes relatórios para acompanhar as simulações:

- (1) Temperatura máxima nas paredes do cilindro;
- (2) Temperatura máxima nos domos dos cilindros;
- (3) Temperaturas máxima e mínima na Camisa d'água;
- (4) Temperatura máxima e mínima na saída da camisa d'água, a qual deve ser igual a 371 K devido a condição de contorno imposta nessa face;
- (5) Vazão mássica na saída da camisa d'água, a qual deve ser 1,83 kg/s devido a conservação da massa;
- (6) Velocidade máxima na camisa d'água.

4.6 ESTUDOS PARAMÉTRICOS

Baseado no limite de integridade do material, Chen et al. (2017) em suas simulações adota aproximadamente 560 K como um limite para temperaturas atingidas na parede do cilindro do motor. Após o estudo de convergência de malha, foram observadas temperaturas acima de 560 K nos domos do cabeçote, nos dutos de exaustão e nas paredes do cilindro próximo ao cabeçote (*“fire rings”* e zona 1 do cilindro). Podemos visualizar esses resultados através da Figura 46 e Figura 47, onde podemos ver regiões próximas às válvulas de exaustão com temperaturas próximas a 760 K e nos pórticos de exaustão temperaturas próximas de 790 K.

Figura 46 - Distribuição de temperaturas nos cilindros do motor.

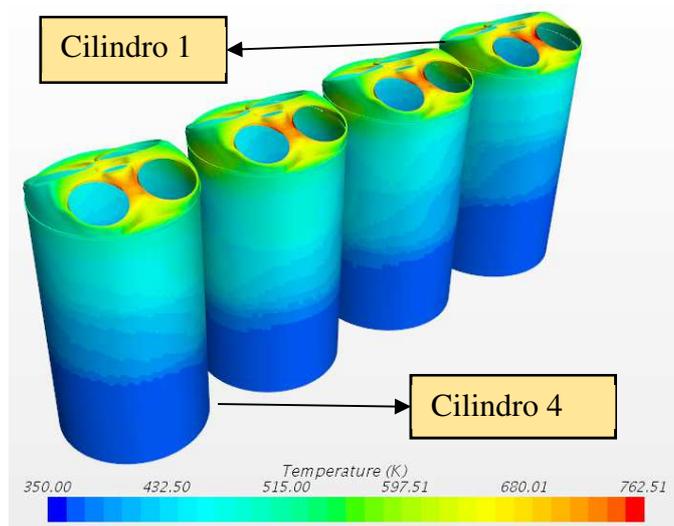
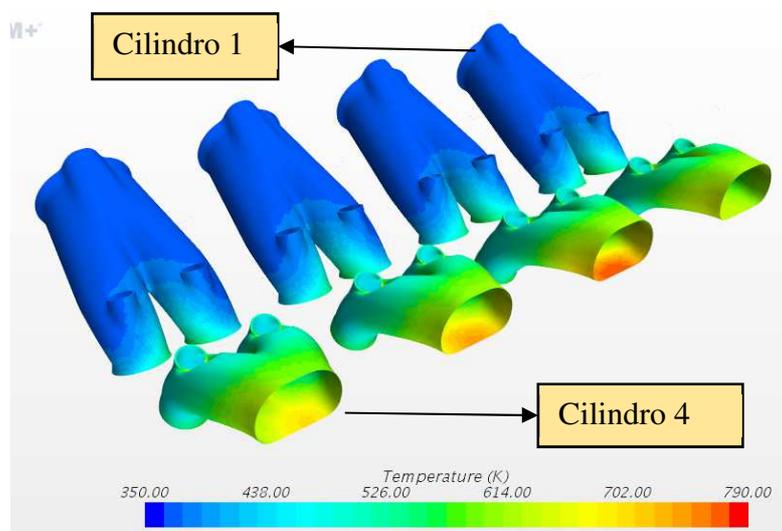


Figura 47 - Distribuição de temperaturas nos pórticos de exaustão e admissão.

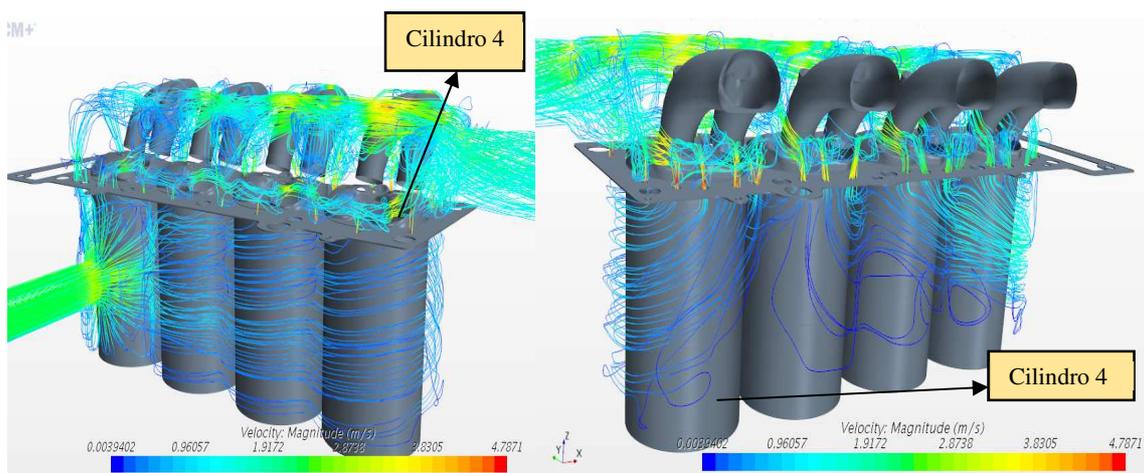


Como as temperaturas dos cilindros não se mostraram tão altas quanto as dos domos, foram estudadas quais as influências que as modificações no fluxo do circuito de resfriamento do motor e nos parâmetros físicos do sistema têm nas temperaturas das regiões da câmara de combustão e pórticos.

O primeiro estudo paramétrico realizado no motor foi a variação da concentração de etilenoglicol na mistura para observar o comportamento das temperaturas do motor frente à variação na concentração desta substância. Com este estudo espera-se obter a melhor composição do fluido refrigerante dentre as expostas anteriormente.

No circuito original da camisa d'água pelo motor, o qual pode ser visualizado através do gráfico de linhas de corrente na Figura 48, a mistura aquosa de etilenoglicol, a 363 K entra no motor através de uma passagem na lateral do primeiro cilindro. Parte do fluxo segue para o segundo cilindro enquanto outra parte vai para o cabeçote, na região acima do primeiro cilindro. No segundo cilindro, novamente, parte do volume de fluido se divide para resfriar o terceiro cilindro e outra parte vai para o cabeçote do segundo cilindro onde se mistura com o escoamento que vem do cabeçote do primeiro cilindro. O processo se repete para o terceiro cilindro, por fim no último cilindro (cilindro 4) o fluxo é direcionado para o cabeçote do quarto cilindro saindo do motor por uma saída nessa região a uma temperatura de 371 K.

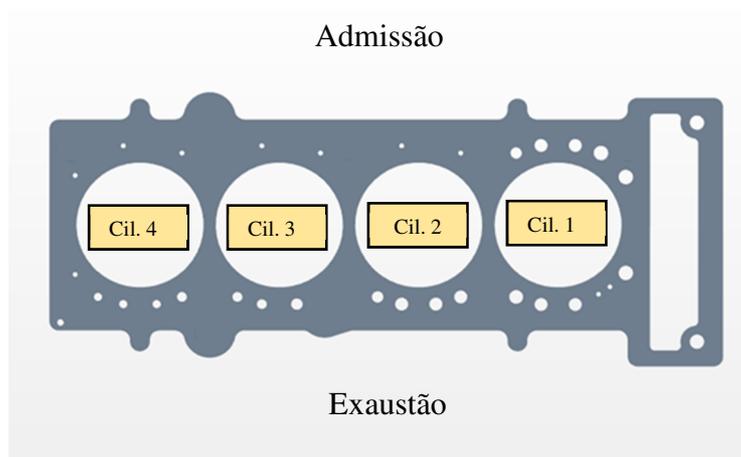
Figura 48 - Linhas de corrente do circuito de resfriamento do motor.



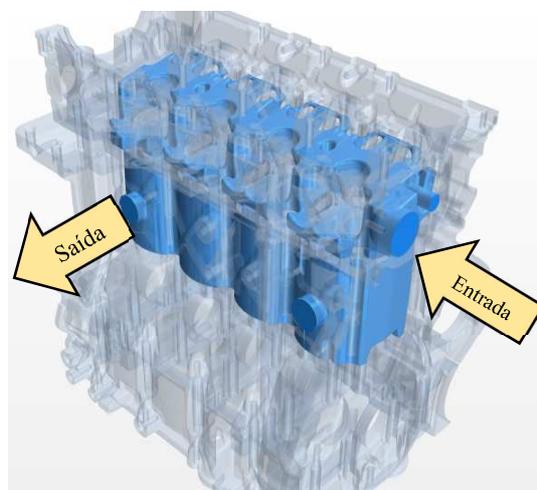
Apesar do escoamento parecer bastante comportado pela descrição anterior, o escoamento na passagem do fluido nas galerias do motor é bastante desordenado e com regiões de recirculação.

Analisando o escoamento e levando em consideração que todos os cilindros foram expostos às mesmas condições de contorno; pode-se afirmar que uma menor quantidade de fluido resfria o cabeçote do primeiro cilindro, visto que não temos fluxo de cilindros anteriores para se somar ao fluxo vindo do bloco. Em contrapartida não é certo que devido a isto as temperaturas no domo do primeiro cilindro sejam maiores que as do quarto cilindro, pois o maior fluxo de massa no cilindro 4 é contrabalanceado pela temperatura mais fria do fluido que vai para o cabeçote no cilindro 1.

Nessa mesma linha de raciocínio é feita a análise das temperaturas no cilindro. Apesar de termos passagens menores na junta nas regiões do cilindro 2, 3 e 4 do que na região do cilindro 1, como vemos pela Figura 49; à medida que vamos avançando do cilindro 1 ao cilindro 4, temos cada vez menos fluido na região do bloco. Dessa forma é esperada uma temperatura menor no cilindro 1 em relação ao cilindro 4. Tal característica pode ser vista na Figura 47 e pelas medidas da temperatura dos pontos 1 e 12 na zona 2 da parede do cilindro, definidos na Figura 36, as quais são 414,61 K e 465,36 K, respectivamente.

Figura 49 - Junta do circuito original do motor.

Devido à diferença entre as temperaturas do bloco e do cabeçote, a primeira modificação no circuito de resfriamento foi fazer o fluido entrar no motor pelo cabeçote e sair pelo bloco, ou seja, foi feita apenas a inversão das condições de contorno na face de entrada e saída do domínio fluido, como mostra a Figura 50. Com esta é esperado que temperaturas mais baixas sejam atingidas no cabeçote, principalmente nos componentes em contato direto com os gases da câmara de combustão.

Figura 50 - Circuito de resfriamento com entrada e saída de água invertida.

Com base nessa primeira modificação do circuito, foi desenhada uma nova junta para a camisa d'água, modificando a passagem de fluido do cabeçote para o bloco. Ainda com a entrada do fluido no cabeçote, a segunda modificação no escoamento limita a passagem de fluido para o bloco, fechando os furos na junta como mostrado na Figura 51. Dessa forma, o fluido refrigerante tem que passar por todos os domos antes de ir para

o bloco. Para que o fluido passe por todos os cilindros, a saída do fluido foi trocada de modo a sair num furo da geometria localizado numa das laterais do cilindro 4, como ilustrado pela Figura 52.

Figura 51 - Modificação na junta original, onde foram mantidos apenas os furos na região do cilindro 1.

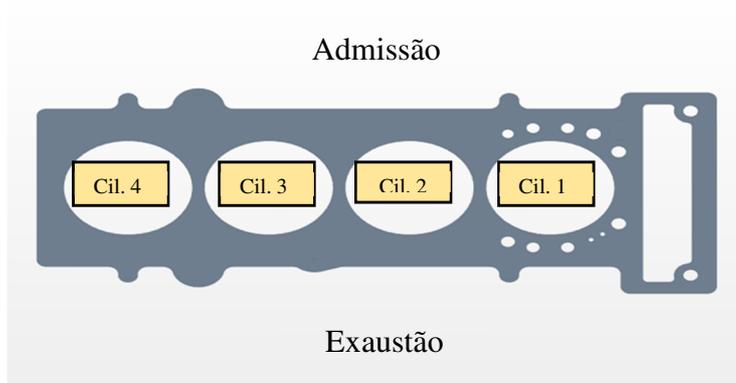
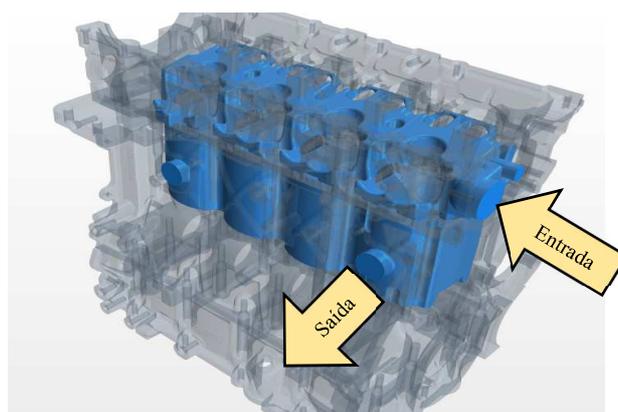
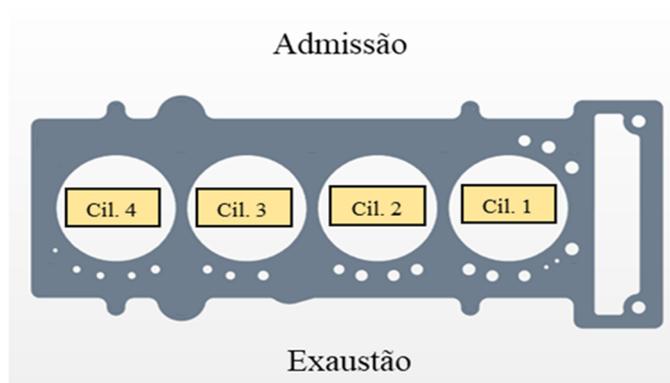


Figura 52 - Alteração no circuito de resfriamento realizada para junta da Figura 5-6.



A última modificação investigada consistiu do fechamento de todas as passagens do lado da admissão (Figura 53). Para que o fluido escoasse pelos cilindros antes de sair do motor na saída da camisa d'água, foi mantida a configuração de entrada e saída da Figura 52.

Figura 53 - Modificação na junta onde foram mantidos os furos do lado de exaustão.



Ainda, na tentativa de diminuir a temperatura do cabeçote do motor, foi estudada a influência da temperatura de entrada e saída do motor mantendo-se fixo o ΔT original de 8 K. Foram realizadas mais duas simulações com a melhor configuração dos circuitos apresentados anteriormente, ou seja, os que resultaram na menor temperatura para o cabeçote e que as temperaturas do bloco se mantiveram no limite indicado por Chen et al. (2017).

Por último, mantendo-se a configuração da camisa d'água empregada no estudo de influência da temperatura, aumentou-se a vazão de fluido refrigerante que entra no motor fixando-se as temperaturas originais e utilizando-se das temperaturas do melhor resultado do estudo da variação de temperatura.

A Tabela 14 mostra um resumo das análises paramétricas realizadas no motor.

Tabela 14 - Análises paramétricas realizadas no motor.

Caso 1: Variar composição do Fluido (Etilenoglicol/Água: 25/75, 50/50 e 75/25).
Caso 2: Troca entre entrada e saída do domínio fluido (Figura 50).
Caso 3: Variação da Junta (Figura 51 e Figura 52).
Caso 4: Variação da Junta (Figura 52 e Figura 53)
Caso 5: Variar temperatura de entrada e saída utilizando a melhor configuração de junta (363 K – 371 K, 359 K – 367 K e 355 K – 363 K).
Caso 6: Variar a vazão de entrada aumentado 20% (1,83 kg/s, 2,20 kg/s e 2,64 kg/s).

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Fazendo as mudanças paramétricas no circuito de arrefecimento propostas no capítulo anterior e suas respectivas simulações, foram encontrados os resultados descritos no presente capítulo.

5.1 RESULTADOS DO CASO 1

O aumento da concentração de etilenoglicol na mistura aquosa, traz consigo um aumento na viscosidade do fluido, como pode-se ver na Tabela 13. Esse aumento deve causar a diminuição da velocidade do fluido dentro do motor, efeito que pode ser visto na Tabela 15, onde as velocidades média e máxima do fluido foram calculadas de acordo com a concentração de etilenoglicol na mistura.

Tabela 15 - Velocidades na camisa d'água e temperaturas nos pórticos e câmara de combustão.

Concentração de etilenoglicol [%]:	25%	50%	75%
Viscosidade dinâmica [Pa.s]:	0,000827	0,001375	0,001873
Velocidade máxima camisa d'água [m/s]:	5,14	5,14	5,15
Velocidade média camisa d'água [m/s]:	0,82	0,79	0,77
Coefficiente de transmissão de calor [W/m ² .K]:	6483,58	3964,27	2813,29
Temperatura máxima pórtico de exaustão [K]:	775,11	789,37	800,80
Temperatura média pórtico de exaustão [K]:	550,79	573,41	592,86
Temperatura máxima pórtico de aspiração [K]:	569,81	585,14	599,26
Temperatura média pórtico de aspiração [K]:	385,26	389,50	393,32
Temperatura máxima nas paredes do cilindro [K]:	581,94	617,57	643,77
Temperatura média nas paredes do cilindro [K]:	405,47	416,37	425,31
Temperatura máxima nos domos [K]:	757,65	784,77	807,92
Temperatura média nos domos [K]:	588,73	612,67	631,82
Temperatura máxima do motor exposta ao ambiente [K]:	731,66	747,07	759,35
Temperatura média do motor exposta ao ambiente [K]:	367,48	368,40	369,31

A Tabela 15 também mostra o comportamento da temperatura máxima e média atingida pela câmara de combustão ao aumentarmos a viscosidade do fluido de arrefecimento.

Na Figura 54 a Figura 56 é exibido um mapa térmico das temperaturas na câmara de combustão e pórtricos do motor para as três concentrações. Nelas observa-se que as temperaturas atingidas nessas partes do motor aumentam à medida que é aumentada a concentração de etilenoglicol.

Figura 54 - Temperaturas nos pórtricos e na câmara de combustão, para uma mistura com 25% de etilenoglicol.

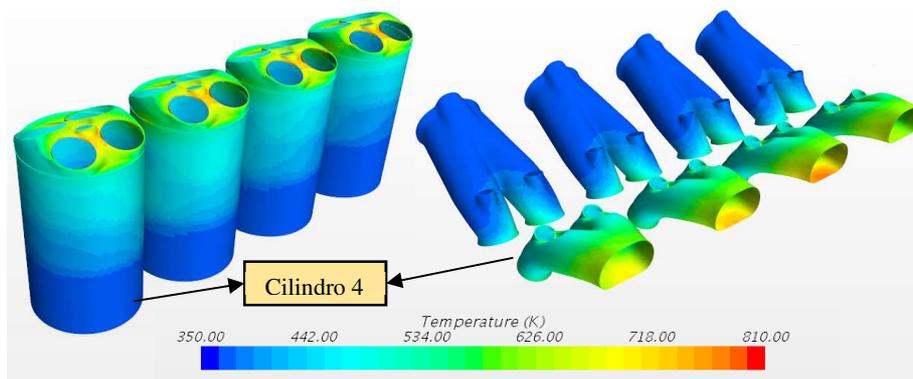


Figura 55 - Temperaturas nos pórtricos e na câmara de combustão, para uma mistura com 50% de etilenoglicol.

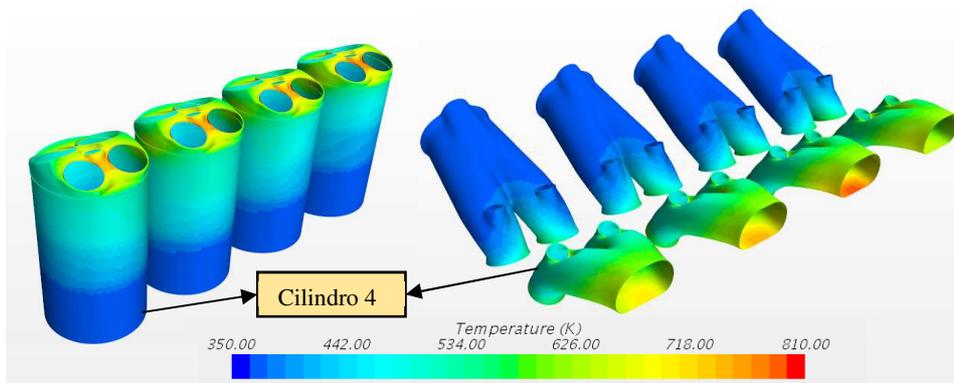
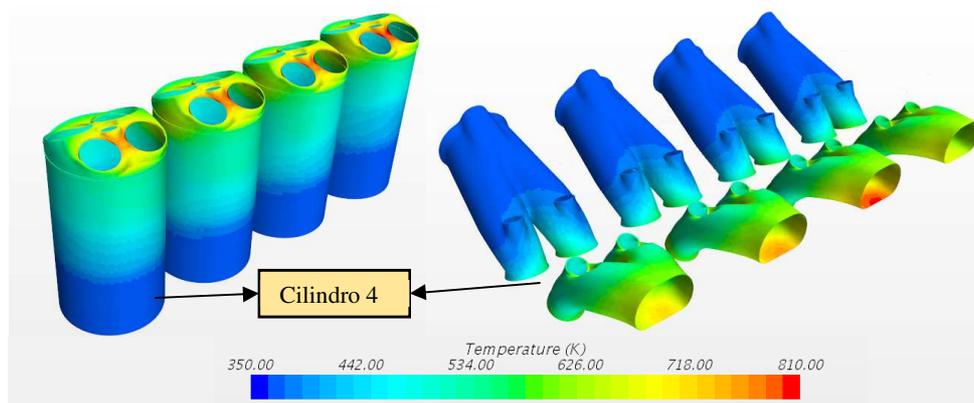


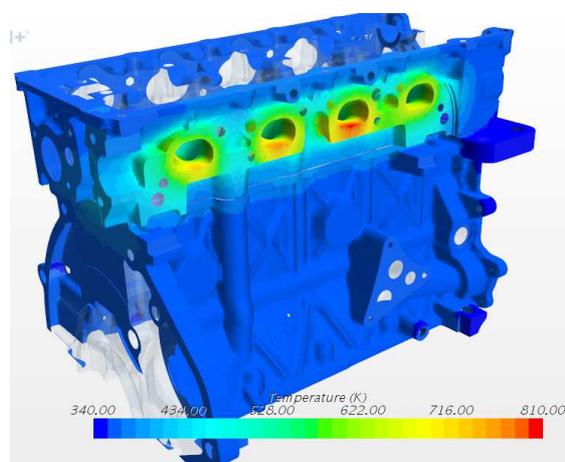
Figura 56 - Temperaturas nos pórtricos e na câmara de combustão, para uma mistura com 75% de etilenoglicol.



A velocidade da camisa d'água e a temperatura da superfície em contato com os gases de combustão se relacionam através do coeficiente de transmissão de calor por convecção (h_{∞}). O aumento da viscosidade do fluido acarreta na diminuição de h_{∞} , como pode ser visto na terceira linha da Tabela 15, e quanto menor essa grandeza menos calor é retirado da superfície, ocorrendo o aumento da temperatura.

Pela Tabela 15 observa-se que a temperatura máxima da parte exposta ao ar ambiente é bastante alta, tal temperatura é referente à parte próxima ao pórtico de exaustão, como ilustrado na Figura 57.

Figura 57 - Temperatura na superfície exposta ao ar ambiente, para uma mistura com 75% de etilenoglicol.



Com base nos resultados do Caso 1, foi utilizado para os próximos casos do estudo paramétrico a composição da camisa d'água com menor concentração de etilenoglicol, ou seja, a mistura com 25/75 de etilenoglicol/água.

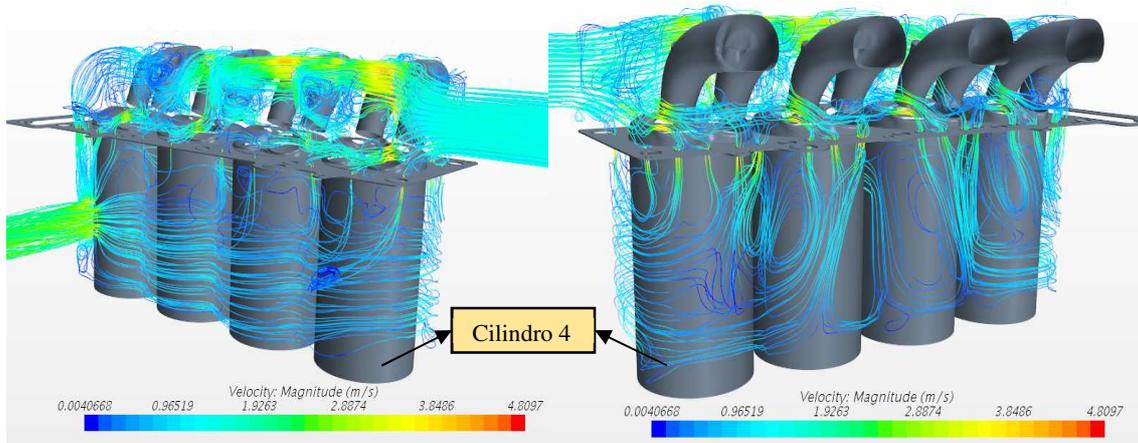
5.2 RESULTADOS DO CASO 2

Ao modificar o circuito como proposto nesse caso, o escoamento descrito anteriormente se inverte. Dessa forma, o fluido mais frio entra pelo cabeçote do cilindro 4 resfriando-o. Nesse momento, parte do fluxo segue para o domo do próximo cilindro e outra parte segue para o bloco do quarto cilindro. O processo se repete para os próximos cilindros e no último, o fluido do cabeçote do cilindro 1 se junta ao fluido que resfria o bloco nessa região saindo pela passagem indicada na Figura 50.

Acerca do escoamento, é possível ver através da Figura 58 que as linhas de corrente na região do bloco do cilindro 4 e 3 apresentam velocidades maiores em relação ao circuito original do camisa d'água (Figura 48). Além disso, comparando os dois casos

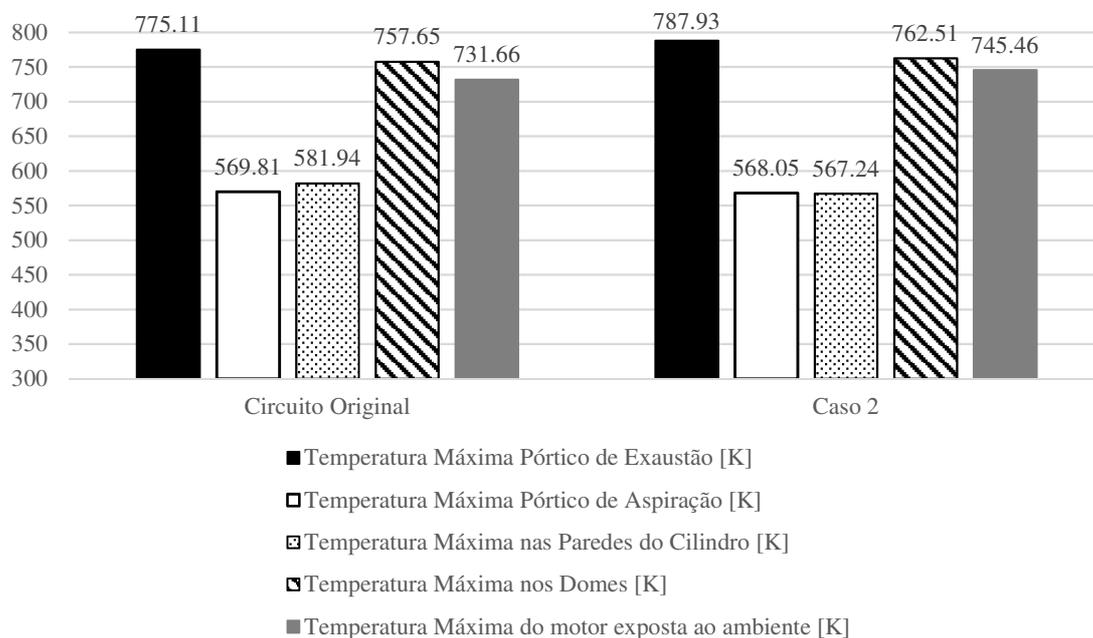
é perceptível que no escoamento do Caso 2 mais linhas de corrente fluem sobre as paredes do cilindro do lado dos pórticos de exaustão.

Figura 58 - Linhas de corrente do escoamento no Caso 2.



No Gráfico 14 e no Gráfico 15 temos, respectivamente, as temperaturas máximas e médias de algumas regiões expostas aos gases de combustão e admissão.

Gráfico 14 - Temperaturas máximas do Caso 2.

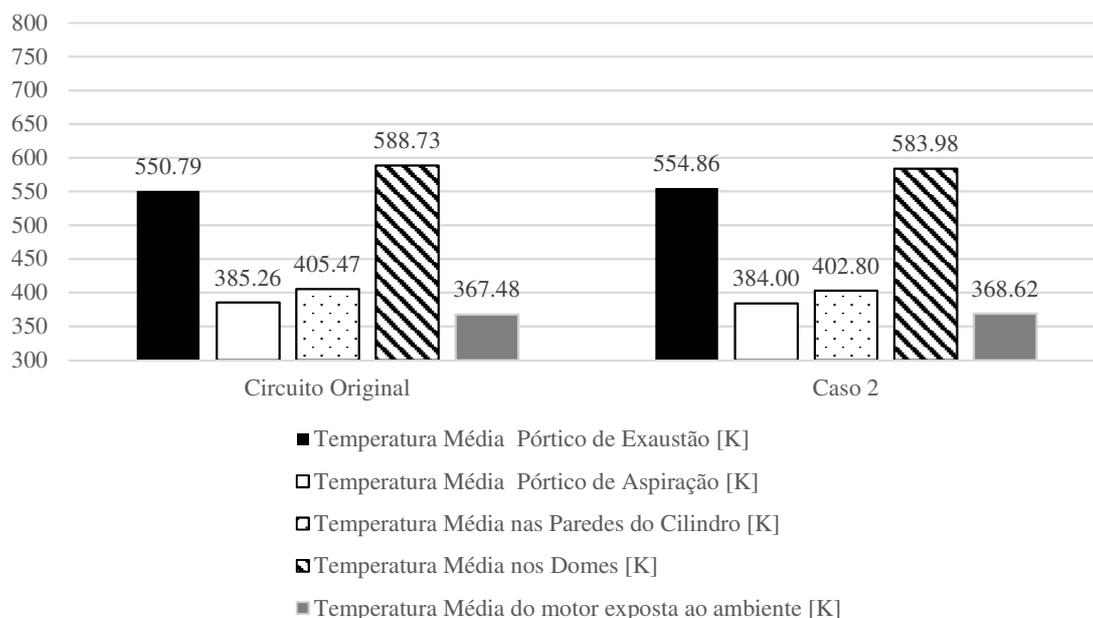


Através do Gráfico 14 podemos ver que em média foram obtidas temperaturas máximas nas áreas próximas à zona de combustão acima das obtidas pelo circuito original. A única diminuição observada foi nas paredes do cilindro onde tivemos uma redução de 14,7 K. Como visto, a região onde o motor é exposto ao ar ambiente sofreu

um aumento de aproximadamente 14 K devido ao aumento na temperatura máxima do pórtico de exaustão.

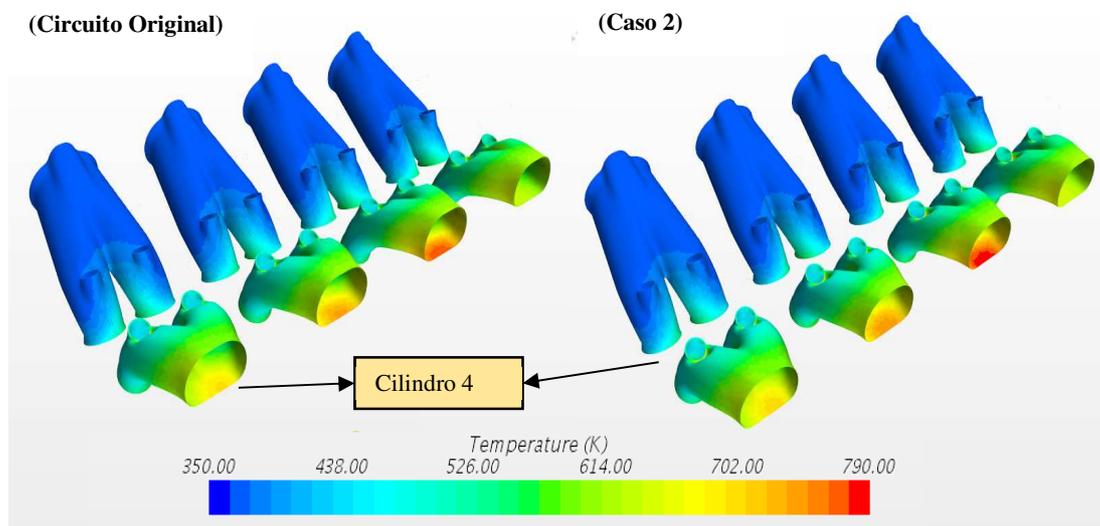
No entanto, olhando as temperaturas médias das mesmas regiões consideradas na figura anterior, podemos notar que a mudança do Caso 2 resultou na diminuição (mesmo que pouca) na temperatura média dos domos e das paredes do cilindro.

Gráfico 15 - Temperaturas médias do Caso 2.



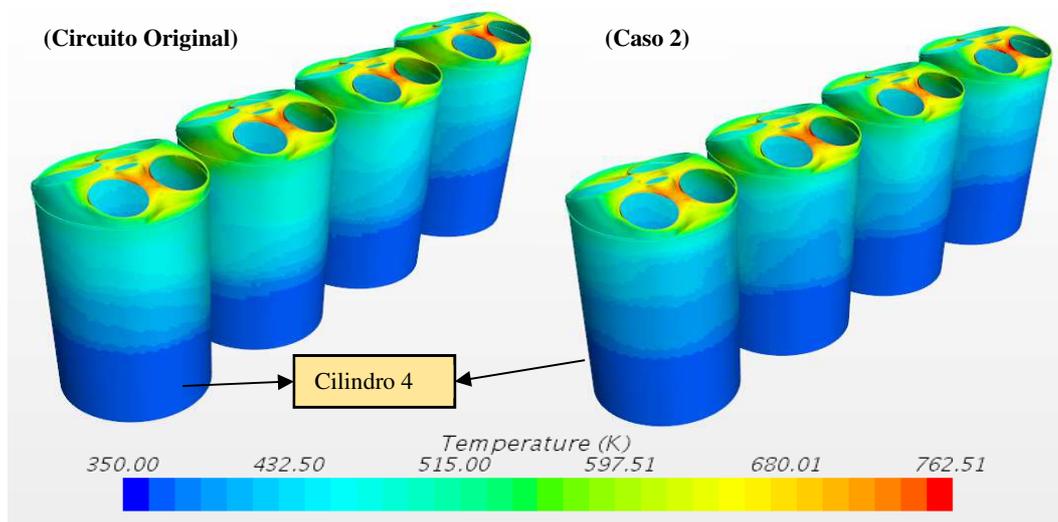
Uma melhor visualização da distribuição de temperaturas nas superfícies pode ser feita através da Figura 59 e da Figura 60. É perceptível o aumento da temperatura máxima no pórtico de exaustão do cilindro 2, porém a mudança no escoamento não influencia nos padrões de picos de temperatura que continuaram ocorrendo neste cilindro 2.

Figura 59 - Mapa térmico dos pórticos (Caso 2).



Através da Figura 60 percebe-se a leve mudança na temperatura da parede do cilindro, indicada pela média do Gráfico 15.

Figura 60 - Mapa térmico da câmara de combustão (Caso 2).



Valores numéricos das temperaturas médias e máximas da câmara de combustão, para cada cilindro, podem ser vistas na Tabela 16. Olhando as temperaturas médias das regiões expostas à combustão, foi observada uma pequena diminuição das temperaturas nos domos, exceto no cilindro 4 onde a temperatura permanece quase a mesma.

Nas paredes do cilindro foram alcançadas uma diminuição nas temperaturas médias dos cilindros 3 e 4. Em contrapartida, no cilindro 1 tivemos um pequeno aumento (4,63 K) o qual talvez tenha ocorrido devido ao fluido mais quente passando nessa região, onde o fluxo se mistura para sair do motor.

Nas temperaturas máximas dos cilindros foram encontrados resultados mais satisfatórios que o demonstrado pela média. Neles, a temperatura máxima diminuiu mais de 10 K, chegando a 19 K no cilindro 4 e 12 K no cilindro 1.

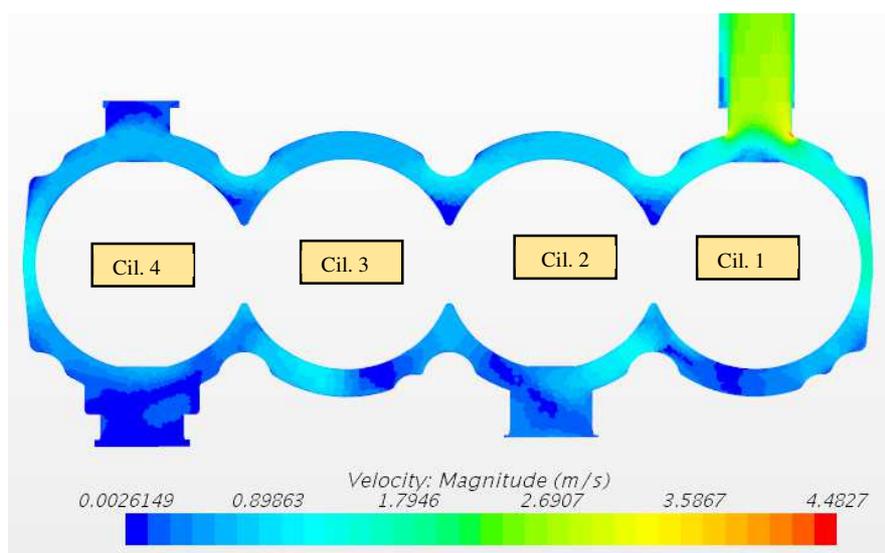
Nos domos, apenas o do cilindro 2 sofreu uma diminuição em sua temperatura máxima. Diferente do mostrado pelas médias, o pico de temperatura foi observado no cilindro 1 aumentando inclusive em relação ao circuito original, porém seguindo o padrão onde tivemos também um pico de temperatura no domo do cilindro 1.

Tabela 16 - Temperaturas médias e máximas nos domos e paredes de cada cilindro (Caso 2).

		Circuito Original	Caso 2	ΔT
Temperatura média [K]	Domo cilindro 1	592,35	586,84	5,51
	Domo cilindro 2	594,85	583,26	11,59
	Domo cilindro 3	590,52	588,49	2,02
	Domo cilindro 4	577,20	577,33	-0,13
	Parede cilindro 1	395,22	399,85	-4,63
	Parede cilindro 2	404,25	404,68	-0,42
	Parede cilindro 3	412,97	405,72	7,26
	Parede cilindro 4	409,43	400,98	8,45
Temperatura máxima [K]	Domo cilindro 1	757,65	762,51	-4,86
	Domo cilindro 2	746,49	738,76	7,73
	Domo cilindro 3	747,10	751,90	-4,80
	Domo cilindro 4	737,22	736,82	0,40
	Parede cilindro 1	577,55	558,37	19,18
	Parede cilindro 2	575,87	557,11	18,76
	Parede cilindro 3	580,64	566,63	14,01
	Parede cilindro 4	580,21	567,24	12,96

Com a modificação do Caso 2, esperava-se uma temperatura mais baixa no domo do cilindro 4, o que não ocorreu e as temperaturas média e máxima se mantiveram quase constantes. Essa inversão do escoamento resultou também no movimento do fluido na região dos últimos cilindros, como pode-se ver na Figura 61 onde são exibidas as velocidades no plano traçado da Figura 40.

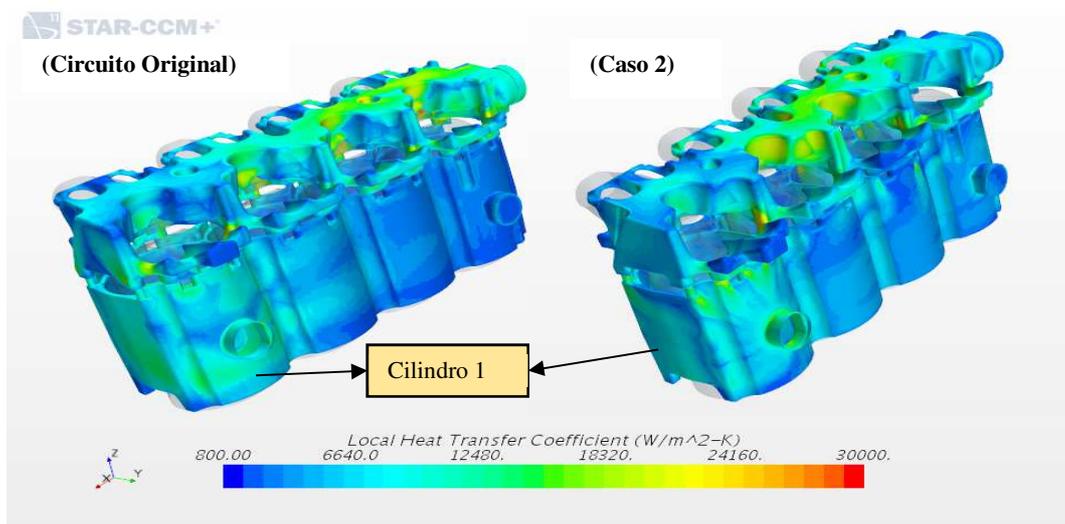
Figura 61 - Velocidades no plano traçado na Figura 40 (Caso 2).



As maiores velocidades no bloco resultaram no aumento do coeficiente de transmissão de calor (h_{∞}) da região, Figura 62. A modificação também resultou na diminuição do h_{∞} na região do cabeçote do cilindro 4, característica que pode refletir o aumento do pico de temperatura nessa região.

Fazendo a média para o h_{∞} no cabeçote e no bloco, no circuito original da camisa d'água foi atingido um valor de 9.297,73 W/m².K e 4.639,96 W/m².K, respectivamente, enquanto que no Caso 2 foi obtido 8.488,78 W/m².K e 5.308,03 W/m².K. Mudanças que influenciam nas variações de temperaturas de um caso para o outro.

Figura 62 - Coeficiente de transferência de calor do Circuito Original e do Caso 2.



No Caso 2 foi obtida diminuições nas temperaturas máximas das paredes dos cilindros. Ao contrário do esperado as temperaturas dos domos não sofreram redução significativa e a temperatura do domo do cilindro 4, primeiro a ser atingido pelo fluido, não sofreu uma redução e sua média permaneceu praticamente inalterada. Tal fato deve estar relacionado ao escoamento nessa região, entrada do fluido de resfriamento no motor. Devido a mudança no escoamento foi observada uma mudança na distribuição do h_{∞} da região fluida, havendo a diminuição da temperatura em algumas regiões do domo e o aumento em outras.

5.3 RESULTADOS DO CASO 3

Neste caso, como mostrado novamente pela Figura 63, a junta foi modificada de modo a fazer o fluido refrigerante escoar por todos os domos do motor antes de ir para os

cilindros, onde, de acordo com a saída indicada na Figura 52, passa por todos os cilindros antes de sair do motor. O escoamento pode ser visto na Figura 64 onde temos as linhas de corrente do escoamento do Caso 3.

Figura 63 - Modificação na junta original, onde foram mantidos apenas os furos na região do cilindro 1.

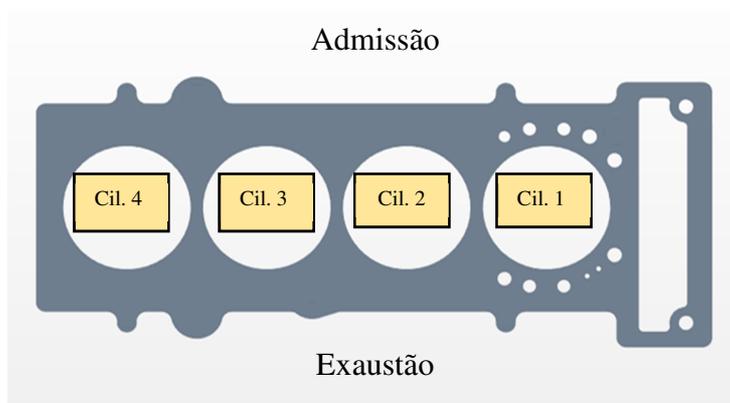
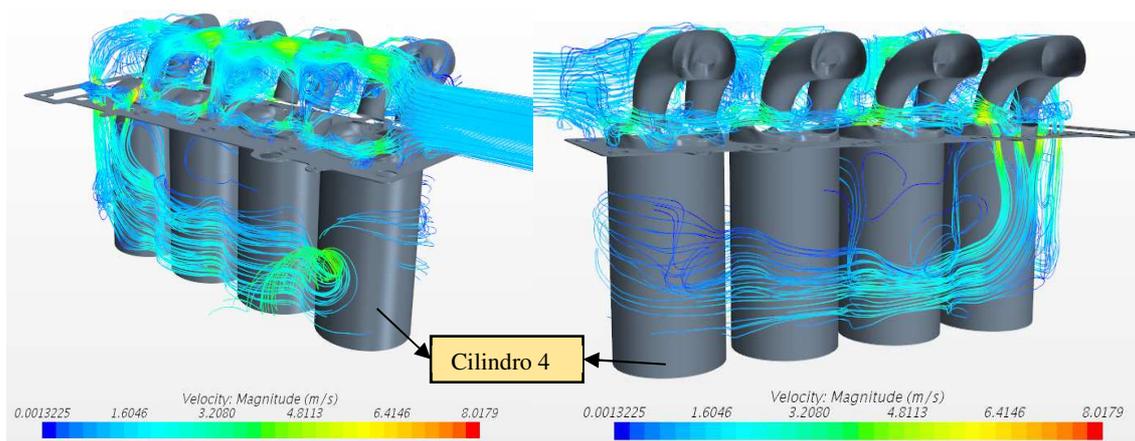


Figura 64 - Linhas de corrente do escoamento no Caso 3.



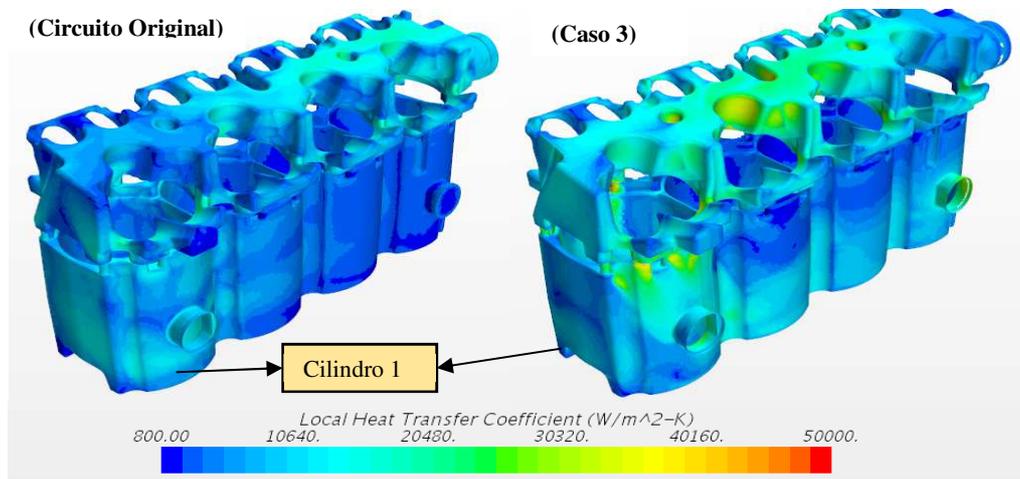
A modificação feita na junta resultou no aumento das velocidades atingidas pelo fluido em relação ao Caso 2, pois agora uma maior quantidade de fluido passa de um domo para o outro como resultado do fechamento das passagens do fluido para o bloco. Após a simulação foi observada uma velocidade máxima de 9,24 m/s e uma velocidade média de 1,27 m/s ao longo das galerias do motor.

Da Figura 64 também é perceptível a maior concentração de linhas de corrente na zona dos cilindros em contato com o óleo (região mais abaixo do cilindro) e parte da zona 3 do cilindro, esta característica se dá devido às maiores velocidades atingidas pelo fluido o qual ao passar para o bloco, se desloca o máximo que pode para baixo.

Dessa maneira, essa característica do escoamento é refletida na distribuição do h_{∞} , Figura 65, onde temos maiores valores de h_{∞} nas regiões do cilindro citadas

anteriormente. Numericamente, a mudança do escoamento resultou num aumento do h_{∞} médio no bloco e no cabeçote os quais foram $7.464,1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ e $12.213,2 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, respectivamente.

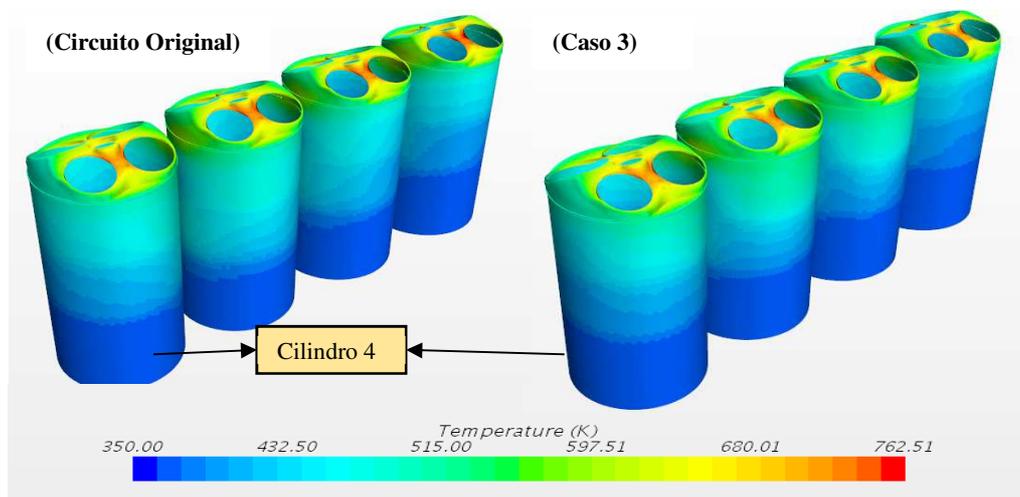
Figura 65 - Coeficiente de transferência de calor do Circuito Original e do Caso 3.



O aumento no h_{∞} influenciou no mapa térmico da câmara de combustão (Figura 66), onde podemos perceber maiores temperaturas nas zonas 1 e 2 dos cilindros 2, 3 e 4 como resultado do padrão de escoamento discutido na Figura 64. É notável que nos casos anteriores foi obtida uma maior homogeneidade na distribuição de temperaturas da parede do cilindro, um em relação ao outro, no Caso 3 foi obtida uma distribuição de temperatura bem diferente de um cilindro para o outro.

Em relação aos domos dos cilindros, observou-se uma diminuição da temperatura na região de máxima temperatura apenas dos domos do cilindro 1, 2 e 3.

Figura 66 - Mapa térmico da câmara de combustão (Caso 3).



Para se ter uma ideia dos valores numéricos, na Tabela 17 estão listadas as temperaturas médias e máximas do domo e da parede de cada um dos cilindros. Com ela temos valores para as diminuições comentadas anteriormente. Novamente o domo do cilindro 4 não teve diminuição em sua temperatura média e na máxima.

Tabela 17 - Temperaturas médias e máximas nos domos e paredes de cada cilindro (Caso 3).

		Circuito Original	Caso 3	ΔT
Temperatura média [K]	Domo cilindro 1	592,35	569,10	23,25
	Domo cilindro 2	594,85	579,85	15,00
	Domo cilindro 3	590,52	581,96	8,55
	Domo cilindro 4	577,20	578,49	-1,29
	Parede cilindro 1	395,22	394,67	0,55
	Parede cilindro 2	404,25	406,97	-2,71
	Parede cilindro 3	412,97	411,64	1,34
	Parede cilindro 4	409,43	405,51	3,91
Temperatura máxima [K]	Domo cilindro 1	757,65	735,98	21,67
	Domo cilindro 2	746,49	740,54	5,95
	Domo cilindro 3	747,10	735,61	11,49
	Domo cilindro 4	737,22	736,20	1,02
	Parede cilindro 1	577,55	554,41	23,14
	Parede cilindro 2	575,87	560,48	15,38
	Parede cilindro 3	580,64	571,20	9,43
	Parede cilindro 4	580,21	571,22	8,99

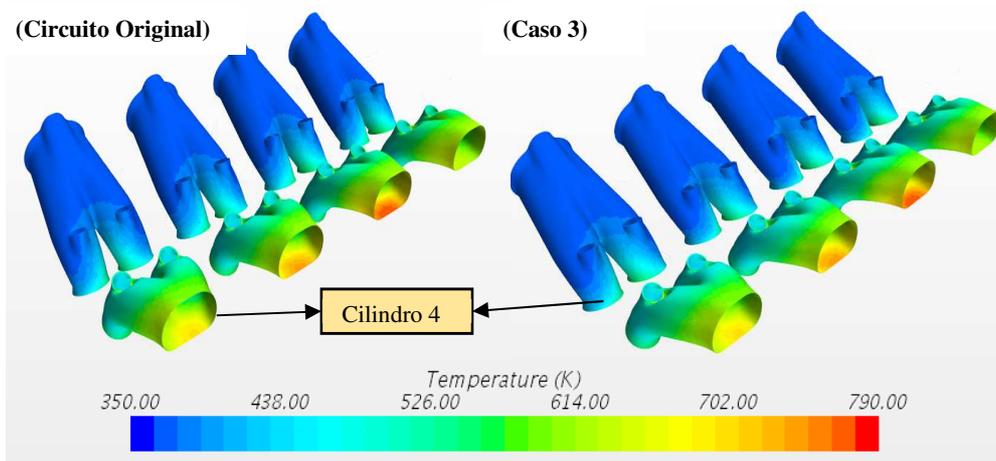
Pelas temperaturas máximas nos domos, foi observada uma maior uniformidade dessa variável de um cilindro para outro (aproximadamente 5 K). Em relação às temperaturas médias dessa região, pôde-se observar uma redução nas temperaturas.

Nas paredes dos cilindros, a mudança resultou numa redução no seu pico de temperatura (por volta de 20 K no cilindro 1), porém essas temperaturas não ficaram uniformes como ocorreu nos domos e no circuito original, tal fato possivelmente se dá devido ao fluido vir acumulando energia ao longo do seu percurso chegando mais quente nos dois últimos cilindros. Porém as temperaturas médias nessa região ficaram quase inalteradas.

Na região dos pódicos, é possível constatar pela Figura 67 que a mudança no padrão do escoamento não influenciou na diminuição da temperatura dos pódicos, as quais ficaram próximas as temperaturas das do circuito original do fluido, com 772,55 K para a temperatura máxima atingida no pódico de exaustão do Caso 3 e de 560,71 K no

pórtico de admissão deste caso, enquanto que para o circuito original foi obtido 775,11 K e 569,81 K, respectivamente.

Figura 67 - Mapa térmico dos pórticos (Caso 3).



Com a presente modificação do escoamento, foram atingidas temperaturas menores. Os picos de temperaturas nas paredes do cilindro, apesar de diferentes de um cilindro para outro, também foram reduzidos. Porém, em média, as temperaturas desta região ficaram inalteradas. No entanto, apesar da diminuição, as temperaturas permaneceram acima da indicada como mínima por Chen et al. (2017).

5.4 RESULTADOS DO CASO 4

Neste caso, todas as passagens de fluido do cabeçote para o bloco no lado da admissão foram fechadas (Figura 68), forçando o fluido a passar para o bloco apenas pelo lado da exaustão, como mostram as linhas de corrente do escoamento (Figura 69).

Figura 68 - Modificação na junta onde foram mantidos os furos do lado de exaustão.

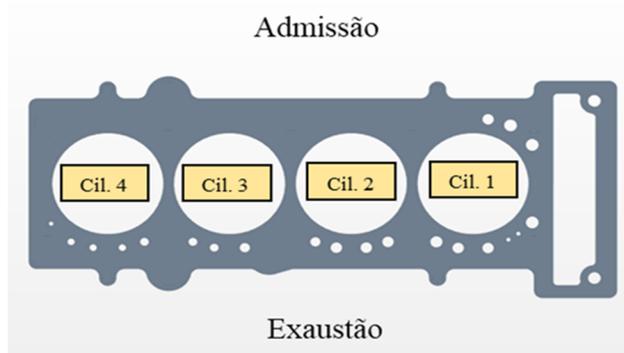
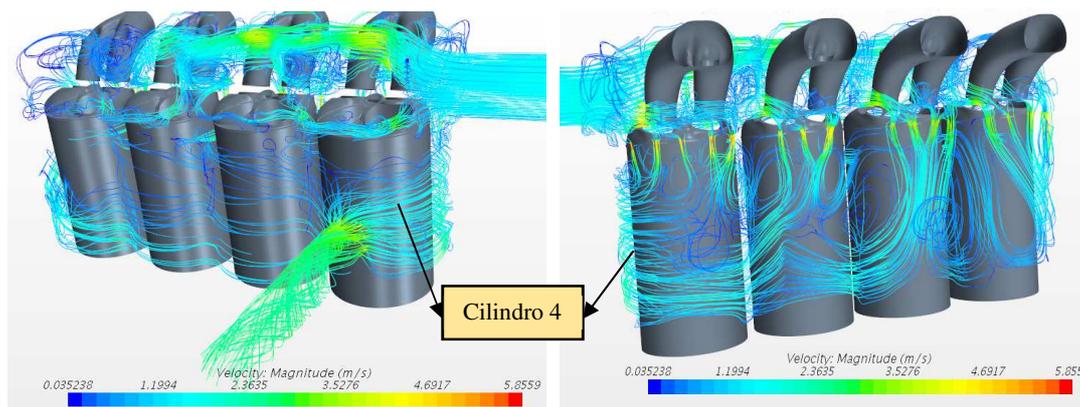
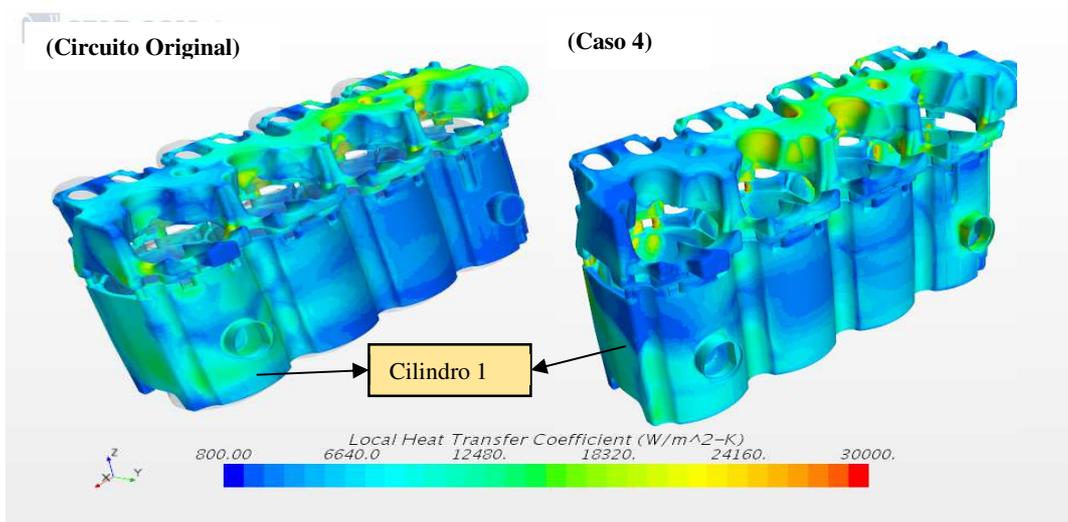


Figura 69 - Linhas de corrente do escoamento no Caso 4.



Com essa modificação, foi aumentada a velocidade do fluido no cabeçote, não tanto quanto o Caso 3, obtendo velocidades médias de 1,02 m/s e máximas de 6,09 m/s o que resultou no aumento do coeficiente de transmissão de calor por convecção, como mostra a Figura 70. Nesse estudo, foram obtidos valores médios para esta variável de 8.450,28 W/m².K e 6.885,50 W/m².K no cabeçote e no bloco do motor respectivamente.

Figura 70 - Coeficiente de transferência de calor do Circuito Original e do Caso 4.

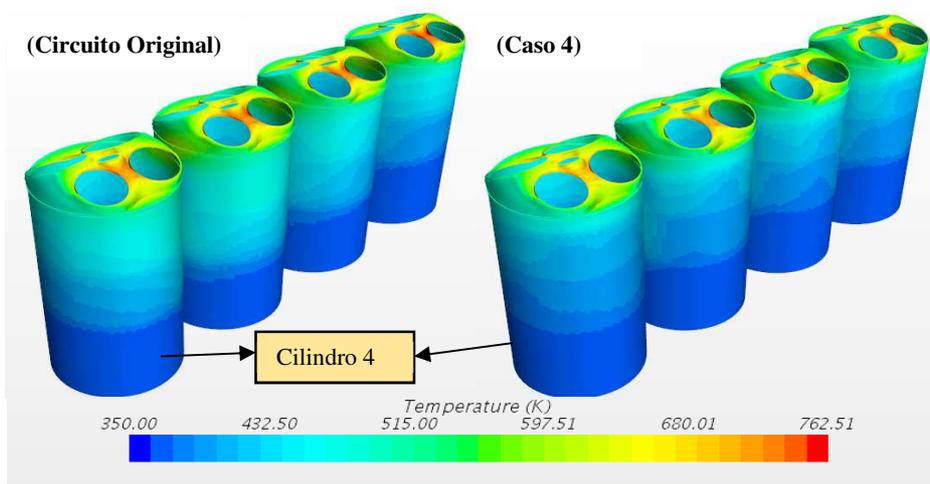


Como pode ser visto pela Tabela 18, a modificação no circuito do fluido refrigerante resultou na diminuição das temperaturas médias e picos de temperatura da câmara de combustão, com as temperaturas máximas da parede do cilindro chegando próximas ao valor máximo de referência utilizado em Chen et al. (2017).

Tabela 18 - Temperaturas médias e máximas nos domos e paredes de cada cilindro (Caso 4).

		Circuito Original	Caso 4	ΔT
Temperatura média [K]	Domo cilindro 1	592,35	583,93	8,42
	Domo cilindro 2	594,85	576,64	18,21
	Domo cilindro 3	590,52	583,32	7,20
	Domo cilindro 4	577,20	573,24	3,95
	Parede cilindro 1	395,22	402,22	-7,00
	Parede cilindro 2	404,25	402,81	1,44
	Parede cilindro 3	412,97	403,17	9,80
	Parede cilindro 4	409,43	398,28	11,15
Temperatura máxima [K]	Domo cilindro 1	757,65	729,95	27,71
	Domo cilindro 2	746,49	710,97	35,52
	Domo cilindro 3	747,10	727,32	19,78
	Domo cilindro 4	737,22	714,41	22,81
	Parede cilindro 1	577,55	552,89	24,66
	Parede cilindro 2	575,87	552,97	22,89
	Parede cilindro 3	580,64	561,48	19,16
	Parede cilindro 4	580,21	562,04	18,17

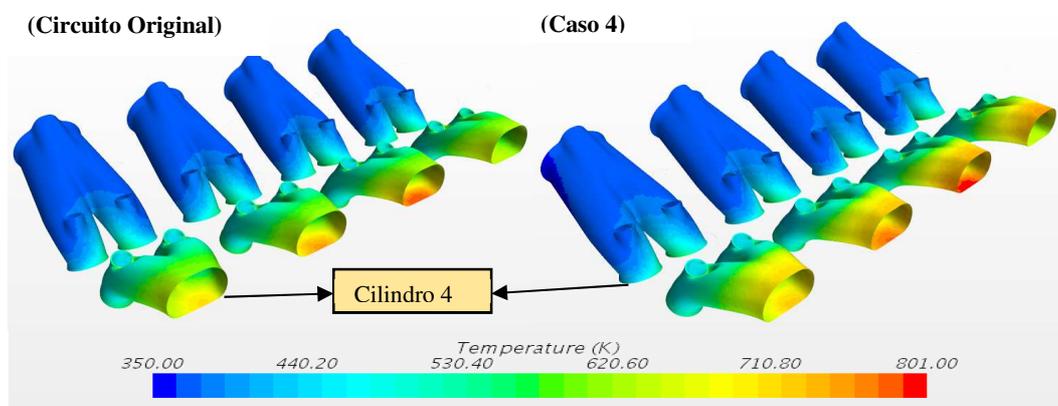
Na Figura 71, pode-se ver o mapa térmico da câmara de combustão onde é possível observar as diminuições das temperaturas nessa região.

Figura 71 - Mapa térmico da câmara de combustão (Caso 4).

Contudo, a modificação resultou no aumento das temperaturas atingidas nos pórticos como mostra a Figura 72. Assim como ocorrido em todas os casos, o pórtico de exaustão do cilindro 2 foi onde ocorreram os picos de temperaturas. Com as modificações do Caso 4, essa região teve um pico de temperatura de 800,58 K. Já a temperatura média

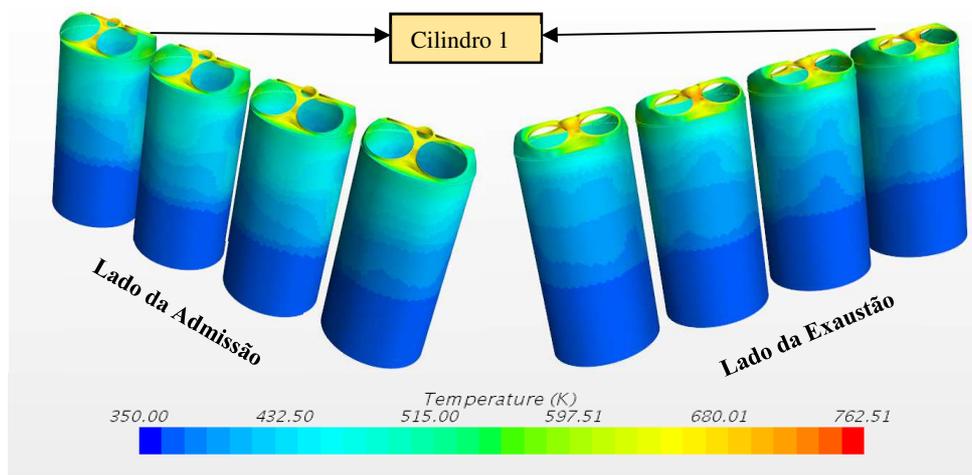
dos pórticos de exaustão foi de 572,28 K, o que representou um aumento de 21,49 K em relação ao circuito original.

Figura 72 - Mapa térmico dos pórticos (Caso 4).



Outro fato observado sobre os resultados foi que como o fluido está escoando para o bloco do motor por furos apenas de um lado da junta (lado dos pórticos de exaustão), h_{co} do bloco nesse lado é maior que o do lado da admissão. Dessa forma foi obtida uma diferença nas temperaturas das paredes do cilindro como mostra a Figura 73.

Figura 73 - Diferença na distribuição de temperatura no lado de exaustão e admissão da parede dos cilindros.



Para quantificar essa diferença numericamente, foram obtidas as temperaturas nos pontos 2 e 4 da zona 1 do cilindro (Figura 36). Nesses foi alcançada uma diferença de 40 K entre eles (448,46 K para o ponto 2 e 408,04 K para o ponto 4).

Apesar de terem sido baixadas as temperaturas máximas do bloco para temperaturas próximas de 560 K e serem obtidos os menores picos de temperatura nos domos (dentre todos os casos), a modificação resultou num aumento nas temperaturas do

pórtico de exaustão e uma maior diferença entre as temperaturas da parede do cilindro do lado da exaustão e da admissão. Diferença de temperaturas que para os mesmos pontos (2 e 4 da zona 1) nos demais casos foi em torno de 5 K a 10 K.

5.5 RESULTADOS DO CASO 5

De todos os casos testados até o momento, em nenhum deles foi conseguiu-se baixar a temperatura dos domos para a faixa de temperatura apontada em Chen et al. (2017). Dentre eles, o Caso 4 chegou a reduzir 35 K do pico de temperaturas num dos cilindros em relação a configuração inicial, assim como ocorreu com os picos de temperatura nas paredes do cilindro que chegaram a 562,04 K no cilindro 4. Por outro lado, no Caso 4 foram observadas altas temperaturas nos pórticos.

Já no Caso 3 não foram obtidas diminuições tão altas quanto as citadas anteriormente, porém neste caso as temperaturas médias da câmara de combustão foram menores. Tais temperaturas, de certa forma, são mais representativas que os picos, pois representam uma região.

Utilizando o circuito de arrefecimento proposto no Caso 3, neste caso e no caso seguinte serão analisadas mudanças nas condições de entrada do fluido no motor. O Caso 5 consiste da diminuição da temperatura de entrada do fluido no motor, mas mantendo o ΔT de 8 K indicado pelo fabricante do motor sendo utilizados os seguintes valores de temperatura de entrada/ saída: 359 K/ 367 K e 355 K/ 363 K.

O componente utilizado no condicionamento da temperatura do fluido refrigerante antes de entrar novamente no motor é o radiador, que basicamente funciona como um trocador de calor entre o ar e a mistura aquosa de etilenoglicol. No entanto, não foi feito um estudo para saber se tais temperaturas de entrada e saída podem ser atingidas.

Modificando as temperaturas, foram obtidas as temperaturas médias e máximas para a câmara de combustão da Tabela 19. De acordo com essa tabela, com a diminuição da temperatura de entrada e saída do fluido foi obtida uma redução de 2,5 K nas temperaturas médias da câmara. Nos picos de temperaturas dos domos a modificação também diminui em média 2 K o que não representa muito tendo em vista que as máximas nessa região se encontram bastante acima do limite adotado por Chen et al. (2017). Porém, para as paredes do cilindro a modificação proporcionou uma boa queda nas temperaturas, principalmente os cilindros 4 e 3 que tinham os maiores picos.

Tabela 19 - Temperaturas médias e máximas da câmara de combustão para as Tentrada/ Tsaída consideradas.

		363K/ 371K	359K/ 367K	ΔT	355K/ 363K	ΔT
Temperatura média [K]	Domo cilindro 1	569,10	566,95	2,15	564,21	2,74
	Domo cilindro 2	579,85	577,36	2,49	574,68	2,68
	Domo cilindro 3	581,96	579,60	2,36	576,95	2,65
	Domo cilindro 4	578,49	575,66	2,83	572,82	2,85
	Parede cilindro 1	394,67	392,64	2,03	390,09	2,55
	Parede cilindro 2	406,97	404,95	2,02	402,59	2,35
	Parede cilindro 3	411,64	409,42	2,22	407,20	2,21
	Parede cilindro 4	405,51	402,79	2,73	400,78	2,01
Temperatura máxima [K]	Domo cilindro 1	735,98	734,73	1,25	732,53	2,20
	Domo cilindro 2	740,54	738,42	2,12	736,19	2,23
	Domo cilindro 3	735,61	733,24	2,37	730,98	2,26
	Domo cilindro 4	736,20	733,99	2,21	731,69	2,30
	Parede cilindro 1	554,41	552,79	1,62	549,71	3,08
	Parede cilindro 2	560,48	558,35	2,14	555,73	2,62
	Parede cilindro 3	571,20	566,61	4,59	563,82	2,79
	Parede cilindro 4	571,22	566,70	4,52	563,87	2,83

Na região dos pórticos foi obtida a mesma variação de temperatura alcançada nos domos, o que representa uma pequena diminuição, já que as temperaturas nessa região também se encontram muito altas.

Relativo ao coeficiente de transmissão de calor por convecção, observou-se através das médias dessa variável no bloco e no cabeçote que este permaneceu aproximadamente constante. Tal resultado era esperado, pois as velocidades permaneceram iguais, pelo fato de o escoamento permanecer o mesmo e que os modelos utilizados na simulação considerarem as propriedades constantes com a temperatura.

Reduções nas temperaturas de entrada e saída do fluido representam um pequeno potencial para diminuição da temperatura média da câmara da combustão. Contudo como mostrado pelos picos de temperatura, tal modificação poderia baixar a temperatura da parede do cilindro até um limite próximo adotado por Chen et al. (2017).

5.6 RESULTADOS DO CASO 6

Neste estudo foi feita a variação da vazão de água que entra no motor deixando todas as outras variáveis de entrada do Caso 3 constantes. Partiu-se da vazão inicial de 1,83kg/s aumentando-a duas vezes em 20% este valor.

Novamente não foram analisados os termos práticos dessa modificação. Porém, de maneira geral, ela resultaria numa bomba com maior vazão, necessitando mais potência.

Pelo fato de estarmos aumentando a vazão e deixando a geometria inalterada, o aumento de velocidade resulta num aumento dos coeficientes de transmissão de calor por convecção médio no bloco e no cabeçote, como mostra a Tabela 20.

Tabela 20 - Coeficiente de transmissão de calor por convecção para as diferentes vazões consideradas.

	1.86 kg/s	2.20 kg/s	2.64 kg/s
h_{∞} médio no bloco	7.464,09	8.760,38	10.295,94
h_{∞} médio do cabeçote	12.213,20	14.454,81	17.147,21

Dessa forma, com o aumento das vazões foram atingidas as temperaturas máximas e médias na câmara de combustão mais baixas, como presente na Tabela 21.

Tabela 21 - Temperaturas médias e máximas da câmara de combustão para as vazões consideradas.

		1,83 kg/s	2,20 kg/s	ΔT	2,64 kg/s	ΔT
Temperatura média [K]	Domo cilindro 1	569,10	564,44	4,67	559,35	5,09
	Domo cilindro 2	579,85	573,97	5,88	568,63	5,33
	Domo cilindro 3	581,96	576,58	5,38	571,21	5,37
	Domo cilindro 4	578,49	572,89	5,60	567,98	4,90
	Parede cilindro 1	394,67	392,73	1,94	390,80	1,93
	Parede cilindro 2	406,97	403,84	3,12	400,85	2,99
	Parede cilindro 3	411,64	409,25	2,39	405,58	3,67
	Parede cilindro 4	405,51	401,89	3,62	399,14	2,75
Temperatura máxima [K]	Domo cilindro 1	735,98	731,32	4,66	725,53	10,45
	Domo cilindro 2	740,54	734,95	5,60	729,57	10,97
	Domo cilindro 3	735,61	730,98	4,63	725,90	9,71
	Domo cilindro 4	736,20	730,85	5,35	725,83	10,37
	Parede cilindro 1	554,41	546,28	8,13	538,43	7,85
	Parede cilindro 2	560,48	553,77	6,71	545,50	8,27
	Parede cilindro 3	571,20	560,57	10,64	553,37	7,20
	Parede cilindro 4	571,22	560,77	10,45	553,52	7,25

Os resultados da Tabela 21 apontam um bom potencial para redução das temperaturas do motor, em relação a modificação do Caso 5. Com a vazão de 2,64 kg/s foram atingidos os menores picos de temperaturas nas paredes do cilindro, menores também que 560 K. Nessa vazão, os picos de temperaturas dos domos sofreram em média uma diminuição de temperatura de 10 K em relação ao Caso 3.

A mudança na distribuição de h_∞ resultou na diminuição das temperaturas médias da câmara de combustão, onde para vazão de 2,64 kg/s foram atingidas novamente as menores temperaturas médias dentre todos os casos.

Os pórticos, assim como no caso anterior, seguiram a mesma tendência dos domos onde foi reduzido 10 K para vazão máxima testada, chegando a um pico de 766,21 K no pórtico de exaustão (contra 772,55 K no Caso 3) e 555,66 K no de admissão (contra 560,71 K no Caso 3).

6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Através das análises desenvolvidas ao longo do trabalho, é notável a importância de simulações no processo de estudo de fenômenos físicos e desenvolvimento de um produto. Essa ferramenta reduz a quantidade de experimentos nesse processo diminuindo o custo com experimentação e tempo de análise. Por exemplo, nesse trabalho se cada modificação testada fosse feita experimentalmente iríamos precisar de diversos sensores e esquemas para aquisição de dados, além da fabricação e instalação das diversas configurações de juntas testadas, tornando o experimento custoso e demorado.

6.1 CONCLUSÕES

Os resultados das simulações com o circuito de arrefecimento original do motor mostraram que altas temperaturas foram atingidas nas regiões do cabeçote em contato direto com os gases da câmara de combustão (domos e pórticos de exaustão), quando comparadas com o limite de temperatura adotado em Chen et al. (2017), de aproximadamente 560 K. Assim, modificações no circuito de arrefecimento do motor Etorq EVO 1.6L 16v sobrealimentado foram avaliadas do ponto de vista térmico através de simulações CFD do motor e sua camisa d'água, obtendo resultados coerentes às mudanças impostas ao escoamento.

Nas paredes do cilindro, onde temos as temperaturas máximas no bloco, os picos atingidos ficaram em média 3,3 % acima do limite de 560 K. Tal resultado motivou os estudos paramétricos realizados, os quais se basearam na inversão da entrada e da saída do fluido do motor, de forma que o fluido mais frio passasse pelo cabeçote antes do bloco, onde não foram atingidas temperaturas tão altas.

Dentre as modificações feitas na junta, a modificação do Caso 3 foi considerada a de melhor desempenho em termos de menores temperaturas médias da câmara de combustão e pórticos. Nesta, o fluido escoava primeiramente por todos os domos do cabeçote antes de passar pelas paredes do cilindro. Ao aumentar a vazão do fluido refrigerante sem modificar a geometria do motor, velocidades mais altas foram atingidas ocorrendo o aumento da transferência de calor da superfície para o fluido. Esse aumento resultou em maiores diminuições das temperaturas atingidas na região da câmara de combustão. Obtendo um pico de temperatura no dome igual a 729,57 K, redução de 32,12

K em relação ao circuito original, e na parede do cilindro um pico igual a 553,52 K, o que representa uma redução de 39,12 K com relação ao circuito original.

Com base nos resultados obtidos através das simulações, o motor estudado não pode operar na condição analisada, acoplado a um turbocompressor. Os resultados das simulações dependem das condições de contorno aplicadas, as quais de acordo com as distribuições de temperaturas disponíveis nas bibliografias consultadas e nas temperaturas das condições de contorno, a modelagem está de acordo com a física do problema.

O fenômeno de combustão em motores de combustão interna é muito complexo. No caso de uma simulação 1-D, os resultados dependem muito de calibração experimental do motor modelado. Uma forma de avaliar essas condições de contorno é recalculá-las através de outros métodos, como através de experimentos ou de uma simulação 3-D da combustão no motor. Testando se as condições de contorno aplicadas à modelagem realizada neste trabalho realmente representam as condições de contorno que ocorrem dentro da câmara de combustão. Tal ponto que pode ser considerado na realização de trabalhos futuros, reavaliando a aplicabilidade do turbocompressor ao motor.

6.2 TRABALHOS FUTUROS

Com base nos resultados alcançados nesse trabalho podem ser propostos os seguintes trabalhos futuros:

- Foram estudadas algumas modificações simples nas juntas, seria interessante simular a influência de outros desenhos fazendo furos em localizações diferentes das juntas, aumentando diâmetros de furos e trocando saídas do fluido.
- Nas simulações iniciais foi assumida condições de contorno de temperaturas fixas de entrada e saída do fluido no motor, as quais foram fornecidas pelo fabricante do motor e que resultam num ΔT de 8 K. Tal ΔT foi mantido no Caso 5, variando apenas as temperaturas de entrada e saída impostas. Um estudo a ser realizado fixando uma temperatura de entrada, deixar a temperatura de saída do fluido variar, modificando o ΔT entra a entrada e a saída.
- Pode ser feito a análise da utilização de outros fluidos refrigerantes, dentre os quais seria interessante avaliar diferentes tipos de nanofluidos, os quais têm mostrado um grande potencial para uso em aplicações de resfriamento de superfícies.

- Devido à alta quantidade de calor gerada na câmara de combustão, é possível que em alguns pontos da superfície em contato com o fluido de arrefecimento a temperatura passe da temperatura de saturação do fluido, ocorrendo a formação pequenas bolhas de vapor que diminuem a transferência de calor entre a interface sólido/fluido resultando no aumento da temperatura e formação de um filme de vapor diminuindo ainda mais essa capacidade de troca de calor. Dessa forma, pode ser feita a modelagem do motor e seu fluido de arrefecimento considerando essa mudança de fase, averiguando a diferença entre o mapa térmico após essa consideração.

REFERÊNCIAS

- ANDERSON JR., J. D. **Computational Fluid Dynamics: The Basic with Applications**. McGraw-Hill Book Company, 1995.
- ANNAND, W. J. D. Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 177, n. 1, p. 973-996, 1963.
- BASSHUYSSSEN R.; SCHAFFER, F. **Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives**. Warrendale: SAE International, 2004.
- BERNI, F.; CICALESE, G.; FONTAMESI, S. A modified thermal wall function for the estimation of gas-to-wall heat fluxes in CFD in-cylinder simulations of high performance spark-ignition engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 115, pp. 1045 – 1062, Mar. 2017.
- BORMAN, G.; NISHIWAKI, K. Internal-combustion engine heat transfer. **Progress in energy and combustion science**, v. 13, n. 1, pp. 1-46, 1987.
- CANTORE, G. et al. Optimization of a cooling circuit in an internal combustion engine for marine applications. **SAE Technical Paper**, 2005.
- CARPENTIERO, D. et al. Thermo-mechanical analysis of an engine head by means of integrated CFD and FEM. **SAE Technical Paper**, 2007.
- CD-ADAPCO™. STAR-CCM+® Documentation – User Guide. Version 11.02, 2016.
- CHANG, J. et al. New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux. **SAE Technical paper**, 2004.
- CHEN, X. et al. Study of different cooling structures on the thermal status of an Internal Combustion Engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 116, pp. 419 -432, Abr. 2017.
- CHIODI, M. An innovative 3D-CFD-approach towards virtual development of internal combustion engines. Vieweg+ Teubner, 2011.
- JJI, M. L.; Heat Convection. 2ed. Springer: Nova York, 2009.
- CIPOLLONE, R.; DI BATTISTA, D.; GUALTIERI, A. Head and block split cooling in ICE. **IFAC Proceedings Volumes**, v. 45, n. 30, p. 400-407, 2012.
- COLIN, R. F.; ALLAN, T. K. **Internal Combustion Engines - Applied Thermosciences**. 3ed. Wiley: 2015.

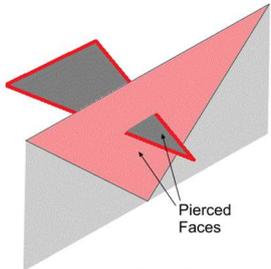
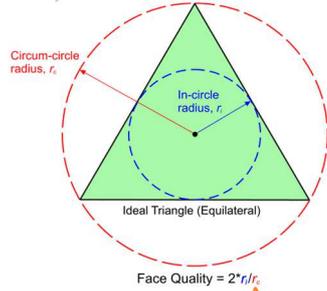
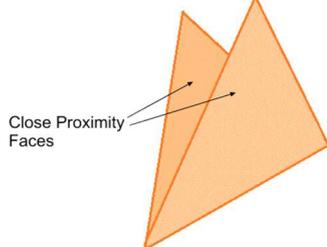
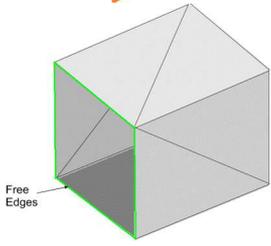
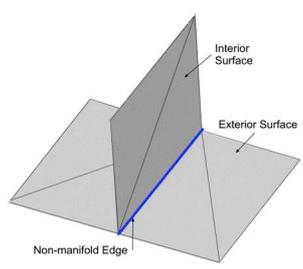
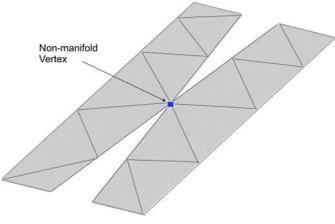
- FINOL, C. A.; ROBINSON, K. Thermal modelling of modern engines: a review of empirical correlations to estimate the in-cylinder heat transfer coefficient. **Proceedings of the institution of mechanical engineers, part D: journal of automobile engineering**, v. 220, n. 12, pp. 1765-1781, Dez. 2006.
- FONTANESI, S.; GIACOPINI, M. Multiphase CFD–CHT optimization of the cooling jacket and FEM analysis of the engine head of a V6 diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 52, n. 2, p. 293-303, Abr. 2013.
- FONTANESI, S. et al. A New Decoupled CFD and FEM Methodology for the Fatigue Strength Assessment of an Engine Head. **SAE Technical Paper**, 2008.
- GALLANT, R. W.; RAILEY, J. M. Physical properties of hydrocarbons. Gulf Pub. Co., 2005.
- GERVÁSIO, D. T. Metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmicos 1D para motores de combustão interna. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2017.
- HOHENBERG, G. F. Advanced approaches for heat transfer calculations. **SAE Technical paper**, 1979.
- JAHANGIRIAN, S. et al. A Multi-Physics 3D Modeling Methodology for Multi-Cylinder Diesel Engine Thermal Management and Fatigue Life Prediction. **SAE International Journal of Materials and Manufacturing**, v. 8, n. 3, p. 893-904, Jul. 2015.
- PATIL, M.; PISE, A.; GOKHALE, N. Simulation of Conjugate Heat Transfer (CHT) Between Engine Head and Cooling Medium of Diesel Engine. **SAE Technical Paper**, 2015.
- RIMAGNOLI, A. et al. A review of heat transfer in turbochargers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 79, pp. 1442 – 1460, Nov. 2017.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. SAE J775 – Engine Poppet Valve Information Report. **SAE International, Surface Vehicle Information Report**. Nov. 2004.
- SCHLICHTING. H.; GERSTEN, K. Boundary-Layer Theory. 9ed. Springer: Berlin, 2017.
- SUN, T.; TEJA, A. S. Density, viscosity, and thermal conductivity of aqueous ethylene, diethylene, and triethylene glycol mixtures between 290 K and 450 K. **Journal of Chemical & Engineering Data**, v. 48, n. 1, pp. 198-202, 2003.

WANG, C.S.; BERRY, G.F. Heat Transfer in Internal Combustion Engines. **The American Society of Mechanical Engineers 85-WA/HT-23**, 1985

WOSCHNI, G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. **SAE Technical paper**, 1967.

ANEXO I – TABELAS DE ERROS NAS SUPERFÍCIES DAS PARTS

Tabela 22 - Erros nas superfícies das parts.

Erro	Descrição	Ilustração
Faces que se interceptam	Quando uma face é interceptada por uma ou mais de uma aresta que compõem outra face da geometria.	
Qualidade da Face	É a medida do desvio dos triângulos que compõem a face em relação a um triângulo equilátero.	
Proximidade entre Faces	Mede a proximidade entre faces adjacentes.	
Arestas Livres	São arestas que delimitam apenas uma face, representando um "furo" que não era para existir	
Arestas ligadas a várias faces	São arestas que são compartilhadas com mais de uma face.	
Vértices ligados a mais e uma face	Quando vértices conectam faces sem que elas compartilhem arestas.	

ANEXO II – TABELA COM TAMANHOS DE MALHAS EM CADA FACE DAS REGIONS

Tabela 23 - Tamanhos da malha colocados em cada face das regions.

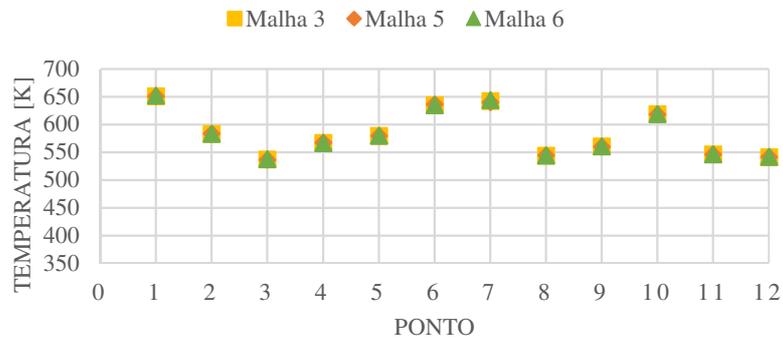
<i>Parts</i>	FACES	Tamanho médio (%)	Tamanho mínimo (%)
Bloco:	Contato com o ar ambiente	50	25
	Contato com a junta	50	25
	Contato adiabático	100	50
	Contato com a camisa d'água do bloco	30	3
	Contato com o óleo de lubrificação	50	25
	Contato com o sub-bloco	100	50
	Contato com parafusos	50	25
	Paredes do cilindro (Todas as zonas)	25	5
	<i>Fire rings</i>	10	5
Sub-bloco:	Contato com parafusos	50	25
	Contato com o ar ambiente	100	25
	Contato com o bloco	50	25
	Contato com o óleo de lubrificação	50	25
	Contato adiabático	100	50
Cabeçote:	Pórticos aspiração	30	15
	Contato com o ar ambiente	50	25
	Contatos com guias	5	3
	Contato com o óleo de lubrificação	50	25
	Contato com a Junta	50	25
	Contato com a camisa d'água do cabeçote	30	3
	Domos dos Cilindros	25	5
	Contato adiabático	100	50
	Contato com assento valvulas	5	3
	Pórticos Exaustão	30	15
	Contato com parafusos	50	25
	Spark plug	50	25
Assento de vál.de asp.:	Contado com o ar de aspiração	5	3
	Contato com cabeçote	5	3
	Contato com combustão	5	3
	Contato com válvulas	5	3
Assento de vál. de exaust.:	Contado com os gases de exaustão	5	3
	Contato com cabeçote	5	3
	Contato com combustão	5	3
	Contato com válvulas	5	3
Camisa d'água do bloco:	Contato com a camisa d'água da junta	10	5
	Contato com a junta	10	5

	Contato com o bloco	100	10
	<i>Inlet</i>	50	25
	Contato com o tampão	100	50
Junta:	Contato com o ar ambiente	50	25
	Contato com o bloco	50	25
	Contato com o cabeçote	50	25
	Contato com os parafusos	50	25
	Contato com a camisa d'água da junta	3	1.5
	Contato com a camisa d'água do bloco	3	1.5
	Contato com a camisa d'água do cabeçote	3	1.5
	Cilindro	25	5
	Contato com o óleo de lubrificação	50	25
Válvulas de asp.:	Contato com a combustão	25	10
	Contato assentos de válvula de aspiração	5	3
	Contato com a guia de válvula de aspiração	5	3
	Contato com o óleo de lubrificação	5	3
	Contato com ar de aspiração	5	3
Válvulas de exau.:	Contato com a combustão	25	10
	Contato assentos de válvulas de exaustão	5	3
	Contato com a guia de válvula de aspiração	5	3
	Contato com o óleo de lubrificação	5	3
	Contato com gases de exaustão	5	3
Guia válvula asp.:	Contato com o cabeçote	5	3
	Contato com o óleo de lubrificação	5	3
	Contato com ar de aspiração	5	3
	Contato com válvula de aspiração	5	3
Guia válvula exau.:	Contato com o cabeçote	5	3
	Contato com o óleo de lubrificação	5	3
	Contato com gases de exaustão	5	3
	Contato com válvula de exaustão	5	3
Camisa d'água do cabeçote:	Contato com o cabeçote	100	10
	Contato com o tampão	100	50
	Contato com a camisa d'água da junta	10	5
	Contato com a junta	10	5
	<i>Outlet</i>	50	25
Camisa d'água da junta:	Contato com a camisa d'água do bloco	10	5
	Contato com a camisa d'água do cabeçote	10	5
	Contato com a junta	10	5

ANEXO III – RESULTADOS DAS MALHAS 5 E 6 EM RELAÇÃO A MALHA 3

Resultados do estudo da espessura da camada prismática (Malha 5 e 6) para as temperaturas em pontos dos domos e pórticos de exaustão do motor.

Gráfico 16 - Temperaturas nos pontos dos domos e dos pórticos de exaustão.



Resultados do estudo da espessura da camada prismática (Malha 5 e 6) para as temperaturas em pontos das zonas 1, 2 e 3 dos pontos na parede dos cilindros, respectivamente.

Gráfico 17 - Temperaturas nos pontos da zona 1 dos cilindros.

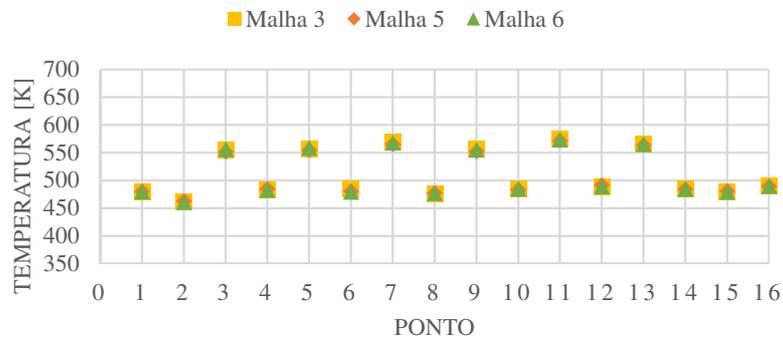


Gráfico 18 - Temperaturas nos pontos da zona 2 dos cilindros.

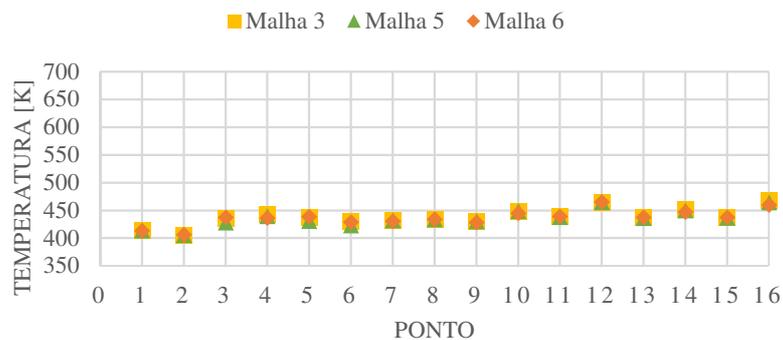
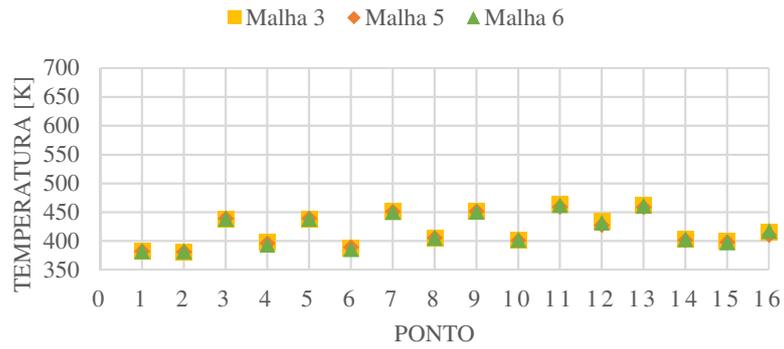


Gráfico 19 - Temperaturas nos pontos da zona 3 dos cilindros.



Resultados do estudo da espessura da camada prismática (Malha 5 e 6) para as temperaturas e velocidades, respectivamente, nos pontos da camisa d'água.

Gráfico 20 - Temperaturas nos pontos da camisa d'água.

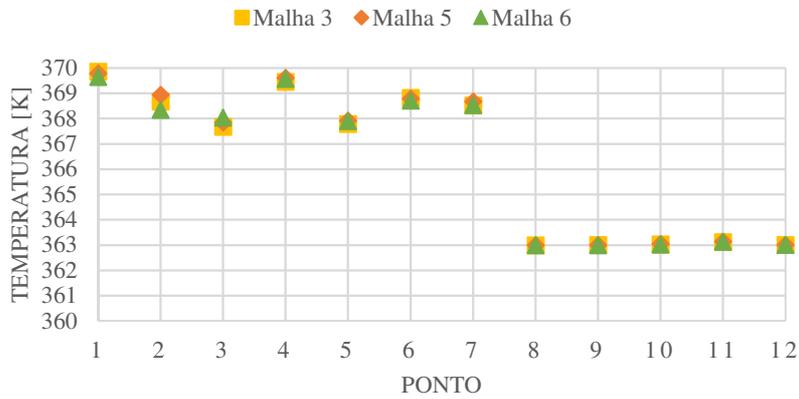


Gráfico 21 - Velocidades na camisa d'água.

