



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

**LUIZ OTÁVIO FERRÃO TEIXEIRA ALVES**

**SIMULAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADO E ESTUDO PARAMÉTRICO  
NO CABEÇOTE DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA EtorQ 1.6**

**RECIFE  
2018**

**LUIZ OTÁVIO FERRÃO TEIXEIRA ALVES**

**SIMULAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADA E ESTUDO PARAMÉTRICO  
NO CABEÇOTE DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA EtorQ 1.6**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.

**RECIFE  
2018**

Catálogo na fonte  
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

A474s Alves, Luiz Otávio Ferrão Teixeira.  
Simulação da transferência de calor conjugado e estudo paramétrico no cabeçote do motor de combustão interna EtorQ 1.6 / Luiz Otávio Ferrão Teixeira Alves. - 2018.  
142 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.  
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.  
Inclui Referências e Apêndices.

1. Engenharia Mecânica. 2. Simulação. 3. Star-CCM+. 4. CFD.  
5. CHT. 6. Cabeçote. 7. Temperatura. I. Guerrero, Jorge Recarte Henriquez. (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2018-134

27 de fevereiro de 2018

“SIMULAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADO E ESTUDO  
PARAMÉTRICO NO CABEÇOTE DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA  
ETORQ 1.6”

LUIZ OTÁVIO FERRÃO TEIXEIRA ALVES

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO  
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

---

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRÍQUEZ GUERRERO  
ORIENTADOR/PRESIDENTE

---

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ  
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

---

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRÍQUEZ GUERRERO (UFPE)

---

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

---

Prof. Dr. JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA (UFPE)

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus por todas as coisas maravilhosas que Ele tem feito na minha vida. Gostaria de agradecer também a minha família e namorada, que mesmo em momentos difíceis, sempre me incentivaram a continuar estudando e me especializando.

Gostaria de fazer um agradecimento especial ao Prof. Jorge Recarte Henriquez Guerrero que me entusiasmou a entrar no mestrado, e despertou um lado acadêmico em mim, que não sabia que existia. Gostaria também de agradecer a ele pela ajuda e dedicação no desenvolvimento do tema e também pela sua orientação.

Agradeço também ao meu grande amigo Marcos Gabriel Diodato pela grande ajuda durante o meu tempo de mestrando, juntamente com todos meus colegas e professores do PPGEM.

Por fim, gostaria de fazer um agradecimento especial a FCA (Fiat Chrysler Automóveis) pelo suporte financeiro por meio do convênio com a UFPE, que me permitiu realizar o trabalho de conclusão de curso com o tema no qual sou apaixonado.

“É muito melhor lançar-se em busca de conquistas grandiosas, mesmo expondo-se ao fracasso, do que alinhar-se com os pobres de espírito, que nem gozam muito nem sofrem muito, porque vivem numa penumbra cinzenta, onde não conhecem nem vitória, nem derrota. ”

(Theodore Roosevelt)

## RESUMO

O propósito do atual trabalho é realizar um estudo térmico do cabeçote de um motor de combustão interna (MCI) comercial. Este estudo visa obter o mapa térmico do cabeçote com o acréscimo de um turbocompressor e avaliar se este componente irá suportar as altas temperaturas do processo. Todo o trabalho foi realizado no *software* Star-CCM+, uma ferramenta numérica de simulação CFD, que permitiu realizar uma análise CHT (*Conjugate Heat Transfer*) do motor. A simulação CHT é importante pois leva em consideração a interação do fluido refrigerante, presente na camisa d'água, com a parte sólida do motor, para então contabilizar a taxa de transferência de calor entre eles. Este estudo é muito relevante para o desenvolvimento de novos motores pois permitem diminuir, significativamente, os números de protótipos realizados, além de economizar tempo e recursos financeiros. O motor analisado foi o EtorQ 1.6 SOHC Flex-Fuel, que por meio de uma parceria com a FCA disponibilizou o CAD do modelo. As condições de contornos necessários para o desenvolvimento da pesquisa foram obtidas a partir de trabalhos publicados em periódicos e de uma simulação fluido-termodinâmica 1D, que foi exposta em um outro trabalho de mestrado do PPGEM-UFPE. Além de avaliar o comportamento térmico do cabeçote, o atual trabalho também visa analisar o comportamento da camisa d'água e realizar alguns estudos paramétricos desejando diminuir os picos de temperaturas alcançados no cabeçote, aumentar a velocidade do escoamento e eliminar regiões de estagnação do fluido. Os estudos paramétricos visaram alterar a composição do fluido refrigerante, rearranjar espacialmente o escoamento da camisa d'água e alterar taxa de transferência de calor do ar atmosférico. Por fim, percebe-se que um aumento na composição de etilenoglicol ocasiona um aumento direto nas temperaturas do cabeçote; existem formas de modificar o fluxo do fluido refrigerante da camisa d'água que possibilitam a melhora do escoamento presente no cabeçote, e que modificar os parâmetros do ar atmosférico pode acarretar uma diminuição da temperatura do cabeçote.

**Palavras-chave:** Simulação. Star-CCM+. CFD. CHT. Cabeçote. Temperatura.

## ABSTRACT

The goal of the present work is to conduct a thermal study of the internal combustion engine (ICE) head used commercially. This study aims to obtain the thermal map of the engine head with the implementation of a turbocharged on the engine, and know if this part will withstand the high temperatures reached during the process. All the work was done at a CFD simulation software Star-CCM+, that allowed to perform a CHT (Conjugate Heat Transfer) analysis of the engine. This CHT simulation is important because it takes into account the interaction of the coolant fluid, present at the water jacket, with the engine solid parts, being able to account the rate of heat transfer between them. This study is very relevant for the development of new engines because it can drastically reduce the number of prototypes, in addition to saving time and financial resources. The engine analyzed was the EtorQ 1.6 SOHC Flex-Fuel, which through a partnership with FCA made available the engine CAD model. The boundary conditions needed for the development of the research were obtained from papers published in journals and a fluid-thermodynamic 1D simulation, which was presented in another mater's work from PPGEM-UFPE. In addition to evaluating the thermal behavior of the engine head, the present work also aims to analyze the behavior of the water jacket and to perform some parametric studies aiming to reduce the peaks of temperatures reached in the engine head, increase the flow velocity and eliminate regions of fluid stagnation. The parametric studies aimed to change the coolant fluid composition, spatially rearranging the water jacket and changing the heat transfer rate of the atmospheric air. Finally, it is notice that increasing the percentage of ethylene glycol also increases the engine head temperature; it is possible improve the intern flow of the water jacket modifying the coolant fluid flow, and changing the proprieties of the air could indicate an decrease of the engine head temperature.

**Keywords:** Simulation. Star-CCM+. CFD. CHT. Engine head. Temperature.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Gráfico de emissão de CO aceitável ao longo dos anos.....	17
Figura 2 – Gráfico de emissão de HC e NOx aceitável ao longo dos anos.....	17
Figura 3 – Primeiro MCI criado por Nikolaus August Otto.....	29
Figura 4 – Mecanismo pistão, biela e virabrequim.....	30
Figura 5 – Válvulas.....	30
Figura 6 – Assentos de válvulas.....	31
Figura 7 – Guia de válvulas.....	31
Figura 8 – Cabeçote.....	32
Figura 9 – Bloco .....	32
Figura 10 – Sub-Bloco.....	32
Figura 11 – Parâmetros do motor.....	33
Figura 12 – Ciclos do motor.....	34
Figura 13 – Curva p-V do ciclo de um motor.....	35
Figura 14 – Gráfico de convergência dos resultados com o refinamento da malha.....	37
Figura 15 – Conservação de massa para um elemento qualquer.....	38
Figura 16 – Diagrama de corpo livre para um elemento qualquer.....	39
Figura 17 – Taxa líquida de calor no elemento qualquer.....	40
Figura 18 – Discretização de um elemento unidimensional.....	42
Figura 19 – Elemento poliédrico existente no Star-CCM+.....	44
Figura 20 – Camada de prisma existente no Star-CCM+.....	45
Figura 21 – Diferença de um elemento bom e ruim pelo algoritmo Cell Quality.....	46
Figura 22 – Descrição do cálculo do ângulo de Skewness.....	46
Figura 23 – Divisão de um escoamento viscoso e não viscoso sobre uma placa.....	47
Figura 24 – Representação da camada limite sobre uma placa.....	47
Figura 25 – Transição do tipo de escoamento para uma placa de acordo com o número de Reynolds.....	48
Figura 26 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo de um tubo .....	49
Figura 27 – Tensão de cisalhamento em função da distância.....	50
Figura 28 – Gráfico com variação da velocidade em um escoamento turbulento em função do tempo.....	51
Figura 29 – Quadro com modelos de turbulência tipo RANS .....	53
Figura 30 – Formação de bolha sobre uma superfície sólida.....	56
Figura 31 – CAD do EtorQ 1.6 SOHC Flex-Fuel.....	57
Figura 32 – Fluxograma da metodologia empregada no trabalho.....	58

Figura 33 – CAD do Cabeçote.....	58
Figura 34 – CAD do Bloco.....	59
Figura 35 – CAD da junta.....	59
Figura 36 – CAD do sub-bloco.....	59
Figura 37 – CAD da válvula .....	60
Figura 38 – CAD do assento de válvula.....	60
Figura 39 – CAD da guia de válvula.....	60
Figura 40 – CAD da camisa d'água.....	61
Figura 41 – Vista explodida de todos os componentes utilizados na simulação.....	61
Figura 42 – Representação das condições de contorno para cada face da válvula.....	62
Figura 43 – Primeiro critério analisado no reparo das superfícies.....	62
Figura 44 – Segundo critério analisado no reparo das superfícies.....	63
Figura 45 – Terceiro critério analisado no reparo das superfícies.....	63
Figura 46 – Quarto critério analisado no reparo das superfícies.....	63
Figura 47 – Malha completa do motor EtorQ 1.6.....	66
Figura 48 – Diferença de temperaturas da malha 1 com a malha 2 para o cabeçote.....	67
Figura 49 – Diferença de temperaturas da malha 1 com a malha 2 para o bloco.....	67
Figura 50 – Diferença de temperaturas da malha 1 com a malha 2 para o sub-bloco.....	67
Figura 51 – Qualidade do elemento para o cabeçote.....	68
Figura 52 – Qualidade do elemento para o Bloco.....	68
Figura 53 – Qualidade do elemento para o sub-bloco.....	69
Figura 54 – Qualidade do elemento para a camisa d'água.....	69
Figura 55 – Ângulo de Skewness para o cabeçote.....	70
Figura 56 – Ângulo de Skewness para o bloco.....	70
Figura 57 – Ângulo de Skewness para o sub-bloco.....	70
Figura 58 – Ângulo de Skewness para a camisa d'água região cabeçote.....	71
Figura 59 – Ângulo de Skewness para a camisa d'água região bloco.....	71
Figura 60 – Divisão região do domo.....	72
Figura 61 – Condições de contorno para o cilindro, domos e pórticos de admissão e exaustão..	73
Figura 62 – Condições de contorno para ar, óleo e adiabático.....	73
Figura 63 – Condições de contorno para as interfaces.....	74
Figura 64 – Segunda configuração da camisa d'água analisada.....	79
Figura 65 – Campo de velocidade para uma seção do bloco.....	79
Figura 66 – Segunda configuração simulada da camisa d'água.....	80
Figura 67 – Configuração original das galerias da camisa d'água.....	80

Figura 68 – Segunda configuração das galerias da camisa d'água.....	81
Figura 69 – Y+.....	84
Figura 70 – Distribuição de temperatura do cabeçote para a Simulação 1.....	85
Figura 71 – Distribuição de temperaturas do motor no ANSYS.....	85
Figura 72 – Planos horizontais e verticais que seccionam a camisa d'água no cabeçote.....	86
Figura 73 – Linhas de corrente na camisa d'água do cabeçote.....	86
Figura 74 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a simulação da composição de 50% etilenoglicol 50% água (Direita) .....	87
Figura 75 – Comparação do mapa térmico dos domos para Simulação Padrão (Esquerda) com a simulação da composição de 50% etilenoglicol 50% água (Direita) .....	87
Figura 76 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a simulação da composição de 50% etilenoglicol 50% água (Direita) .....	89
Figura 77 – Comparação do mapa térmico dos domos para Simulação Padrão (Esquerda) com a simulação da composição de 50% etilenoglicol 50% água (Direita) .....	89
Figura 78 – Comparação do campo de velocidades de um plano que secciona o bloco Simulação 3, Configuração 1 (Direita) com o mesmo plano da Simulação Padrão (Esquerda) .....	90
Figura 79 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 3, Configuração 1 (Direita) .....	91
Figura 80 – Comparação do mapa térmico dos domos da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 3, Configuração 1 (Direita) .....	91
Figura 81 – Campo de velocidade das galerias para a simulação padrão.....	92
Figura 82 – Campo de velocidade das galerias para a Simulação 3, Configuração 1.....	92
Figura 83 – Comparação do campo de velocidades de um plano que secciona o bloco Simulação 3, Configuração 2 (Direita) com o mesmo plano da Simulação Padrão (Esquerda) .....	93
Figura 84 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 3, Configuração 2 (Direita) .....	94
Figura 85 – Comparação do mapa térmico dos domos da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 3, Configuração 1 (Direita) .....	94
Figura 86 – Campo de velocidade crítica para o plano 1 horizontal para a simulação padrão [Esquerda] e Simulação 3, Configuração 2 [Direita].....	96
Figura 87 – Campo de velocidade crítica para o plano 2 horizontal para a simulação padrão [Esquerda] e Simulação 3, Configuração 2 [Direita].....	96
Figura 88 – Campo de velocidade crítica para o plano 3 horizontal para a simulação padrão [Esquerda] e Simulação 3, Configuração 2 [Direita].....	96
Figura 89 – Campo de velocidade crítica para o plano 4 horizontal para a simulação padrão [Esquerda] e Simulação 3, Configuração 2 [Direita].....	97
Figura 90 – Campo de velocidade crítica para o plano 5 horizontal para a simulação padrão [Esquerda] e Simulação 3, Configuração 2 [Direita].....	97
Figura 91 – Porcentagem de elementos que estão abaixo da velocidade crítica para as três simulações.....	98

Figura 92 – Linhas de corrente para a Simulação 3, Configuração 2.....	98
Figura 93 – Funcionamento da tecnologia Active Grille Shutter.....	99
Figura 94 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 4 com $h = 175 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Direita) .....	100
Figura 95 – Comparação do mapa térmico dos domos da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 4 com $h = 175 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Direita) .....	100
Figura 96 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 4 com $h = 250 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Direita) .....	101
Figura 97 – Comparação do mapa térmico dos domos da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 4 com $h = 250 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Direita) .....	101
Figura 98 – Geometria completa do motor EtorQ 1.6 com o coletor de exaustão.....	102
Figura 99 – Malha do motor EtorQ 1.6 junto com o coletor de exaustão.....	103
Figura 100 – Mapa térmico do cabeçote para a simulação com o coletor de exaustão.....	103

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Lista de modelos de turbulência e os seus respectivos $Y+$ aceitáveis.....	54
Tabela 2: Tamanho e quantidade de elementos da camada de prisma.....	65
Tabela 3: Tabela de números de elementos e tempo de simulação para cada malha analisada..	66
Tabela 4: Condições de contorno para o ar e o óleo.....	72
Tabela 5: Condições de contorno do bloco.....	74
Tabela 6: Condições de contorno do cabeçote.....	75
Tabela 7: Propriedades para bloco, sub-bloco e cabeçote.....	77
Tabela 8: Propriedades para a válvula, assento e guia.....	77
Tabela 9: Propriedades para o fluido refrigerante.....	77
Tabela 10: Propriedades para o fluido refrigerante para composição de 25% etilenoglicol.....	78
Tabela 11: Propriedades para o fluido refrigerante para composição de 75% etilenoglicol.....	78

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	16
<b>1.1</b>	<b>APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA</b> .....	16
<b>1.2</b>	<b>JUSTIFICATIVA</b> .....	17
<b>1.3</b>	<b>OBJETIVOS DO TRABALHO</b> .....	18
<b>1.3.1</b>	<b>Objetivo Geral</b> .....	18
<b>1.3.2</b>	<b>Objetivos Específicos</b> .....	18
<b>1.4</b>	<b>ESTRUTURAÇÃO DO TRABALHO</b> .....	19
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	20
<b>3</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	28
<b>3.1</b>	<b>MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)</b> .....	28
<b>3.1.1</b>	<b>Componentes do MCI</b> .....	29
<b>3.1.2</b>	<b>Cinemática do motor</b> .....	33
<b>3.1.3</b>	<b>Operação e funcionamento</b> .....	34
<b>3.2</b>	<b>FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)</b> .....	36
<b>3.2.1</b>	<b>Equações governantes</b> .....	37
<b>3.2.2</b>	<b>Método de Volumes Finitos</b> .....	41
<b>3.2.3</b>	<b>Software</b> .....	43
<b>3.2.3.1</b>	<b>Malha</b> .....	44
<b>3.3</b>	<b>MECÂNICA DOS FLUIDOS</b> .....	47
<b>3.3.1</b>	<b>Camada limite</b> .....	47
<b>3.3.2</b>	<b>Região de entrada</b> .....	49
<b>3.4</b>	<b>ESCOAMENTO TURBULENTO EM TUBOS CIRCULARES – DEFININDO O VALOR DE <math>Y^+</math></b> .....	50
<b>3.4.1</b>	<b>Modelagem de um escoamento turbulento</b> .....	51
<b>3.4.1.2</b>	<b>Modelos k-<math>\epsilon</math> no Star-CCM+</b> .....	53
<b>3.4.2</b>	<b>Calculo de <math>y^+</math> para tubos circulares</b> .....	54
<b>3.5</b>	<b>EBULIÇÃO</b> .....	56
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	57
<b>4.1</b>	<b>PRÉ-PROCESSAMENTO</b> .....	58

<b>4.1.1</b>	<b>Geometria</b> .....	58
<b>4.1.2</b>	<b>Malha</b> .....	64
<b>4.1.2.1</b>	Convergência de malha.....	66
<b>4.1.2.2</b>	Qualidade de malha.....	68
<b>4.1.3</b>	<b>Condições de Contorno</b> .....	72
<b>4.2</b>	<b>SOLUÇÃO</b> .....	76
<b>4.2.1</b>	<b>Configuração do computador</b> .....	76
<b>4.2.2</b>	<b>Equações governantes</b> .....	76
<b>4.2.3</b>	<b>Critérios de parada</b> .....	78
<b>4.3</b>	<b>ESTUDOS PARAMÉTRICOS</b> .....	78
<b>4.3.1</b>	<b>Composição do fluido refrigerante</b> .....	78
<b>4.3.2</b>	<b>Disposição do fluxo da camisa d'água</b> .....	79
<b>4.3.3</b>	<b>Variação do coeficiente de transferência de calor do ar atmosférico</b> .....	81
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	82
<b>5.1</b>	<b>SIMULAÇÃO 1 – CONFIGURAÇÃO PADRÃO</b> .....	82
<b>5.2</b>	<b>SIMULAÇÃO 2 – COMPOSIÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE</b> .....	86
<b>5.3</b>	<b>SIMULAÇÃO 3 – CONFIGURAÇÃO CAMISA D'ÁGUA</b> .....	90
<b>5.3.1</b>	<b>Configuração 1</b> .....	90
<b>5.3.2</b>	<b>Configuração 2</b> .....	93
<b>5.4</b>	<b>SIMULAÇÃO 4 – VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO AR ATMOSFÉRICO</b> .....	98
<b>5.5</b>	<b>ANÁLISE GERAL DOS RESULTADOS</b> .....	101
<b>5.5.1</b>	<b>Simulação com o coletor de exaustão</b> .....	102
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS</b> .....	104
<b>6.1</b>	<b>CONCLUSÃO</b> .....	104
<b>6.2</b>	<b>TRABALHOS FUTUROS</b> .....	105
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	107

<b>APÊNDICE A – TAMANHO DOS ELEMENTOS DA MALHA E SUAS CONDIÇÕES DE CONTORNO.....</b>	<b>111</b>
<b>APÊNDICE B – PLANILHA DE CÁLCULO DOS ELEMENTOS DA CAMADA DE PRISMA.....</b>	<b>112</b>
<b>APÊNDICE C – RESULTADOS .....</b>	<b>113</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Apresentação do Problema

A utilização de simulações numéricas para desenvolvimento de novos projetos de engenharia está cada dia mais rotineira. Isto se deve a grande evolução dos *softwares* e *hardwares* que permitem simular problemas de natureza extremamente singular. Devido a isto, diversas indústrias vêm se beneficiando dessas ferramentas, para realizar seus projetos em cronogramas mais curtos, com menos prototipagem e, portanto, diminuindo os custos de projeto.

Entretanto, mesmo com todos esses avanços, simular o funcionamento de um MCI ainda é um problema desafiador. Isto ocorre devido à complexidade das geometrias dos componentes do motor, como cabeçote, bloco, camisa d'água, válvulas, entre outros, e como todos estes componentes estão conectados. Por exemplo, para realizar um estudo de transferência de calor no motor completo, é necessário contabilizar a interação e a troca de calor entre todos os componentes, principalmente a taxa de transferência de calor da camisa d'água com a parte sólida do motor.

Esta dissertação faz parte de um convênio entre a FCA e UFPE, financiado pela FACEPE, que visa desenvolver um motor sobrealimentado, com tecnologia flex-fuel e a inclusão de um processo de cogeração. Este desenvolvimento está sendo conduzido a partir de uma tecnologia de motor já existente (motor EtorQ EVO 1.6) e sobre este estão sendo realizadas as modificações necessárias para atender as condições do estudo. O desenvolvimento ocorre em três frentes de ação; sendo a primeira delas fundamentada em processo de modelagem e simulação numérica do comportamento mecânico e térmico dos componentes afetados pelas modificações no motor, a segunda frente corresponde ao projeto mecânico e fabricação de componentes de acordo com os resultados das simulações e, por último, a terceira frente está dedicada a ensaios em bancada do protótipo do motor modificado.

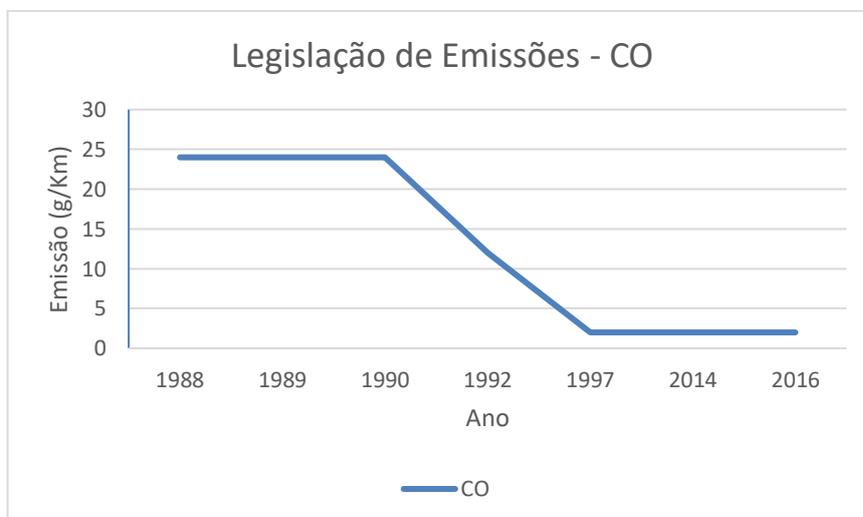
Este trabalho tem o intuito de realizar uma parte da primeira fase da pesquisa, sendo encarregado de realizar a simulação CHT do cabeçote, para obter os picos de temperaturas e o campo de velocidade da camisa d'água nesse componente. Foi realizado também nesta dissertação um estudo paramétrico, em que foi possível obter a influência das respostas de temperatura e velocidade do escoamento da camisa d'água, com a variação da composição de etilenoglicol do

fluido refrigerante, configuração do escoamento da camisa d'água e das propriedades do ar atmosférico.

## 1.2 Justificativa

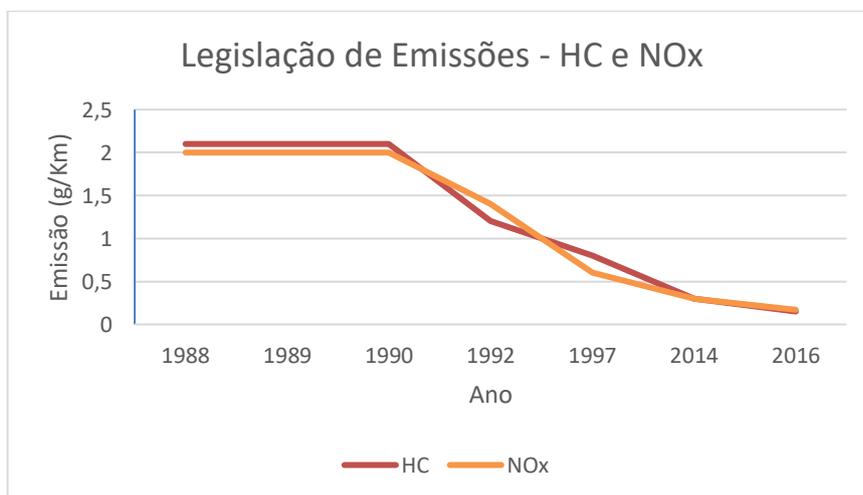
Nos dias atuais, cada dia mais os órgãos governamentais estão controlando as emissões de poluentes provenientes dos carros. O Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) vem regulamentando estas emissões e mostrando que com o passar dos anos esses valores vem diminuindo consideravelmente, por exemplo, nos gráficos expostos na Figura 1 e 2 é possível ver a queda das emissões de CO, HC e NOx ao longo dos anos (Controle de Emissões Veiculares,2017).

Figura 1 – Gráfico de emissão de CO aceitável ao longo dos anos.



Fonte: Controle de Emissões Veiculares, 2017.

Figura 2 – Gráfico de emissão de HC e NOx aceitável ao longo dos anos.



Fonte: Controle de Emissões Veiculares, 2017.

Devido às maiores restrições nas emissões, a indústria automobilística emprega o *downsizing*, que visa reduzir o tamanho do motor sem comprometer a potência fornecida, projetando assim, motores mais eficientes. Para isso, a utilização de *softwares* de simulação numérica se tornou mais rotineira, permitindo também acelerar os projetos em desenvolvimento. Dessa forma, é possível projetar motores para a grande demanda do mercado, com motores mais leves e mais eficientes, respeitando as restrições das emissões estabelecidas pelo CONAMA.

Porém, simular o funcionamento de um MCI não é uma atividade simples. Existem dois fatores fundamentais que contribuem para a dificuldade da simulação: primeiramente a geometria do motor; e a complexidade dos fenômenos que envolvem o MCI, como, escoamentos complexos na camisa d'água, combustão dentro da câmara, entre outros. Um passo muito importante para o desenvolvimento de um novo MCI é realizar a simulação CHT do motor, levando em consideração a interação da camisa d'água, para poder aferir com precisão o seu campo de temperatura. Para o cabeçote este tipo de simulação é ainda mais importante pois é nele que ocorrem os maiores picos de temperaturas (normalmente na região dos pórticos de exaustão e domos), sendo assim o componente fundamental para ser estudado.

Este tipo de análise CFD também desempenha outro papel importante para o projeto de novos MCI. Além de aferir o campo de temperatura de todos os componentes, este tipo de análise permite que seus dados de temperaturas sejam exportados para servirem como condições de contorno para a simulação estrutural do motor.

### **1.3 Objetivos do Trabalho**

#### **1.3.1 Objetivo Geral**

Esta dissertação tem o objetivo de, a partir da simulação CHT obter dados de distribuição de temperatura no cabeçote, além de analisar o escoamento da camisa d'água.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

O trabalho possui os seguintes objetivos específicos:

- Construção do modelo CFD 3D para estudar os fenômenos de transferência de calor existentes no MCI, descrevendo a metodologia utilizada;
- Analisar o mapa térmico do cabeçote do motor utilizado, visando avaliar os esforços térmicos do mesmo;

- Realizar estudos paramétricos visando diminuir os picos de temperatura do cabeçote e melhorar o escoamento da camisa d'água.

#### **1.4 Estruturação do Trabalho**

O capítulo 1 está dedicado a apresentação, justificativa, definição dos objetivos e apresentação da dissertação.

No capítulo 2 foi realizada a discussão da revisão bibliográfica e nela são discutidos trabalhos de cunho científico/tecnológico na área temática desta dissertação, pesquisados em bases de dados da SAE e portal de periódicos Capes.

O capítulo 3 expõe a fundamentação teórica onde é possível obter informações importantes dos assuntos que irão ser abordados no trabalho, como o funcionamento, cinemática e ciclos do MCI, equações governantes em mecânica dos fluidos, CFD e funcionamento do *software* Star-CCM+.

O capítulo 4 apresenta a metodologia que foi empregada na modelagem do MCI, mostrando como foi obtida a geometria do problema, como foi estruturada a malha, quais as condições de contorno utilizadas e os estudos paramétricos realizados.

No capítulo 5 os resultados encontrados são analisados e discutidos para saber qual o melhor modelo simulado.

Por fim, o capítulo 6 expõe as conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo do trabalho está destinado a apresentar uma revisão dos principais trabalhos desenvolvidos na área de modelagem numérica térmica CFD 3-D voltada para motores de combustão interna (MCI).

Durante os anos a indústria automotiva utilizou vários métodos para se obter a distribuição de temperaturas do motor que evoluíram em complexidade com o passar do tempo. Essa evolução proporcionou progredir de uma análise numérica do motor considerando os seus componentes como um circuito R-C (simulação 1-D) para uma simulação CFD – 3D multifísica. Este avanço não beneficiou somente a indústria automotiva, mostrou uma melhoria também no projeto de turbinas (Hawang et al. [2016]), compressores (Moosania e Zheng [2016]), câmara de combustão (Ge et al. [2016], Berger et al. [2016] e Ji et al. [2017]), entre outros.

Bohac et al. [1996] desenvolveram um modelo unidimensional que foi possível determinar o fluxo de calor de todo motor. A partir de um método de parâmetros concentrado, os componentes do motor, como pórticos de admissão e exaustão, parede do cilindro, reservatório de óleo, entre outros, foram discretizados em uma quantidade finita de nós, e modelados por um circuito resistor e capacitor. Para cada nó proveniente dos componentes foi considerado as resistências térmicas para condução, convecção e radiação, dependendo da parte analisada. Os autores representaram a combustão por um modelo de arrastamento turbulento de duas zonas, onde as zonas queimada e não queimada são separadas por uma chama esférica que se propaga pela câmara de combustão. A transferência de calor dos gases queimados e não-queimados foram modelados usando a analogia de Reynolds, onde foi possível determinar o número de Nusselt.

Carpentiero et al. [2007] realizaram dois estudos numéricos do cabeçote de um motor 2.2L aplicado na indústria naval. Primeiro eles realizaram uma análise CHT (Conjugate Heat Transfer) do cabeçote junto com a camisa d'água, para em seguida realizar uma análise de elementos finitos estrutural, utilizando como condição de contorno o mapa térmico obtido na análise CHT, efetuando também uma análise de fadiga do componente.

A análise CFD, do trabalho de Carpentiero et al. [2007], se iniciou a partir de uma simulação de “escoamento frio” (sem levar em consideração a equação de energia) de toda a camisa d'água (tanto a do cabeçote quanto a do bloco) para se obter a distribuição do fluxo de entrada no cabeçote. Esta simulação a frio serviu para obter os valores dos fluxos mássicos de entrada no

cabeçote, para que então possa ser feita a análise CHT. Para a análise CHT foram testados diferentes modelos de turbulências com o objetivo de prever com precisão a região da camada limite do fluido. Também foi realizado uma comparação da camada de prisma responsável de prever o comportamento da camada limite: a primeira análise foi realizada com 12 elementos, de tamanho mínimo de 0,04 mm (low-Reynolds) enquanto a segunda foi realizada com um elemento, de 0,5 mm (high-Reynolds). O primeiro parâmetro analisado pelos autores é o valor de  $Y^+$  para os modelos de high-Reynolds e low-Reynolds. Para a configuração de high-Reynolds observou-se que o valor de  $Y^+$  se mantem na faixa esperada de 30 a 100, enquanto para o low-Reynolds esta faixa vai de 0,5 a 2,5. O segundo parâmetro analisado para comparação foi o coeficiente de transferência de calor, onde foi possível determinar uma diferença de aproximadamente 30%. Devido a isto os autores utilizaram o modelo de low-Reynolds para realizar a análise CHT.

Carpentiero et al. [2007] realizaram também um estudo de otimização da camisa d'água, onde executaram três tipos de análises para definir qual a melhor configuração. No primeiro arranjo o fluido de arrefecimento se comunica pelas regiões do bloco e cabeçote em todos os cilindros. Na segunda configuração algumas galerias de comunicação são fechadas, enquanto na terceira as galerias dos cilindros 1, 2 e 3 são fechadas, forçando que o fluido atravesse longitudinalmente por toda a região do bloco para depois percorrer a região do cabeçote. O parâmetro de comparação das três configurações definidas pelos autores foi volume de fluido que possuía a velocidade abaixo de 0,25 m/s (abaixo desse valor o coeficiente de transferência de calor local se mostra ineficiente). A configuração 3 mostrou-se mais eficaz, tendo aproximadamente 50% menos elementos abaixo de 0,25 m/s.

Fontanesi et al. [2008] catalogaram uma nova metodologia de análise CFD e métodos de elementos finitos (MEF) para avaliar os esforços sofridos no cabeçote do motor. O estudo de caso foi realizado em um motor de 2200cc utilizado em navios. Os autores propuseram no trabalho uma melhor caracterização da resistência a fadiga do cabeçote do motor. A metodologia empregada foi baseada em uma análise CFD e MEF, e este aperfeiçoamento na caracterização foi possível a partir de melhoras significativas em ambas análises. Na análise CFD a geração de malha poliédrica foi empregada visando combinar uma alta resolução, demanda computacional e estabilidade numérica. Também foi incluída na análise CHT a região da camisa d'água pertencente ao bloco. Na análise CFD foi tomada atenção na representação da camada limite

fluida e térmica, e para melhorar a precisão o efeito de geração de bolhas foi incluído. A simulação é realizada para uma rotação de 3000 RPM, o fluido de trabalho é formado por uma composição de 50% etilenoglicol 50% água e o modelo de turbulência escolhido foi o  $k-\omega$  SST.

No atual trabalho os pesquisadores realizaram uma análise das configurações da camisa d'água, com o objetivo de melhorar a circulação do fluido refrigerante nas galerias de refrigeração. Na configuração inicial o fluido refrigerante entra pelo bloco e sai pelo cabeçote, e a comunicação entre as duas regiões (bloco e cabeçote) ocorrem em todos os cilindros. Na segunda configuração todas as comunicações existentes nos cilindros 1, 2 e 3 são bloqueadas, forçando que o fluido mova longitudinalmente por toda região do bloco antes de passar para a região do cabeçote. Os autores realizaram a comparação entre as duas configurações a partir da magnitude da velocidade nas galerias de passagem entre a região do bloco e cabeçote. Analisando essa velocidade notou-se que para a configuração 1, a velocidade diminuía drasticamente de um cilindro para o outro. Em contrapartida, a velocidade nas galerias da configuração 2 é maior (em comparação com a primeira), melhorando assim o coeficiente de transferência de calor local.

Fontanese e Giacopini [2012] elaboraram uma análise completa do cabeçote do motor, começando com uma análise CHT e finalizando com uma análise estrutural de fadiga do mesmo componente. Ele inicia os estudos realizando uma análise CHT do motor, conseguindo obter o valor da transferência de calor da combustão a partir da metodologia de estudo desenvolvida por C.D. Rakopoulos et al. [2000], onde as porcentagens do calor da combustão para cada componente são quantificadas, por exemplo, 43% do calor gerado da combustão vai para o cilindro. Para estimar o valor da transferência de calor nos pórticos de admissão, temperatura e coeficiente de convecção, é realizada uma análise 1-D.

Após realizar a análise CHT e observar os resultados, Fontanese e Giacopini [2012] constataram que a temperatura da camisa d'água atinge um valor maior que a temperatura de saturação do fluido, ocorrendo assim a formação de bolhas, que influencia diretamente no valor da transferência de calor. Inicialmente tentou-se implementar uma análise transiente para poder estudar a formação das bolhas, porém o esforço computacional se mostrou muito grande, fazendo com que os autores mudassem para uma análise permanente. Após terminar, os autores validaram a análise CHT com a implementação de termopares em posições estratégicas do cabeçote, onde pôde-se comparar os resultados obtidos numericamente e experimentalmente. Após obter o mapa térmico do motor os autores realizaram uma análise estrutural com base em

elementos finitos para obter as tensões máximas alcançadas no motor, a partir da influência das temperaturas alcançadas. Por fim eles realizam um estudo de fadiga, para saber se haverá falha a partir do carregamento cíclico das forças e do carregamento térmico.

Punekar e Das [2013] desenvolveram um estudo profundo sobre a formação de bolhas na camisa d'Água, levando em consideração os pontos positivos e negativos de se usar esse tipo de formação no momento em que se está projetando a camisa d'Água do motor, definindo assim até que ponto pode se tirar vantagem da formação de bolhas. Os pesquisadores mostraram a importância de controlar a formação de bolhas, que dependendo da situação tem um efeito contrário ao desejado, levando a regiões com picos de temperaturas. O trabalho também mostra as diferenças na formação de bolhas, que está diretamente relacionada a pressão, velocidade local e coeficiente de transferência de calor local. Punekar e Das apresentaram resultados que mostram que quanto maior for a velocidade do fluido, menor ocorrerá a formação de conglomerados de bolhas e aumentará o coeficiente de transferência de calor.

Punekar e Das [2013] criaram um novo modelo para se empregar os estudos de formação de bolhas em um ambiente de baixa pressão, que seria mais apropriado para a camisa d'Água do motor, já que todos os outros modelos utilizados até então não serviam para este propósito. Para a validação do modelo empregado, os autores fizeram uma comparação com o modelo experimental criado por Robinson et al (2004). Como resultados eles mostram a influência do modelo de bolhas na temperatura alcançada na camisa d'Água, como também no valor da transferência de calor.

Nomura et al. [2014] realizaram um estudo térmico do motor utilizado em motocicletas. Eles iniciaram com uma análise 1D do motor com o GT-Power, onde conseguiram aferir os coeficientes de convecções e temperaturas dos gases de admissão e exaustão e o calor transferido da combustão para os componentes do motor, parâmetros importantes que servirão de input para a análise térmica do motor. Os autores conseguiram esses parâmetros a partir da implementação do modelo 3D da câmara de combustão (junto com os pórticos) no software, onde este encarregou-se de converter para uma simulação térmica unidimensional. O calor retirado pela região do óleo é computado no modelo 1D, e foi obtida a partir de experimentação. Os autores também desenvolveram um estudo para estimar o valor da transferência de calor do fluxo de ar externo, parâmetro muito importante para motores utilizados em motocicletas. O estudo envolveu simular toda a motocicleta, está em movimento, para conseguir aferir de forma

correta a dissipação de energia para o meio ambiente através da circulação do ar quando a motocicleta se encontra em movimento.

Resumindo, para que Nomura et al. [2014] conseguissem realizar este estudo foi necessário realizar algumas simulações: uma simulação 1-D para obter o calor gerado pela combustão; uma simulação 1D e 3D (juntamente com experimentação) da dissipação de calor da combustão pelo óleo (mecanismo importante para motores que não possuem resfriamento por água); e uma simulação 3D do fluxo de ar da motocicleta. Todas essas simulações serviram como condições de contorno para poder calcular com precisão o mapeamento térmico do motor.

Nomura et al. [2014] também mostraram todos os passos necessários para a análise térmica de um motor monocilindro utilizado em motocicletas, mostrando todas as formas de transferências de calor (óleo e ar), interação e importância do óleo no comando de válvulas, cilindro e superfície inferior e lateral do pistão.

Patil et al. [2015] elaboraram uma simulação CHT do cabeçote de um motor a diesel V6, realizando também a sua validação através de um experimento. Diferentemente dos autores anteriores, a obtenção da transferência de calor proveniente da combustão e dos gases de admissão e exaustão foram obtidas analiticamente seguindo a metodologia proposta por Urip et al. [2007]. O principal objetivo do trabalho é determinar o campo de temperatura e o mecanismo de transferência de calor ao longo do cabeçote de motores diesel. A análise CFD foi realizada no software Star-CCM+.

Para o trabalho de Patil et al. [2015], as condições de contorno dos pórticos de admissão e exaustão e da câmara de combustão foram obtidas analiticamente. Segundo Heywood (2000), a temperatura dos gases (tanto da combustão quanto da admissão) podem ser calculados usando a equação dos gases ideais. O coeficiente de transferência de calor do cilindro foi calculado a partir do modelo de Woschni (2011), que está exposto nas equações (1), (2) e (3):

$$h = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot P_C^{0,8} \cdot T_C^{-0,53} \cdot \left\{ C_1 \cdot c_m \left[ 1 + 2 \left( \frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \cdot IMEP^{-2} \right] \right\}^8 \quad (1)$$

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \left( \frac{c_u}{c_m} \right) \quad (2)$$

$$c_m = 2 \cdot \left( \frac{\text{RPM}}{60} \right) \cdot s \quad (3)$$

Onde,

$h$  = Coeficiente de transferência de calor da câmara de combustão;

$D$  = diâmetro do cilindro;

$P_C$  = Pressão do cilindro no momento de fechamento da válvula de admissão;

$T_C$  = Temperatura do cilindro no momento de fechamento da válvula de admissão;

$c_u$  = Velocidade circunferencial;

$c_m$  = Velocidade média do pistão;

RPM = rotação do motor;

$s$  = curso.

Patil et al. [2015] definiram o coeficiente de transferência de calor dos pórticos a partir do tutorial da AVL (2011), e foram obtidos pela equação (4):

$$\alpha_p = [C_4 + C_5 \cdot T_u - C_6 \cdot T_u^2] \cdot T^{0,44} \cdot m^{0,5} \cdot d_{vi}^{-1,5} \left[ 1 - 0,797 \cdot \left( \frac{h_v}{d_{vi}} \right) \right] \quad (4)$$

Onde,

$C_4 = 1,2809$ ;

$C_5 = 7,0451 \times 10^{-4}$ ;

$C_6 = 4,8035 \times 10^{-7}$ ;

$d_{vi}$  = diâmetro da válvula de admissão;

$h_v$  = abertura de válvula;

$m$  = massa.

O modelo de turbulência determinado para a análise CHT do trabalho desenvolvido por Patil et al. [2015] foi o  $k$ - $\epsilon$ . O modelo de turbulência  $k$ - $\omega$  foi considerado como uma segunda opção, porém como este modelo requer uma malha refinada na região de parede, com  $Y^+$  variando de 0 a 1, não foi possível realizar a simulação devido ao valor de  $Y^+$  exceder o valor máximo. Os autores realizaram o estudo de quatro casos: um motor diesel com 6 cilindros, 4 cilindros, 3 cilindros e 2 cilindros. Antes deles realizarem a análise CHT foi necessário realizar uma análise do fluxo da camisa d'água para obter as velocidades de entrada da camisa d'água no cabeçote, que serviu como input para a análise CHT do cabeçote do motor. Por fim o autor realizou um estudo comparativo da influência da carga do motor (com 25%, 50%, 75% e 100% de carga), mostrando que as maiores temperaturas são alcançadas quanto maior for a carga. Com o estudo dos quatro casos (6, 4, 3 e 2 cilindros) foi possível realizar uma relação de temperaturas máximas alcançadas com o BMEP (brake mean effective pressure), conseguindo gerar uma relação polinomial entre o valor da temperatura alcançada com o BMEP.

Jahangirian et al. [2015] desenvolveram um estudo completo do motor. Começaram realizando uma análise transiente de combustão interna em um modelo 3D dos pórticos e câmara de combustão onde foi possível as condições de contorno como temperatura nas paredes, coeficiente de transferência de calor e fluxo de calor na superfície. Em paralelo com a análise CFD-3D da câmara de combustão, o autor realizou uma análise CHT do motor, tendo como input os valores da simulação CFD-3D. Estas duas análises foram realizadas interativamente passando de uma para outra a partir de cada time-step da primeira análise. Na análise CHT a equação de energia e resolvida para a região sólida do motor, enquanto na região fluida são resolvidas as equações de momento, massa e energia. Jahangirian et al definiram três critérios de convergência da simulação CHT: o primeiro foi o balanço de massa da entrada e da saída da camisa d'água; o segundo foram valores de resíduos da equação de energia abaixo de  $10^{-9}$ ; e o terceiro que as temperaturas em diferentes localidades do motor tenha convergido.

Para validar a metodologia computacional empregada na obtenção do mapa térmico, Jahangirian et al. [2015] compararam as temperaturas de 29 locais com valores medidos experimentalmente através de termopares. Foram definidas regiões críticas de altas temperaturas para

comparação, onde obteve-se, em média, um valor de 3% de discrepância entre os valores experimentais e computacionais. Com a obtenção do mapa térmico do motor o autor realizou uma análise estrutural para analisar as tensões máximas alcançadas no motor, avaliando também a influência da temperatura nestas tensões. Concluindo o estudo dos esforços estruturais, o autor realizou um estudo de fadiga do motor, implementando a metodologia do esforço térmico cíclico, e avaliando o quanto este iria influenciar nos esforços.

Cicalese e Fontanesi [2016] realizaram um estudo numérico de um motor diesel onde conseguiram desenvolver uma análise CFD 3D da combustão do motor no Star CD que serviu como input para a análise CHT. Com a análise da combustão foi possível obter o valor da transferência de calor realizada na combustão de uma forma mais precisa do que a obtida a partir de uma análise 1-D. Eles também realizaram um estudo comparativo das leis térmicas na parede, mostrando os modelos de Angelberger, Han/Reitz/Kays e Crawford, expondo através de validações por experimentos que estes modelos se mostram muito cautelosos, comprovando que a curva de temperatura do motor obtida numericamente está deslocada de um offset de 30° C, para o motor utilizado. Por fim ele propõe uma mudança no modelo térmico para tratamento na parede, colocando um número variável de Prandtl, obtendo resultados mais próximos ao encontrado experimentalmente.

Observando a evolução dos trabalhos pelos anos, nota-se a grande influência dos avanços de processamento computacional com a evolução na forma de modelar um MCI. Percebe-se também que junto com o avanço das formas de simulação veio a precisão, como o trabalho exposto por Jahangirian et al. [2015], que possui um erro médio de 3% quando comparado com resultados experimentais. Esta evolução da exatidão dos resultados foi devido a evolução na forma de se obter as condições de contorno, que progrediu de cálculos analíticos, para simulações unidimensionais, e por fim para análises transientes tridimensionais.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão apresentados os conceitos teóricos que foram utilizados no desenvolvimento do trabalho. A explanação se inicia com uma teoria básica sobre motores de combustão interna, explicando o seu funcionamento, principais componentes que o compõem e a cinemática do motor; logo em seguida irá ser exposta uma teoria de mecânica dos fluidos a respeito de escoamentos laminares e turbulentos, e a respeito de camada limite; depois haverá uma explicação do método de volume finitos, descrevendo o funcionamento, teoria e equações governantes; e por fim uma explicação do software utilizado, esclarecendo o funcionamento das principais ferramentas empregadas.

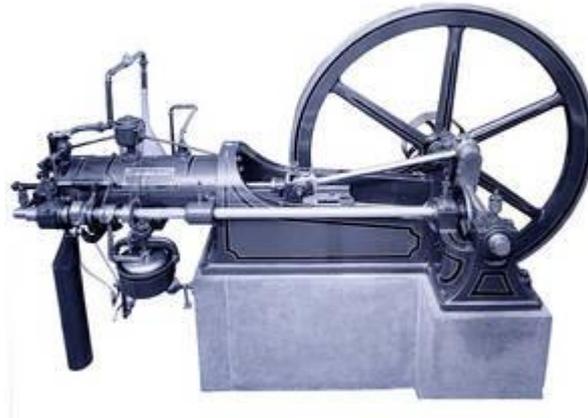
#### 3.1 Motores de combustão interna (MCI)

Motores de combustão interna são máquinas térmicas que convertem energia química (presente no combustível) em energia mecânica. Estes podem ser separados em duas classes: ciclo Otto e ciclo Diesel. A principal diferença entre eles é que no MCI ciclo Otto a ignição da mistura ar combustível é realizada a partir de uma centelha enquanto no ciclo Diesel a ignição ocorre somente pela compressão da mistura (Heywood, 1988).

O MCI foi criado por Nikolaus August Otto em aproximadamente 1860, que inspirado com o funcionamento das máquinas a vapor teve a ideia de a partir da explosão de uma mistura ar combustível conseguiria gerar força para movimentar um sistema biela manivela e assim gerar trabalho mecânico. Esse mecanismo foi desenvolvido para funcionar em um ciclo de quatro tempos. As principais vantagens do primeiro motor ciclo Otto criado comparado com a máquina a vapor foram: baixo peso; menor gasto com quantidade de combustível; e potências maiores (Infomotor.com.br, 2017). Na Figura 3 é possível ver o primeiro MCI criado por Nikolaus Otto.

A principal utilização de um MCI é para impulsionar carros, porém por se tratar de uma máquina térmica simples, robusta e ter uma ótima relação peso/potência, ela também é utilizada na geração de energia elétrica, em aeronaves, navios, entre outras aplicações.

Figura 3 – Primeiro MCI criado por Nikolaus August Otto.



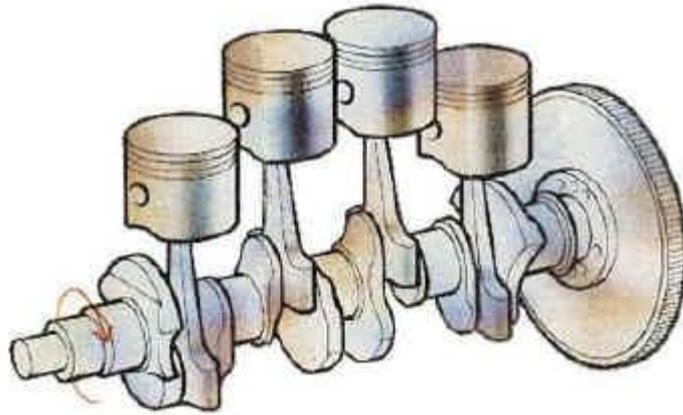
Fonte: Infomotor.com.br, 2017.

### 3.1.1 Componentes do MCI

Como qualquer outra máquina criada pelo homem, com o passar dos anos os MCI foram se desenvolvendo e assim novos componentes foram sendo inseridos a ela, tornando-a cada vez mais eficiente. Por exemplo, a implementação de turbocompressores vem sendo cada vez mais empregado nos MCI, permitindo que se utilize menor capacidade volumétrica, porém mantendo-se a sua potência. Esta seção ira descrever os principais componentes utilizados no atual trabalho, explicando também a sua funcionalidade.

Na Figura 4 é possível ver o mecanismo pistão, virabrequim e biela. Nele o pistão é encarregado de transmitir a energia gerada pela combustão, responsável também, junto com os anéis de segmento, de vedar a câmara de combustão. A biela tem a função de transmitir e converter o movimento do pistão (movimento linear) para o virabrequim (movimento angular). O virabrequim, ou árvore de manivelas, é um dos componentes mais importantes do motor pois ele é encarregado de transferir a potência gerada do motor. Este componente necessita atenção especial no seu projeto pois ele recebe as forças provenientes da combustão, sendo de fundamental importância para definir a vibração do motor (Mlb-s1-p.mlstatic.com, 2017).

Figura 4 – Mecanismo pistão, biela e virabrequim.



Fonte: Mecânica básica, 2017.

Outro conjunto de componentes muito importante é a válvula, assentos de válvulas e guias de válvulas. Cada componente é formado por dois tipos, o de admissão e exaustão, como a válvula de admissão e exaustão. As válvulas e os assentos de válvulas são responsáveis por vedar a parte superior da câmara de combustão. As válvulas também têm a função de deixar a mistura/gases de exaustão entrar/sair da câmara no momento certo. As guias de válvulas têm a função de direcionar a válvula em seu percurso de subida e descida dentro do cabeçote. As Figuras 5, 6 e 7 mostram as válvulas, assentos e guias, respectivamente (Guia de Válvula no Cabeçote | InfoMotor.com.br, 2017).

Figura 5 – Válvulas.



Fonte: Betel Parts, 2017.

Figura 6 – Assentos de válvulas.



Fonte: [www.arealocal.com.br](http://www.arealocal.com.br), 2017.

Figura 7 – Guia de válvulas.



Fonte: Guia de Válvula Cg 150, 2017.

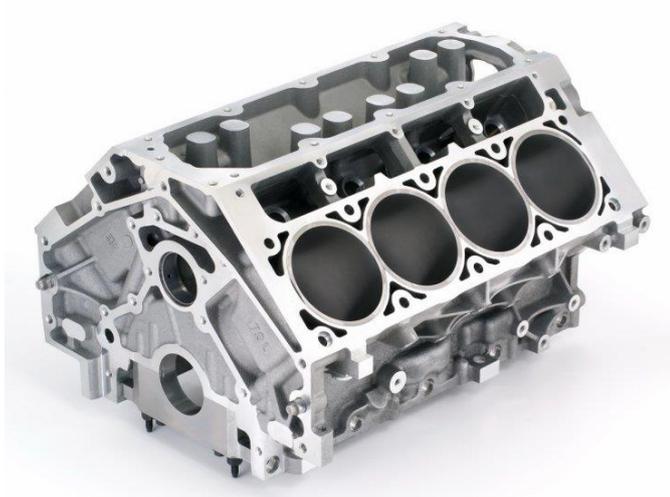
Por fim tem-se os componentes estruturais externos do motor: o cabeçote, bloco e sub-bloco. O cabeçote é a “tampa” superior do motor, sendo um componente que precisa ter alta resistência mecânica e térmica. O cabeçote (Figura 8) é a parte do motor em que é responsável de fixar vários componentes, como válvulas, assentos de válvulas, comando de válvulas, entre outros. O bloco (Figura 9) tem a função de alojar os cilindros, suportar o cabeçote e o sub-bloco, além de, como o cabeçote, sustentar vários componentes secundários. Por fim, o sub-bloco (Figura 10) tem como principal objetivo, junto com o bloco, garantir a sustentação do virabrequim.

Figura 8 – Cabeçote.



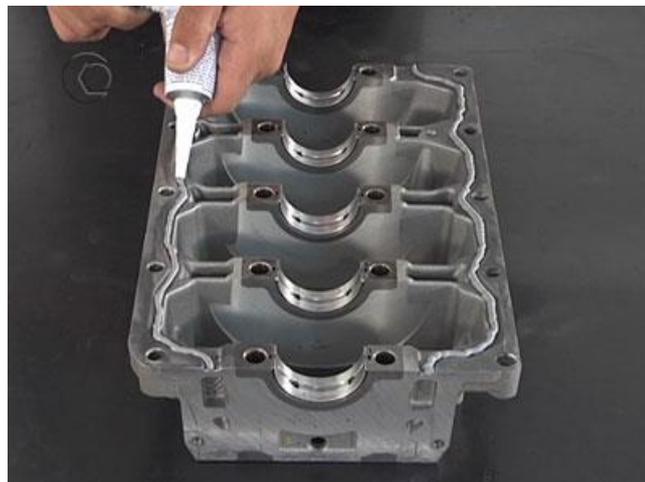
Fonte: Cabeçote Do Motor | Autos - Cultura Mix, 2017.

Figura 9 – Bloco.



Fonte: Conheça as partes básicas de um motor, 2017.

Figura 10 – Sub-Bloco.

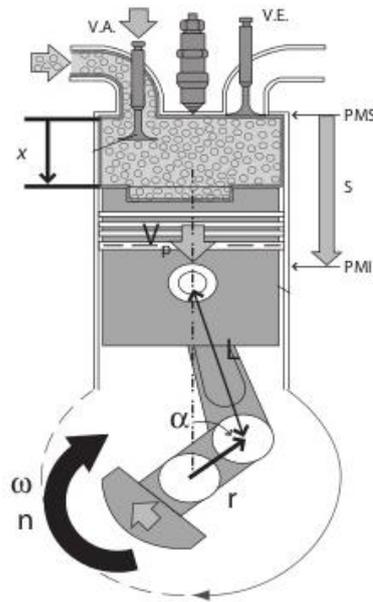


Fonte: Motores FIRE, 2017.

### 3.1.2 Cinemática do motor

A cinemática de um MCI estuda o movimento do mecanismo biela manivela (virabrequim). A Figura 11 expõe as principais partes e característica da cinemática de um MCI.

Figura 11 – Parâmetros do motor.



Fonte: Brunetti,2012.

- Ponto Morto Superior (PMS) – é o momento em que o pistão se encontra mais próximo do cabeçote;
- Ponto Morto Inferior (PMI) – é o momento em que o pistão se encontra mais distante do cabeçote;
- S (Curso) – é o percurso feito pelo cilindro, quando este vai do PMS para o PMI;
- $V_p$  – é a velocidade média do pistão;
- r – raio do virabrequim;
- n – frequência do virabrequim;
- $\omega$  – velocidade angular do virabrequim;
- $\alpha$  – é o ângulo compreendido pelo virabrequim e o eixo do pistão, e adota-se  $\alpha=0$  no momento em que o pistão se encontra no PMS;
- L – comprimento da biela;
- X – distância para o pistão chegar no PMS;

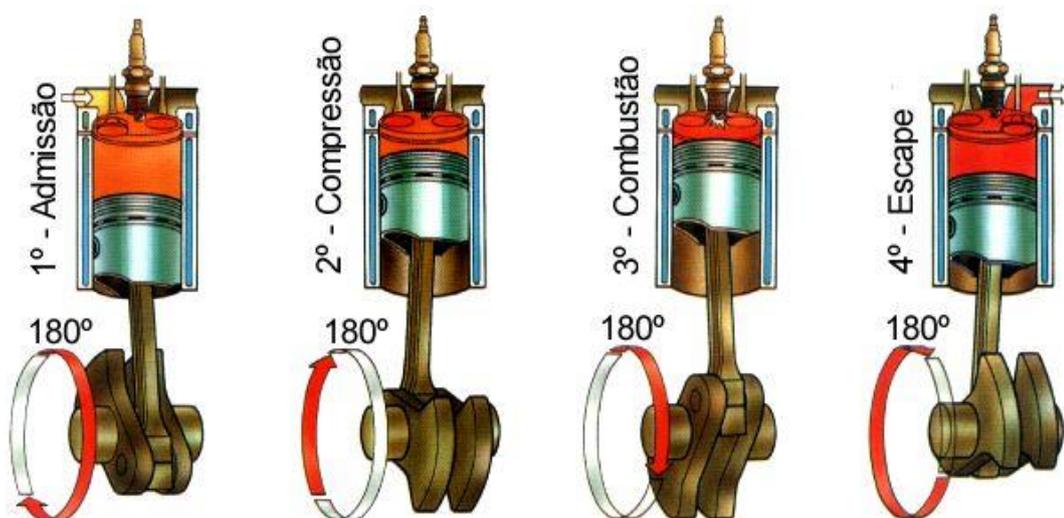
### 3.1.3 Operação e funcionamento

Os MCI podem ser divididos em duas categorias a respeito do seu funcionamento: motores de quatro tempos e motores de dois tempos. A principal diferença entre estes dois tipos é que o motor de dois tempos possui uma explosão para cada giro do virabrequim, enquanto o motor de quatro tempos possui uma a cada dois giros. Os quatro tempos do motor são: admissão, compressão, expansão e exaustão. Como o atual trabalho estuda um motor de quatro tempos, este será o tipo de motor que será descrito. A Figura 12 mostra os quatro tempos do motor.

O tempo de admissão se inicia com o pistão no PMS e termina próximo ao PMI. Nessa etapa a válvula de admissão é aberta, enquanto a de exaustão se encontra fechada, e toda a mistura ar/combustível é admitida para dentro do motor. Na segunda etapa (compressão) ambas as válvulas se encontram fechadas, e ocorre o deslocamento do pistão do PMI para o PMS. Neste ciclo a mistura ar combustível é comprimida, fator decisivo que garante a eficiência do motor.

O tempo de expansão/combustão se inicia com ignição da mistura, seja através de uma centelha ou da própria compressão do sistema. A combustão move o pistão do PMS para o PMI, sendo a etapa de geração de trabalho mecânico. O último estágio começa com a abertura da válvula de exaustão. Nessa fase o pistão se desloca do PMI ao PMS expelindo o produto da combustão (Heywood, 1988).

Figura 12 – Ciclos do motor.



Fonte: Blog Sigma, 2017.



### 3.2 Fluidodinâmica computacional (CFD)

Fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) é a área da simulação computacional responsável por analisar escoamento de fluidos, transferência de calor e reações químicas. Alguns exemplos de fenômenos que são resolvidos por análise CFD são: escoamento externo em veículos e aeronaves; reação de combustão em MCI; escoamento em tubulações; entre outras aplicações.

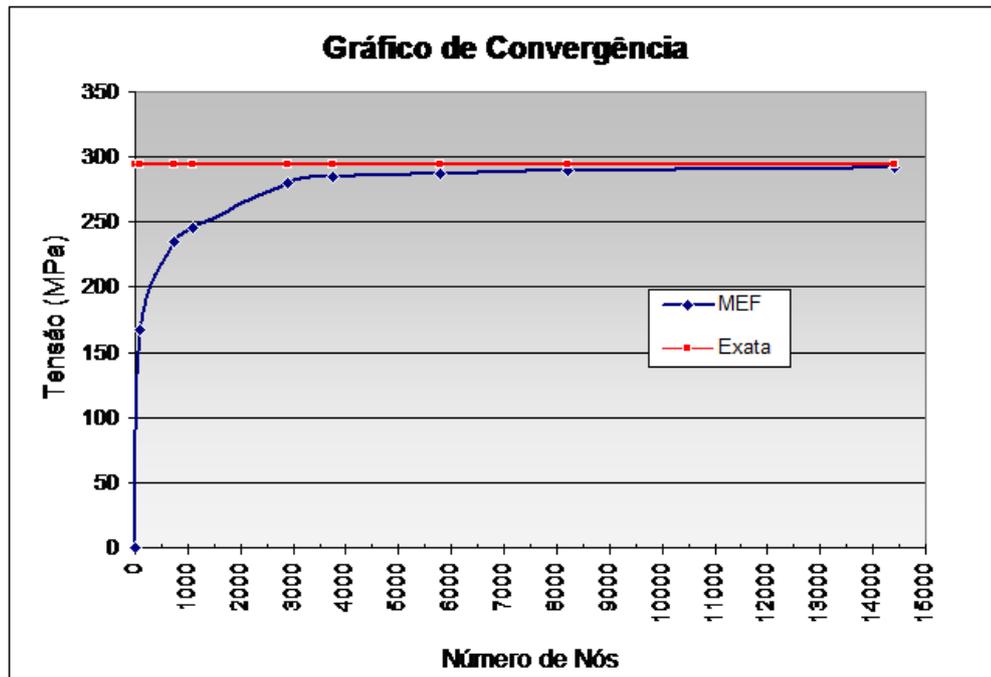
A análise CFD foi desenvolvida inicialmente pela indústria aeroespacial, e foi utilizada como ferramenta para simular o funcionamento de uma aeronave, prever os esforços de arrasto e sustentação de uma asa, sendo de fundamental importância para reduzir os custos de novos projetos. Vendo as vantagens que a simulação CFD trouxe para a indústria aeroespacial diversos setores também aderiram para esta ferramenta no desenvolvimento dos seus projetos. Contudo, a simulação CFD só foi amplamente utilizada a partir da década de 90 com o desenvolvimento de *hardwares* e *softwares* que permitiram que problemas mais complexos pudessem ser resolvidos [Versteeg e Malalasekera, 2007].

As simulações CFD podem ser divididas em três etapas:

- Pré-processamento;
- Solução;
- Pós-processamento.

A fase de pré-processamento tem o objetivo de definir a geometria do problema (domínio), geração de malha, os fenômenos que regem o problema em questão (equações governantes e condições de contorno) e as propriedades dos materiais utilizados. Na geração de malha, o domínio estudado é discretizado em milhares (as vezes milhões) de elementos menores, onde em cada elemento as equações que governam o sistema serão aplicadas. Devido a isso o esforço computacional está diretamente relacionado a quantidade de elementos. A geração de malha de um sistema é uma das fases mais importantes no momento de se realizar uma simulação CFD. Para se eliminar a influência da quantidade de elementos é necessário realizar um estudo de convergência de malha. Como pode ser visto na Figura 14 com o aumento da quantidade de elementos a solução vai convergindo para um resultado, ou seja, a resposta não está mais sendo influenciada pela malha (Versteeg e Malalasekera, 2007). Segundo os autores recém citados, mais de 50% do tempo utilizado para realizar uma análise CFD é aplicado para definir a geometria e malha do problema.

Figura 14 – Gráfico de convergência dos resultados com o refinamento da malha.



Fonte: Perguntas e Respostas sobre CAE - Domingos de Azevedo, 2017.

Na segunda etapa os *softwares* CFD utilizados comercialmente podem empregar vários processos para achar a solução numérica do problema em questão, como, volume finitos, elementos finitos, entre outros. O método de volumes finitos (que foi o utilizado no atual trabalho) segue três passos: primeiramente ele integra todas as equações governantes por todos os volumes do domínio; depois da integração estas equações são discretizadas, convertendo os resultados das equações integrais em sistemas de equações algébricas; por fim estas equações são resolvidas através de um método iterativo (Versteeg e Malalasekera, 2017).

Na fase de pós-processamento os resultados do problema são obtidos por meio de gráficos cartesianos e gráficos de cores tendo como resultados campos de temperatura, pressão, velocidade, entre outros.

### 3.2.1 Equações governantes

As simulações CFD são baseadas em equações da dinâmica dos fluidos. Essas equações governantes representam afirmações matemáticas das leis de conservação da física. As leis adotadas são:

- Conservação de massa;
- Conservação de momento – originada na segunda lei de Newton;

- Conservação de energia – proveniente da primeira lei da termodinâmica.

A lei da conservação de massa se baseia no princípio em que nenhuma matéria pode ser criada nem destruída. Esta lei requer que a taxa de variação de massa dentro de um volume de controle é equivalente ao fluxo de massa que cruza esse volume de controle. A formula integral deste princípio pode ser visto na Equação (7). Nesta equação o termo da esquerda representa a variação de massa dentro do volume de controle e o termo da direita a quantidade de massa que cruza a superfície desse volume de controle.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV = - \int_S \rho V \cdot n dS \quad (7)$$

Aplicando o teorema de divergência de Gauss e substituindo a integral de superfície por uma integral de volume tem-se:

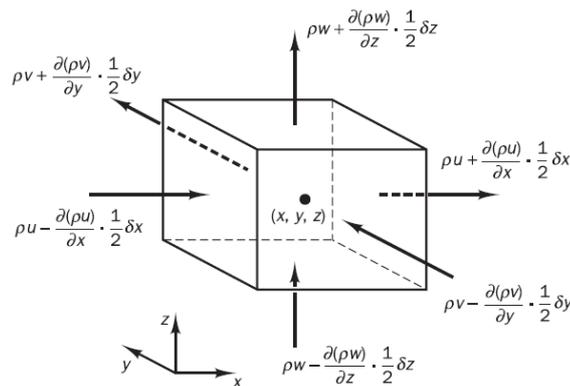
$$\int_V \left[ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) \right] dV = 0 \quad (8)$$

Como a Equação (8) é válida para qualquer volume de controle, isto implica na Equação (9). Esta é a equação continuidade em sua forma diferencial parcial.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (9)$$

Na Figura 15 é possível observar a conservação de massa para o elemento qualquer. Neste elemento a conservação de massa foi aplicado nos três eixos cartesianos (x, y e z) (Tu et al., 2013).

Figura 15 – Conservação de massa para um elemento qualquer.



Fonte: Versteeg e Malalasekera, 2007.

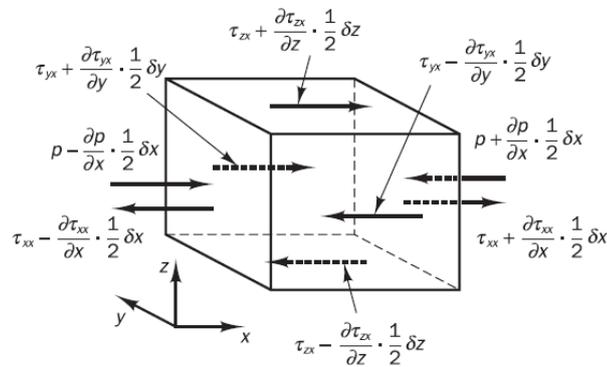
Para a segunda equação governante tem-se que aplicar a conservação de momento no elemento analisado. Considerando um elemento de fluido qualquer descrito na Figura 16, a segunda lei de Newton afirma que a soma das forças que atuam nele é igual a sua massa vezes sua aceleração. Considerando inicialmente somente a componente cartesiana x tem-se:

$$\sum F_x = m \cdot a_x \quad (10)$$

O termo da direita na Equação (10) pode ser modificado considerado a aceleração em x como sendo uma derivada da velocidade em x (u) pelo tempo e substituindo a massa pelo volume vezes a densidade, tem-se:

$$m \cdot a_x = \rho \frac{Du}{Dt} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (11)$$

Figura 16 – Diagrama de corpo livre para um elemento qualquer.



Fonte: Versteeg e Malalasekera, 2007.

Existem duas fontes de forças para um fluido: forças de superfície e forças de corpo. As forças de corpo são forças que atuam em um volume, sem necessitar de um contato, diferente da força de superfície que atua sobre uma superfície, e precisam de contato. As forças de corpo que podem influenciar no momento do fluido são: gravidade, Coriolis e forças eletromagnéticas. Esses termos de força são incorporados acrescentando um termo fonte a força de superfície. Na Figura 16 vemos que as forças de superfície que atuam na direção x são: tensão normal e tensão de cisalhamento. Combinando a soma dessas forças no eixo x e acrescentando a Equação (11) na Equação (10), tem-se:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \sum F_x \text{ forças de corpo} \quad (12)$$

Da mesma forma pode-se deduzir a equações de momento em y (Equação (13)) e em z (Equação (14)) (Tu et al., 2013).

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \sum F_y \text{ forças de corpo} \quad (13)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \sum F_z \text{ forças de corpo} \quad (14)$$

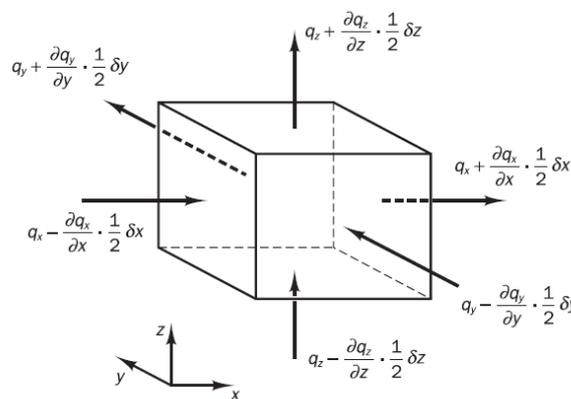
A equação de conservação de energia é derivada a partir da primeira lei da termodinâmica (Equação (15)). De acordo com Tu et al. [2013], a variação de qualquer propriedade no tempo pode ser substituída pelo produto da densidade pela derivada substancial (Equação (16)).

$$\frac{dE}{dt} = \sum \dot{Q} - \sum \dot{W} \quad (15)$$

$$\frac{dE}{dt} = \rho \frac{DE}{Dt} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (16)$$

Os termos formados pela parte a direita da Equação (15) representam a taxa líquida de calor adicionada ao volume de controle ( $\sum \dot{Q}$ ) e a taxa líquida de trabalho gerado pelas forças de superfícies do fluido ( $\sum \dot{W}$ ). Inicialmente foram analisadas as forças e o calor adicionado na direção x para depois associar para as direções y e z. A Figura 17 expõe a taxa de calor que cruza o elemento.

Figura 17 – Taxa líquida de calor no elemento qualquer.



Fonte: Versteeg e Malalasekera, 2007.

A taxa de trabalho sofrida pelo volume de controle pode ser calculada multiplicando-se a forças de superfície ( $\sigma_{xx}$ ,  $\tau_{yx}$  e  $\tau_{zx}$ ) pela componente da velocidade da direção x. Combinando

a Equação (16) na Equação (15), e aplicando o conceito de trabalho explicado anteriormente tem-se:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \frac{\partial(u\sigma_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(v\sigma_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(w\sigma_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} - \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} \quad (17)$$

Os fluxos de calor podem ser formulados aplicando a lei de Fourier que relaciona o fluxo de calor com o gradiente de temperatura local (Equação (18)), onde  $k$  é o coeficiente de condutividade térmica.

$$q_{x/y/z} = -k \frac{\partial T}{\partial x/y/z} \quad (18)$$

Substituindo a Equação (18) na Equação (17) e correlacionando o termo da tensão normal com a pressão, a equação da conservação da energia se torna (Tu et al., 2013):

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ k \frac{\partial T}{\partial z} \right] - \frac{\partial(Up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} + \Phi \quad (19)$$

Onde  $\Phi$  é o termo dissipativo que associa a energia dissipada por meio do atrito, e para coordenadas cartesianas a sua formulação está exposta abaixo.

$$\Phi = \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \quad (20)$$

### 3.2.2 Método de Volumes Finitos

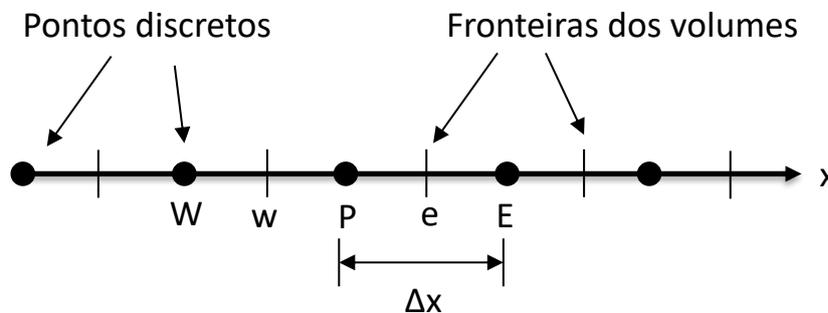
Qualquer processo para se obter uma solução computacional consiste de dois estágios. O primeiro requer a conversão da equação diferencial parcial, e as condições de contorno e iniciais, em um sistema de equações algébricas. Esse processo é chamado de discretização. Para a realização desse processo existem diferentes métodos: elementos finitos, diferenças finitas, volumes finitos e espectral. O segundo estágio da solução computacional requer a implementação de um método numérico para resolver o sistema de equações algébricas originadas pela discretização (Tu et al., 2013).

O método de volumes finitos discretiza a forma integral das equações de conservação diretamente no espaço físico. O domínio computacional é dividido em um número finito de volumes de controle, onde no centroide de cada volume de controle é calculado os valores das propriedades. Como o método de volumes finitos opera com volumes de controle ele tem a capacidade de acomodar qualquer tipo de elemento. Este método tem mais vantagens que desvantagens, e por isso é o método mais utilizado nos *softwares* comerciais CFD. Uma vantagem importante é que a malha deste método pode ser formada por diferentes elementos, por exemplo, em uma análise bidimensional, os elementos podem ser formados por triângulos e quadriláteros, permitindo assim uma maior flexibilidade para se construir geometrias mais complexas (Tu et al., 2013).

Existem duas formas de se obter as equações algébricas pelo método de volumes finitos: o primeiro modo é realizar um balanço da propriedade estudada pelo volume de controle; e a outra é integrar em função do espaço e do tempo as equações nas formas conservativas (Maliska, 2004).

Nas Figuras 15, 16 e 17 é possível ver um exemplo prático do que ocorre em cada elemento da malha, onde as equações que governam o fluido irão ser discretizadas e calculadas nas fronteiras dos volumes de controle. Para melhor entendimento do que ocorre, um exemplo simples de difusão em estado estacionário vai ser exposto. A equação de transporte para uma propriedade  $\Phi$ , pode ser descrita pela Equação (21):

Figura 18 – Discretização de um elemento unidimensional.



Fonte: Autor.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + S = 0 \quad (21)$$

Onde:

$\Gamma$  = é o coeficiente de difusão;

$S = \dot{\epsilon}$  o termo fonte;

Para melhor entendimento do exemplo, a Figura 18 mostra a Discretização de um elemento unidimensional. Os pontos W, P e E são os nós da malha e o volume de controle inicia no ponto w e termina no ponto e. A discretização da Equação (21) pelo método de volumes finitos se dá pela integração da equação que governa o elemento (Equação (22)), gerando assim a Equação (23).

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) dV + \int_{\Delta V} S dV = 0 \quad (22)$$

$$\left( \Gamma A \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_e - \left( \Gamma A \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_w + \dot{S} \Delta V = 0 \quad (23)$$

Onde:

$A =$  seção da área do volume de controle;

$\Delta V = \dot{\epsilon}$  o volume;

$\dot{S} = \dot{\epsilon}$  a média do fator fonte  $S$  no volume de controle.

Um fator interessante é que depois da discretização fica visível o fenômeno físico que ocorre dentro do volume de controle. A Equação (23) acima mostra que o fluxo de difusão  $\Phi$  que sai do volume menos o fluxo de difusão  $\Phi$  que entra no elemento é igual a geração de  $\Phi$ , que é a equação de balanço de  $\Phi$  no volume de controle (Fortuna, 2000).

Com o exemplo acima foi possível entender o procedimento do método de resolução de volumes finitos para discretizar as equações que regem o domínio pela forma de integração da equação na forma conservativa em função do volume de controle, que para o caso foi a equação de transporte da propriedade  $\Phi$  qualquer.

### 3.2.3 Software

O *software* utilizado para realizar as simulações foi o Star-CCM+. Este é um programa de CAE (*Computer Aided Engineering*) comercializado pela Siemens. No Star-CCM+ é possível realizar vários tipos de análises, como:

- Aero acústica;
- Dinâmica dos fluidos;
- Transferência de calor;
- Fluxos Multifásico;

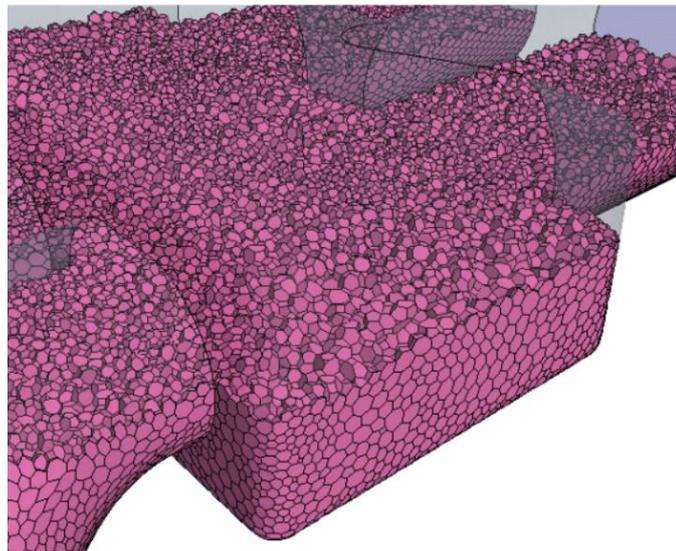
- Mecânica dos sólidos;
- Fluxos reativos.

Para o atual trabalho o Star-CCM+ foi utilizado pela disponibilidade de se trabalhar com mais de uma física ao mesmo tempo. Como o trabalho visa realizar uma análise CHT de um motor de combustão interna, é essencial que o *software* escolhido permitisse realizar a interação da parte fluido com a parte sólida do motor.

### 3.2.3.1 Malha

Dois tipos de elementos de malha foram utilizados na simulação: malha poliédrica (*Polyhedral Mesher*) e camada de prisma (*Prism Layer Mesher*). O elemento poliédrico (Figura 19) proporciona uma solução balanceada para malhas de geometrias complexas. Esse tipo de elemento é fácil e eficiente para se criar, sem requerer mais preparação de superfícies comparado com elementos tetraédricos, possuindo também uma quantidade de elementos cinco vezes menor (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

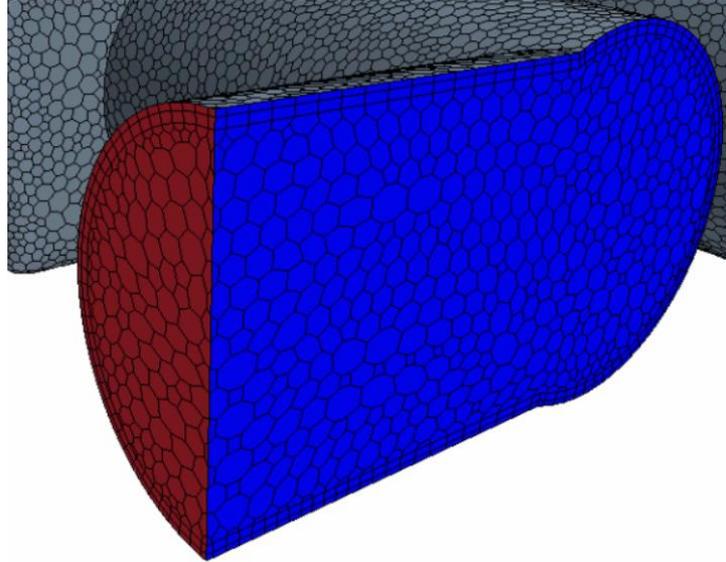
Figura 19 – Elemento poliédrico existente no Star-CCM+.



Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016.

A camada de prisma (Figura 20) (*Prism Layer Mesher*) é um modelo de geração de malha criado pelo *software* para melhorar a precisão da simulação perto das superfícies, utilizada para melhor representar a camada limite do fluido. Essa malha é formada por elementos prismáticos ortogonais próximo as superfícies ou fronteiras (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

Figura 20 – Camada de prisma existente no Star-CCM+.



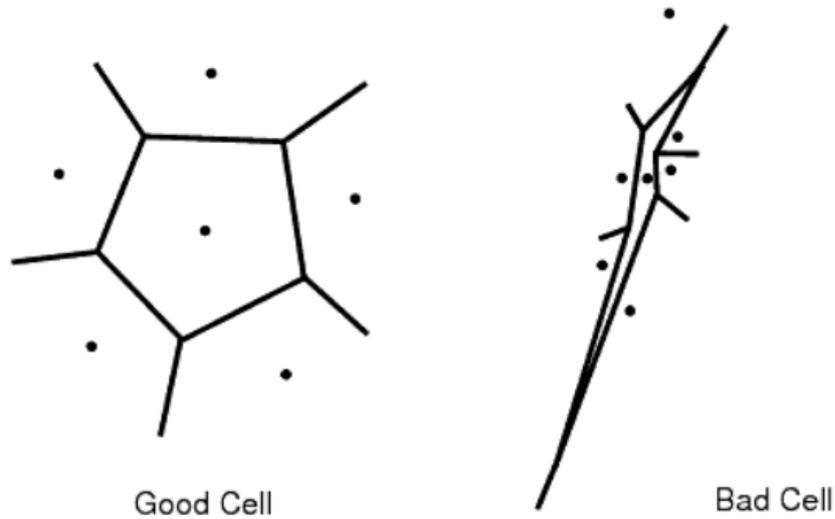
Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016.

Outra opção de geração de malha que o Star-CCM+ oferece é a opção de extrudar um volume de malha com o objetivo de produzir elementos ortogonais extrudados de uma condição de contorno específica. Esse gerador de malha é utilizado tipicamente para condições de contorno de entrada e saída com o propósito de obter uma representatividade computacional maior (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

O Star-CCM+ também possui formas de avaliar a qualidade da malha criada. Os principais parâmetros utilizados no atual trabalho para medir a qualidade do elemento da malha foi o *Cell Quality* (qualidade de célula) e *Skewness Angle* (ângulo de skewness).

O *Cell Quality* é um algoritmo híbrido baseado nos métodos de Gauss e mínimo quadrados. É uma função que mede não somente a distribuição dos centroides dos elementos, mas também a orientação das suas faces. A Figura 21 mostra uma diferença de um bom elemento e de um mal de acordo com esse parâmetro (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016). De acordo com o guia do software, quanto mais próximo de 1 melhor o elemento, não podendo possuir elementos com valores menores que 0,00001.

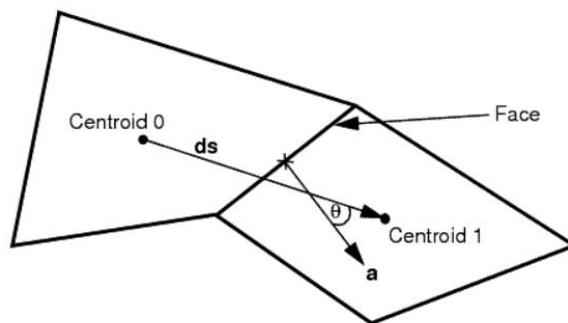
Figura 21 – Diferença de um elemento bom e ruim pelo algoritmo *Cell Quality*.



Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016.

O *Skewness Angle* mede a angulação formada pela linha que liga os centroides das duas células com a linha normal a face formada pelos elementos (Figura 22). Quando o ângulo é 0 quer dizer que a malha é perfeitamente ortogonal, ângulos maiores que  $90^\circ$  indicam que a malha não está boa, e que pode proporcionar problemas de convergência. Porém uma simulação pode possuir valores maiores que  $90^\circ$ , mas não indicar um problema de convergência (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

Figura 22 – Descrição do cálculo do ângulo de *Skewness*.



Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016.

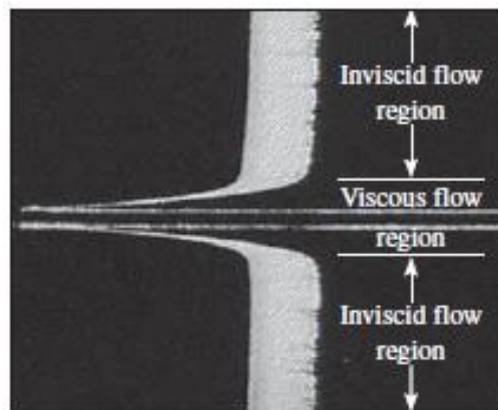
### 3.3 Mecânica dos fluidos

#### 3.3.1 Camada limite

Pela condição de não escorregamento do fluido, o escoamento do mesmo sobre uma região sólida acarreta no surgimento de duas regiões: escoamento viscoso e não viscoso (Figura 23). No escoamento viscoso os efeitos do atrito são significativos e o efeito proveniente das forças viscosas e a rotacionalidade não podem ser desprezados, já a região não viscosa esses efeitos podem ser desprezados pois os esforços são pequenos comparados às forças inerciais e de pressão (Çengel e Cimbala, 2013).

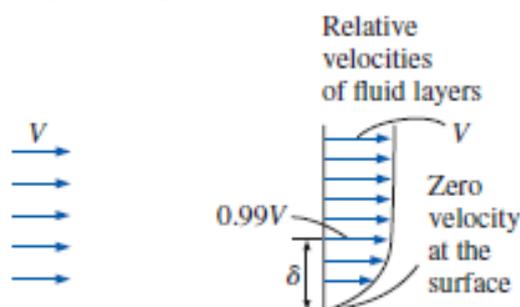
A camada limite de um fluido é formada com a interação do fluido com um sólido, e é a região onde os efeitos viscosos não podem ser desprezados (Figura 24). Nessa região ocorre o surgimento de um perfil de velocidade que surge por causa da viscosidade do fluido (Çengel e Cimbala, 2013).

Figura 23 – Divisão de um escoamento viscoso e não viscoso sobre uma placa.



Fonte: Çengel e Cimbala, 2013.

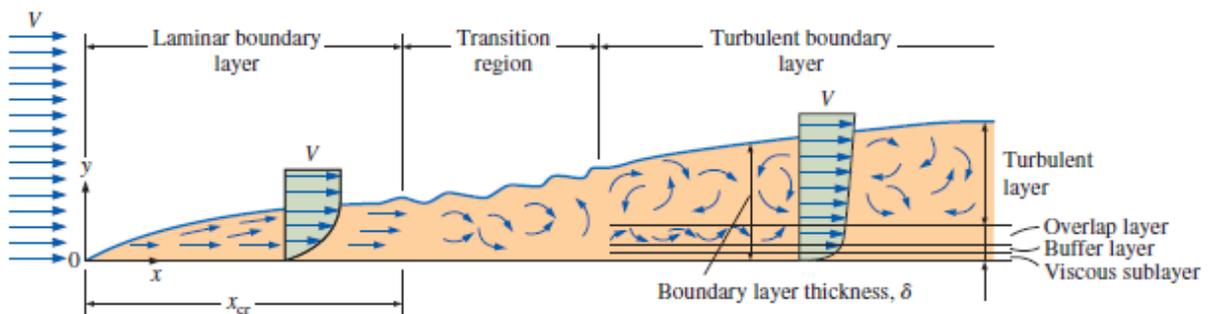
Figura 24 – Representação da camada limite sobre uma placa.



Fonte: Çengel e Cimbala, 2013.

O escoamento ainda pode ser classificado como laminar ou turbulento. No escoamento laminar o movimento do fluido é caracterizado como ordenado e suave. Escoamentos de fluidos com alta viscosidade, como óleos, e com baixas velocidades são tipicamente laminares. Em contraponto, quando o movimento do fluido é altamente desordenado o fluxo é denominado como turbulento. Ainda existe uma região do escoamento de fluidos onde o fluxo se alterna de laminar e turbulento, sendo denominado como transitório. A Figura 25 expõe um fluxo de ar em uma placa plana onde é possível ver a região laminar, turbulenta e de transição (Çengel e Cimbala, 2013).

Figura 25 – Transição do tipo de escoamento para uma placa de acordo com o número de *Reynolds*.



Fonte: Çengel e Cimbala, 2013.

O parâmetro que se mede o tipo de fluxo é o número adimensional denominado número de *Reynolds*. Este parâmetro é influenciado pela velocidade do fluido, pelo comprimento/diâmetro e pela viscosidade do fluido. O valor que caracteriza se é laminar e turbulento varia de acordo do tipo de escoamento. No escoamento em uma placa o escoamento é laminar até *Reynolds* de  $10^5$ , se tornando turbulento em  $3 \times 10^6$ . Já no escoamento interno em uma tubulação de diâmetro circular o número de *Reynolds* para o fluxo laminar ocorre até 2300, e se torna turbulento em 4000. A Equação (24) mostra como se calcula o número de *Reynolds* para o escoamento interno de uma tubulação de seção circular (Çengel e Cimbala, 2013).

$$Re = \frac{\rho V_{méd} D}{\mu} \quad (24)$$

Onde,

$\rho$  = Densidade do fluido;

$V_{méd}$  = Velocidade média;

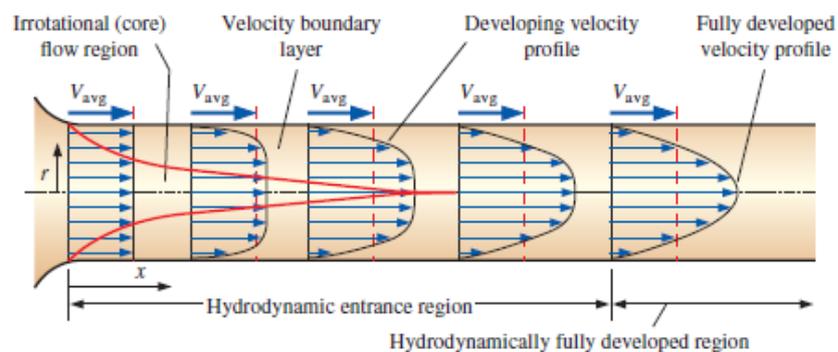
$D$  = Diâmetro;

$\mu$  = Viscosidade dinâmica.

### 3.3.2 Região de entrada

A condição de não escorregamento implica na estagnação das partículas do fluido na camada que está em contato com a parede de um tubo, fazendo com que um fluido que entra com velocidade constante em um tubo circular comece a desenvolver um perfil de velocidade (survido a partir da formação da camada limite), até que em um determinado comprimento o perfil fique completamente desenvolvido (a camada limite atinge o centro do tubo) (Figura 26). A região de entrada do tubo até o local onde o perfil de velocidade é completamente desenvolvido é chamada de comprimento de entrada hidrodinâmico. A região onde o perfil de velocidade está completamente desenvolvido é chamada de região hidrodinamicamente completamente desenvolvida (Çengel e Cimbala, 2013).

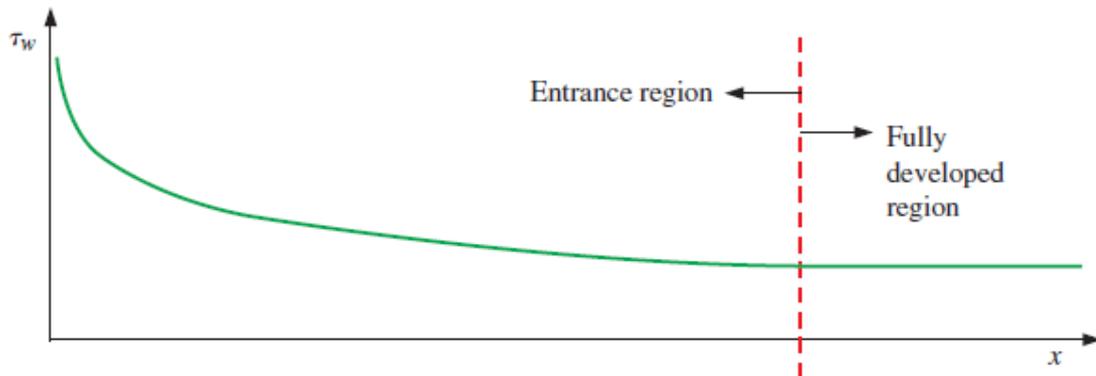
Figura 26 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo de um tubo.



Fonte: Çengel e Cimbala, 2013.

A tensão de cisalhamento na parede do tubo é relacionada com a inclinação do perfil de velocidade, e como o perfil de velocidade se torna inalterado na região completamente desenvolvida, a tensão de cisalhamento também fica constante nessa região. A tensão de cisalhamento é maior na entrada do tubo onde a espessura da camada limite é menor, e vai caindo gradativamente, até se tornar constante quando o perfil de velocidade fica completamente desenvolvido (Figura 27) (Çengel e Cimbala, 2013).

Figura 27 – Tensão de cisalhamento em função da distância.



Fonte: Çengel e Cimbala, 2013.

O comprimento de entrada hidrodinâmica é tomado como a distância da entrada do tubo até o lugar onde a tensão de cisalhamento chega a 2% do valor completamente desenvolvido. De acordo com Kays e Crawford (2004) e Shah e Bhatti (1987) este valor é aproximado pela Equação (25).

$$L_{h,laminar} = 0,05ReD \quad (25)$$

Onde:

$L_{h,laminar}$  = Comprimento hidrodinâmico laminar.

No escoamento turbulento, de acordo com Shah e Bhatti (1987) e Zhi-qing (1982), o comprimento de entrada pode ser calculado pela a Equação (26):

$$L_{h,turbulento} = 1,359 DRe^{1/4} \quad (26)$$

Podendo ser aproximado por:

$$L_{h,turbulento} = 10D \quad (27)$$

Onde:

$L_{h,turbulento}$  = Comprimento hidrodinâmico turbulento.

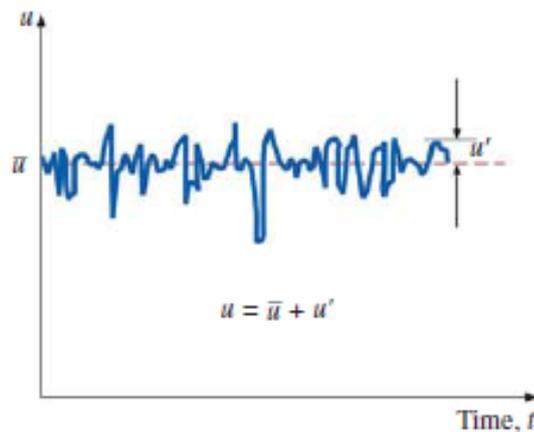
### 3.4 Escoamento turbulento em tubos circulares – Definindo o valor de $Y^+$

O escoamento turbulento é um mecanismo complexo que possui várias flutuações, e mesmo com a intensa pesquisa realizada sobre este assunto, a teoria ainda não foi completamente desenvolvida. A maioria das relações e equações sobre esse mecanismo foram criadas a partir de estudos empíricos e semi-empíricas (Çengel e Cimbala, 2013).

O escoamento turbulento é caracterizado por possuir flutuações aleatórias e rápidas de regiões em redemoinho, que são denominadas de turbilhões. Essas flutuações transportam massa, momento e energia de uma região para outra de uma forma muito mais rápida se comparado com o escoamento laminar, que realizam essas transferências a partir de difusão molecular. Devido a isso os escoamentos turbulentos são associados com valores maiores de coeficiente de atrito, transferência de calor e de massa (Çengel e Cimbala, 2013).

Mesmo quando se trata de um escoamento estacionário os turbilhões presentes fazem com que existam flutuações locais significativas na velocidade, temperatura, pressão e densidade (se o escoamento for compressível). O gráfico mostrado na Figura 28 representa a variação de velocidade em um determinado ponto de um escoamento turbulento. Nela é possível ver que os valores instantâneos da velocidade flutuam em relação de um valor médio sugerindo que a velocidade pode ser calculada a partir da Equação (28) (Çengel e Cimbala, 2013).

Figura 28 – Gráfico com variação da velocidade em um escoamento turbulento em função do tempo.



Fonte: Çengel e Cimbala, 2013.

$$u = \bar{u} + u' \quad (28)$$

Onde:

$\bar{u}$  = velocidade média;

$u'$  = velocidade flutuante.

### 3.4.1 Modelagem de um escoamento turbulento

Para a modelagem de escoamentos turbulentos, as equações de conservação de massa, momento e energia discretizadas não demonstram por se só uma boa aproximação do modelo real.

Isto é devido à natureza aleatória deste tipo de escoamento. Então para tratar deste tipo de problema (responsável pela maioria dos problemas da engenharia), foi criado alguns modelos numéricos para representar a turbulência existente. Sendo estas as três principais técnicas:

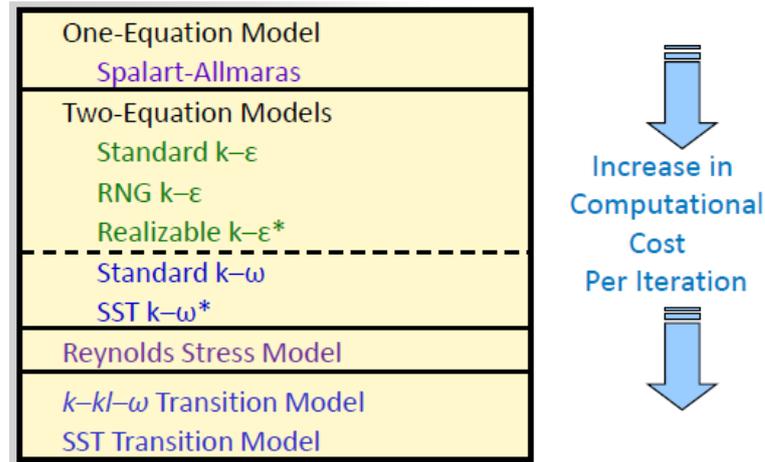
- *DNS (Direct Numerical Simulation)*;
- *LES (Large Eddy Simulation)*;
- *RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)*.

Dentre os modelos existentes, o *DNS* é o que representa a maior complexidade e maior custo computacional, porém é o que melhor representa a realidade, ou seja, o que possui maior precisão. Porém, na indústria as atividades são feitas rapidamente. Os engenheiros, na maioria das vezes, não necessitam de uma grande precisão e estão mais interessados em encontrar valores médios e que sejam obtidos rapidamente. Devido a estes fatores, o modelo utilizado nas indústrias é o *RANS*, pois este é o que demanda o menor custo computacional e que possui resultados aceitáveis. O modelo *DNS* é muito utilizado como modelo avaliativo para os modelos que usam a técnica *RANS*, servindo assim como um “calibrador” (Oliveira, 2013).

O modelo *DNS* contabiliza todas as escalas do espectro da turbulência no fenômeno, reque-rendo que o espaçamento da malha seja menor que a menor escala de comprimento turbulento. Isto é um dos motivos para que este tipo de simulação possua um custo computacional grande, outro motivo é que este tipo de modelo é inerentemente transiente, tendo que ser simulado por longos períodos de tempo, para garantir que o resultado seja estatisticamente estacionário e independente das condições iniciais. Já o modelo *LES* modela somente escalas de turbulência que possam ser vistas, introduzindo em seu modelamento numérico um filtro de espectro que elimina as escalas de turbulência pequena, computando somente as grandes escalas de espectro turbulento (Lesieur, 2008).

A Figura 29 mostra um quadro com modelos de turbulências *RANS*, seguindo dos que re-querem menos esforços computacionais (topo) para os que requerem mais esforços computaci-onais. Os modelos mais comuns utilizados são os  $k - \varepsilon$  e  $k - \omega$ , esses modelos se diferem principalmente a respeito do tratamento do fluxo na parede. O modelo  $k - \varepsilon$  é um modelo ro-busto porém não apresenta uma boa resposta para as camadas de malha presentes na superfície sólida quando se comparado com o modelo  $k - \omega$ . Outra característica importante desses dois modelos é que o modelo  $k - \omega$  requer valores de  $Y^+$  próximos a 1, enquanto o  $k - \varepsilon$  exige valores de  $Y^+$  entre 30 e 300 (Lecture 7: Turbulence Modeling, 2015).

Figura 29 – Quadro com modelos de turbulência tipo RANS.



Fonte: Lecture 7: Turbulence Modeling, 2015.

### 3.4.1.2 Modelos $k - \varepsilon$ no Star-CCM+

Como modelo  $k - \varepsilon$  foi o utilizado para a realização das simulações do presente trabalho este será exposto nesta seção. Este modelo é considerado robusto, conseguindo obter uma boa exatidão computacional, e ainda demanda um menor esforço computacional ao se comparar com o modelo  $k - \omega$ . O modelo de turbulência  $k - \varepsilon$  possui duas equações de transporte, uma para representar a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ( $k$ ) e outra para energia cinética turbulenta por unidade de massa ( $\varepsilon$ ) (Equações (29) e (30), respectivamente).

A equação de  $\varepsilon$  é a que apresenta a maior quantidade de aproximações, e possui diversas variações desta equação, modificando e eliminando algumas simplificações realizadas, como considerar separadamente o efeito do gradiente de pressão, ou introduzir o efeito da compressibilidade do escoamento (Nieckele, 2017).

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \frac{\partial (\bar{u}_j k)}{\partial x_j} = P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho \varepsilon \quad (29)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{[C_{1\varepsilon} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon] \varepsilon}{\kappa} \quad (30)$$

Onde:

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (31)$$

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (32)$$

Com constantes empíricas iguais a:

$$C_{\mu} = 0,09$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44$$

$$C_{2\varepsilon} = 1,92$$

$$\sigma_{\kappa} = 1$$

$$\sigma_{\varepsilon} = 1,3$$

Uma das variações deste modelo, citada anteriormente, foi utilizada no atual trabalho e que está presente no *software* Star-CCM+. O modelo utilizado foi o *k - ε Two-Layer* (duas camadas) que divide o esforço computacional em duas camadas. Na primeira, a mais próxima da parede, o valor de  $\varepsilon$  e da viscosidade turbulenta ( $\mu_t$ ) são especificados em função da distância da parede. Os valores de  $\varepsilon$  calculados na camada da parede e na região longe da parede são misturados suavemente, resultando em um resultado melhor. Essa abordagem permite que o modelo utilizado possa calcular a turbulência para malhas com  $Y+$  de aproximadamente 1 quanto para  $Y+$  maiores que 30 (Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016).

### 3.4.2 Cálculo de $Y+$ para tubos circulares

O  $Y+$  é um parâmetro adimensional responsável por mensurar se a simulação numérica foi bem resolvida na região da parede, se a camada limite foi modelada apropriadamente. Esse valor também categoriza se o problema utiliza um modelo de baixo número de *Reynolds* ( $Y+ < 5$ ) ou alto número de *Reynolds* ( $Y+ > 30$ ). O valor de  $Y+$  aceitável está relacionado com o modelo de turbulência utilizado na simulação. O Tabela 1 mostra alguns modelos de turbulência relacionando com o valor de  $Y+$  aceitável (Lecture 7: Turbulence Modeling, 2015).

Tabela 1: Lista de modelos de turbulência e os seus respectivos  $Y+$  aceitáveis.

Modelos de Turbulência	$Y+$ aceitável
SST	< 1
$k - \omega$	<1
$k - \varepsilon$	> 30 (Tendo modelos que aceitam baixo número de <i>Reynolds</i> )
RSM	> 30

Fonte: Lecture 7: Turbulence Modeling, 2015.

Os parâmetros necessários para se calcular o valor de  $Y^+$  para um tubo circular são: massa específica; viscosidade dinâmica; diâmetro e comprimento do tubo; e a vazão do escoamento. Primeiramente tem-se que calcular o número de *Reynolds* pela Equação (24). Depois de definido o número de *Reynolds* é possível determinar se o escoamento é turbulento ou laminar, com a definição do escoamento determinasse a abordagem empregada. Como o escoamento estudado é turbulento, este será o exposto a seguir.

A tensão de cisalhamento turbulenta é calculada pela Equação (33), tendo o coeficiente de fricção para um tubo circular em regime permanente pela correlação de Blasius obtido pela Equação (34) (JIJI e LATIF, 2014).

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho V_{med}^2 \quad (33)$$

$$C_f \cong 0,0791 Re^{-1/4} \quad (34)$$

Com o valor da tensão de cisalhamento turbulenta é possível obter a velocidade de fricção (Equação (35)) para depois obter o valor do tamanho do primeiro elemento (Equação (36)) a partir da definição de um valor de  $Y^+$ .

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (35)$$

$$y = \frac{y^+ \mu}{\rho u_\tau} \quad (36)$$

Onde:

$\mu$  = viscosidade dinâmica.

(Lecture 7: Turbulence Modeling, 2017).

Depois de definir o tamanho do primeiro elemento tem-se que escolher a quantidade, do mesmo, na camada de prisma. Para isso teve-se que calcular a espessura da camada limite pela Equação (37), e depois aplicar a teoria de progressão geométrica para saber a quantidade de elementos, considerando uma razão de crescimento de 1,2 (Equação (38)) (Çengel e Cimbala, 2013).

$$\delta = x \frac{0,380}{\sqrt[5]{Re}} \quad (37)$$

$$n = \frac{\log\left[\frac{\delta(q-1)}{y} + 1\right]}{\log q} \quad (38)$$

Onde:

$x$  = comprimento do duto;

$q$  = razão da progressão geométrica

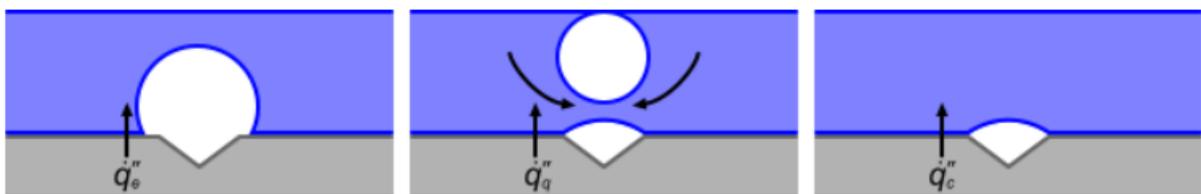
### 3.5 Ebulição

A camisa d'água de um MCI é composto por uma mistura de etilenoglicol e água. Com as altas temperaturas alcançadas nesta máquina térmica, o fluido refrigerante ultrapassa a temperatura de saturação ocasionando assim a formação de bolhas de vapor. Este tipo de análise (mudança de fase) vem sendo estudada intensamente pelos desenvolvedores de *softwares* CFD e pela academia, porém este tipo de simulação é complexa e demanda muito esforço computacional.

A ebulição do fluido ocorre quando a temperatura da região sólido em contato com fluido alcança altas temperaturas, ocorrendo assim uma alta transferência de calor, fazendo com que o fluido na região de contato ebulir, formando assim bolhas de vapor (Figura 30). Ocorrer a ebulição do fluido refrigerante na camisa d'água pode ser bom e ruim, dependendo das condições em que ocorrem.

Se o fluxo do escoamento tiver velocidade suficiente para desprender a bolha de vapor da parede do sólido, esta ebulição é benigna pois além de ocorrer transferência de calor pela convecção do fluido, existe também uma transferência de calor responsável pela mudança de fase, ocorrendo assim um aumento de transferência de calor global. No entanto, se as bolhas não se desprenderem da parede, um filme de vapor é formado fazendo com que a taxa de transferência de calor caia drasticamente (Punekar e Das, 2013).

Figura 30 – Formação de bolha sobre uma superfície sólida.



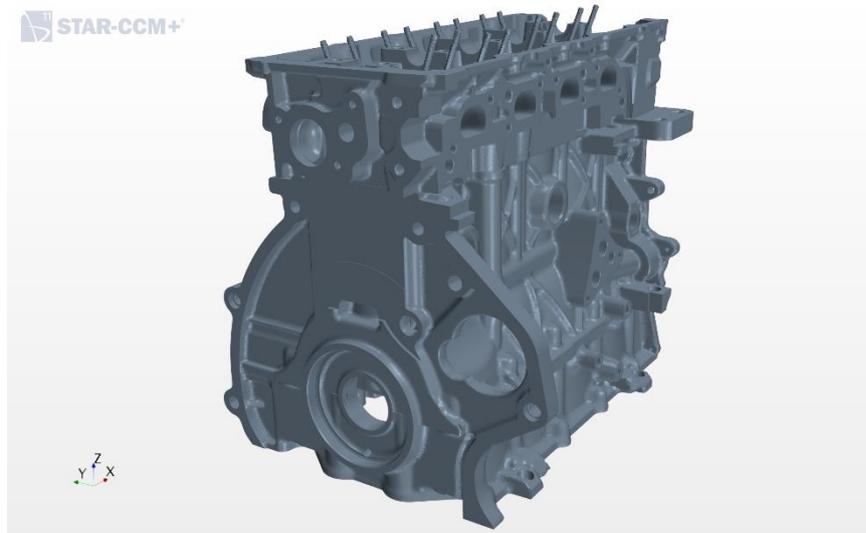
Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016.

#### 4 METODOLOGIA

O motor utilizado para a realização da simulação CHT (*Conjugate Heat Transfer*) foi o EtorQ 1.6 Turbinado (Figura 31), que está sendo estudado na Universidade Federal de Pernambuco (UFPE) através do convênio da FCA e UFPE com a FACEPE. Este trabalho tem como missão realizar um estudo numérico CFD da interação da parte fluida do motor com as partes sólidas do mesmo, realizando uma análise do cabeçote e fazendo estudos paramétricos de:

- Composição da mistura utilizada como fluido de arrefecimento;
- Configuração do fluxo da camisa d'água.

Figura 31 – CAD do EtorQ 1.6 SOHC Flex-Fuel.



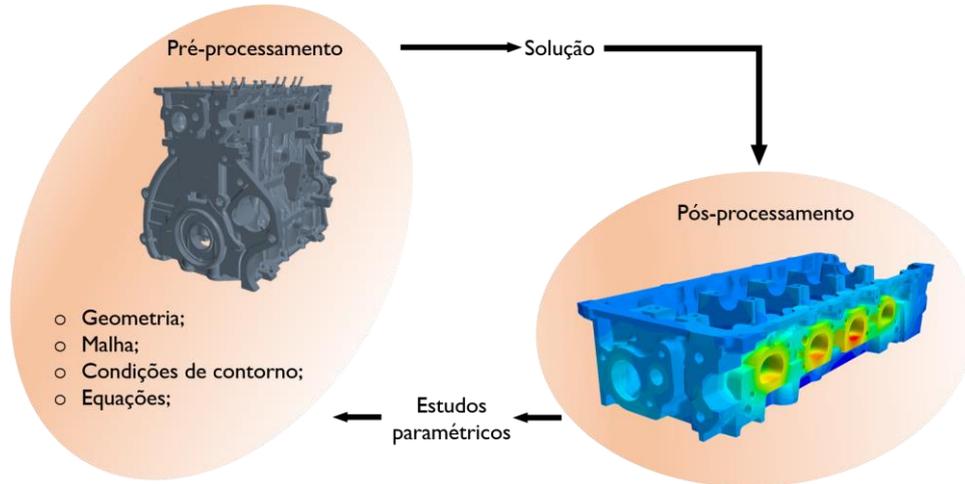
Fonte: Autor.

A ordem cronológica do trabalho será seguida de acordo com a especificada na fundamentação teórica, organização disposta para todos os trabalhos de simulação numérica 3D, que são:

- Pré-processamento: Geração da geometria, da malha, condições de contorno e modelos que regem o fenômeno;
- Solução;
- Estudos paramétricos.
- Pós-processamento: obtenção dos resultados da análise;

O fluxograma da metodologia empregada pode ser visto na Figura 32.

Figura 32 – Fluxograma da metodologia empregada no trabalho.



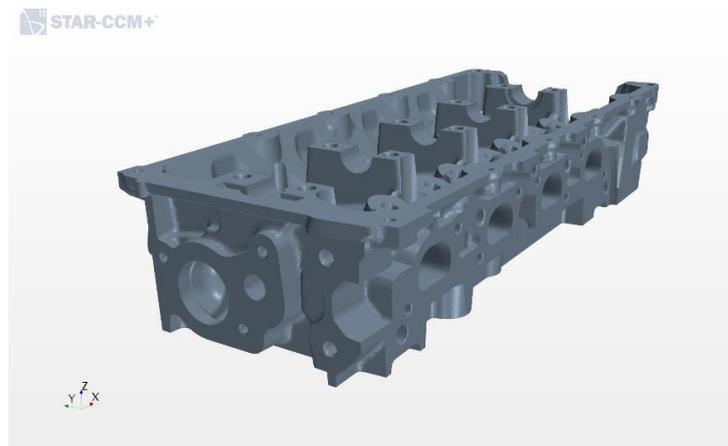
Fonte: Autor.

## 4.1 Pré-processamento

### 4.1.1 Geometria

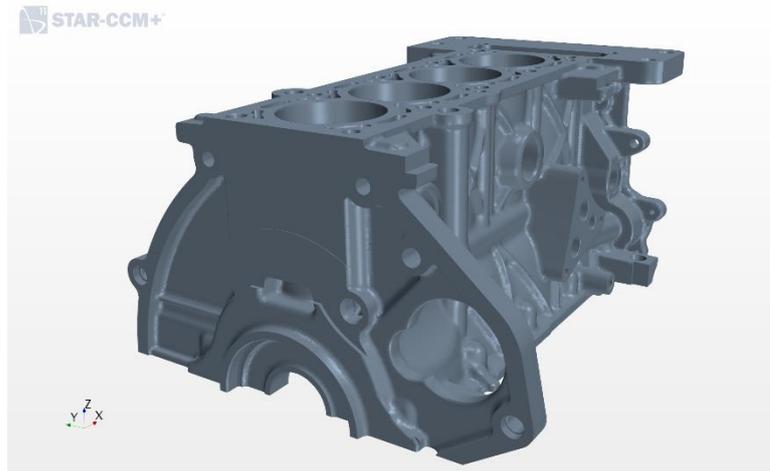
A geometria foi baseada no motor EtorQ 1.6 SOHC Flex-Fuel. Os componentes utilizados foram o cabeçote (Figura 33), bloco (Figura 34), junta (Figura 35), sub-bloco (Figura 36), válvulas (Figura 37), assentos de válvulas (Figura 38) e as guias de válvulas (Figura 39). Como o objetivo do trabalho é realizar um estudo da interação do fluido refrigerante com a parte sólida do motor, foi necessário gerar a camisa d'água do mesmo, sendo obtida no Star-CCM+ a partir do volume interno das galerias do cabeçote e do bloco. Esta camisa d'água pode ser vista na Figura 40. No *QR CODE* exposto na Figura 41 é possível ver um vídeo com a posição de todos esses componentes.

Figura 33 – CAD do Cabeçote.



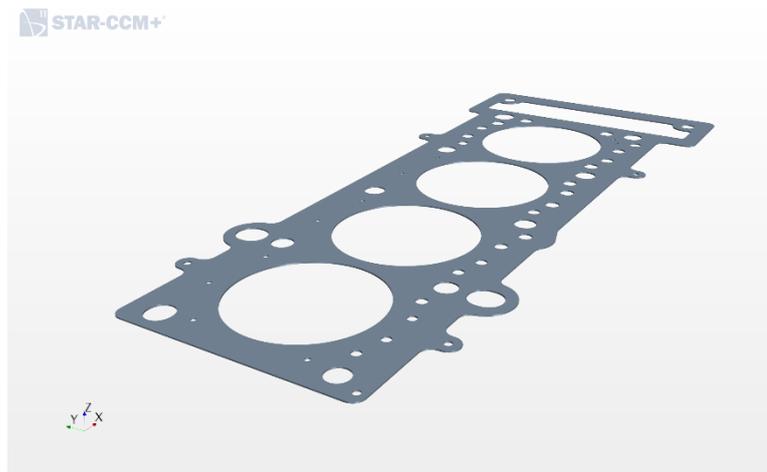
Fonte: Autor.

Figura 34 – CAD do Bloco.



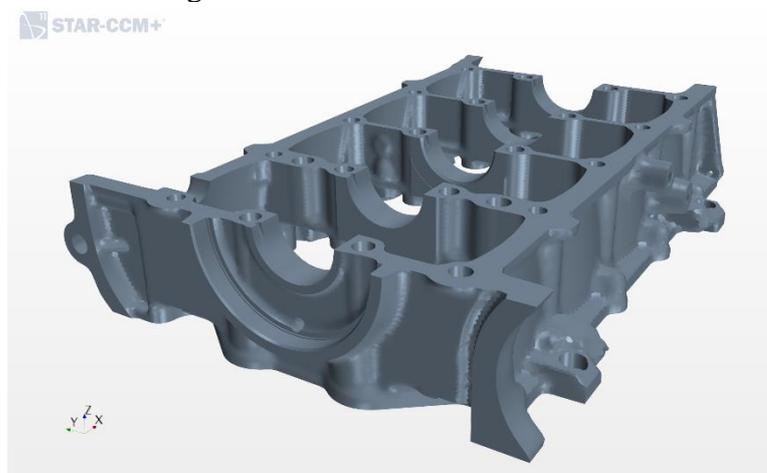
Fonte: Autor.

Figura 35 – CAD da junta.



Fonte: Autor.

Figura 36 – CAD do sub-bloco.



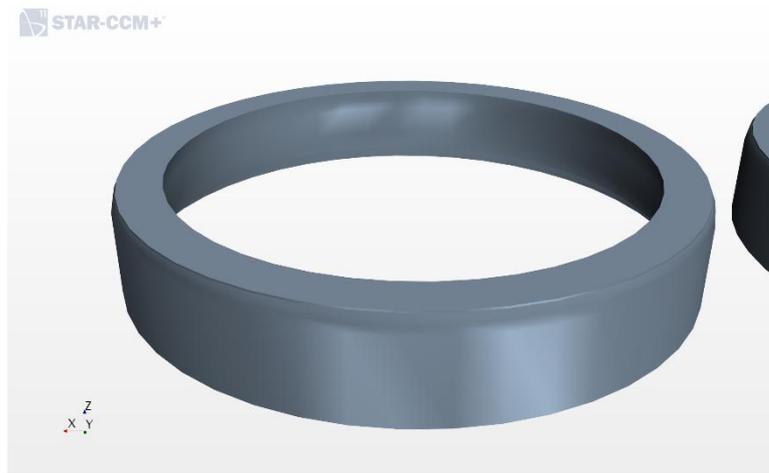
Fonte: Autor.

Figura 37 – CAD da válvula.



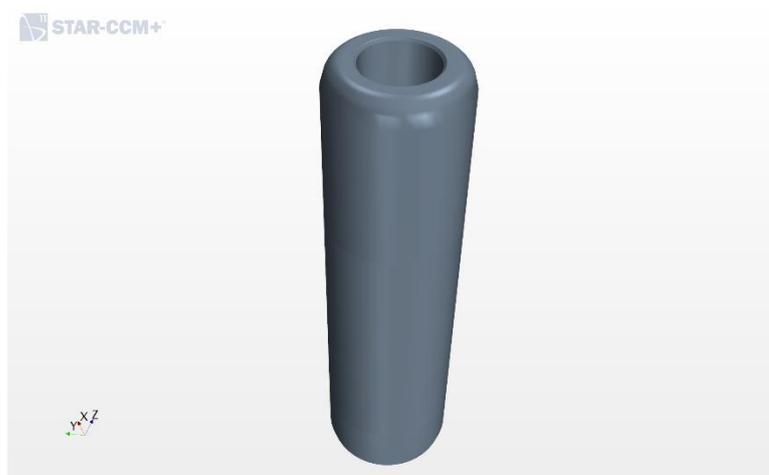
Fonte: Autor.

Figura 38 – CAD do assento de válvula.



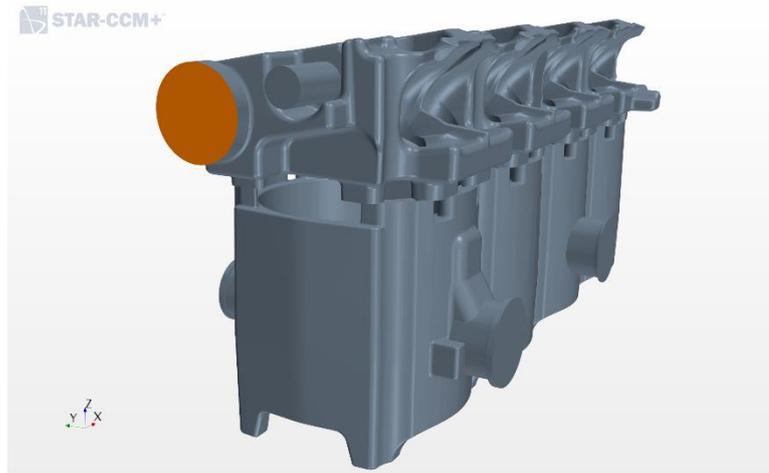
Fonte: Autor.

Figura 39 – CAD da guia de válvula.



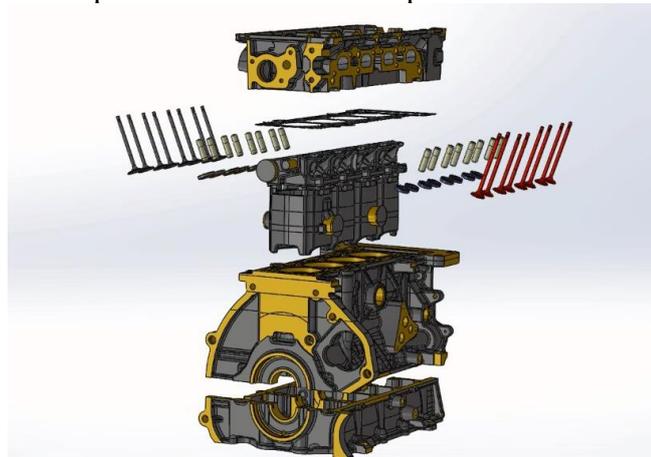
Fonte: Autor.

Figura 40 – CAD da guia de válvula.



Fonte: Autor.

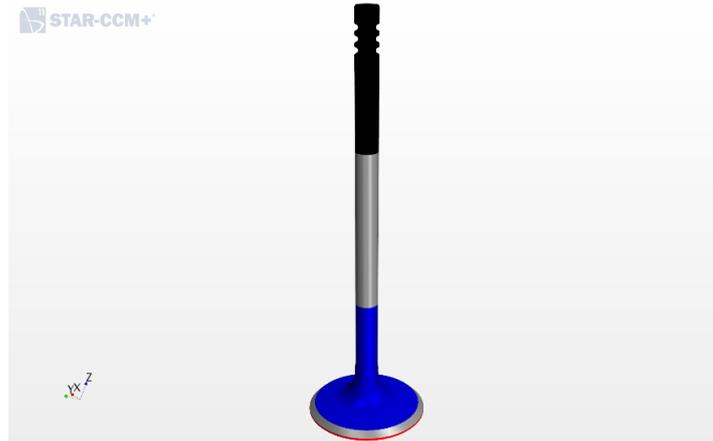
Figura 41 – Vista explodida de todos os componentes utilizados na simulação.



Fonte: Autor.

Depois que a geometria foi importada para o software utilizado, foi necessário nomear todas as faces dos componentes de acordo com a condição de contorno do mesmo. Por exemplo, analisando-se a válvula de admissão (Figura 42) tem-se que uma parte da mesma está exposta aos gases presentes na câmara de combustão (em vermelho), outra em contato com o assento e a guia de válvula (em cinza), outras faces com os gases de admissão (em azul) e em contato com o óleo (em preto) presente no cabeçote. A Figura 42 mostra essa divisão das faces da válvula de admissão de acordo com a condição de contorno.

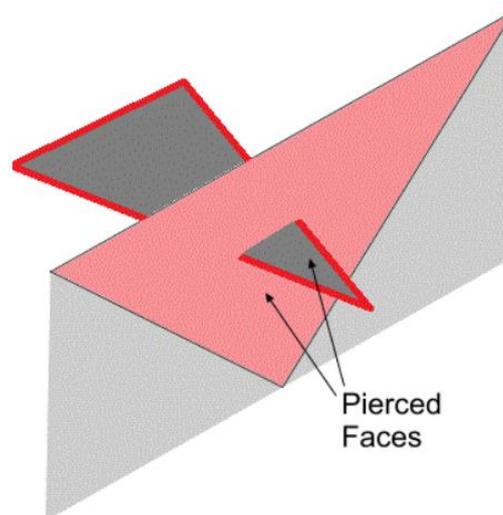
Figura 42 – Representação das condições de contorno para cada face da válvula.



Fonte: Autor.

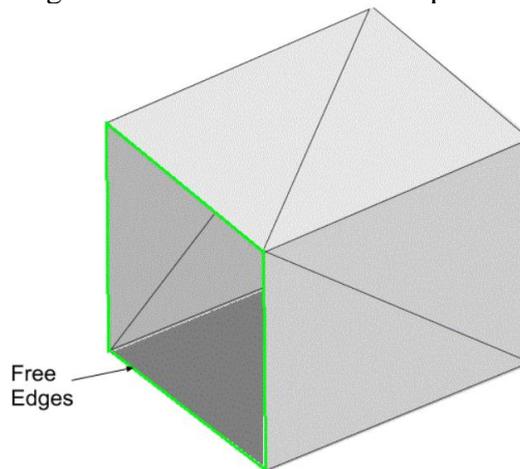
Após definir e nomear todas as faces dos componentes em função da condição de contorno, a geometria passou por reparos das faces que seguiu quatro critérios do Star-CCM+. O primeiro critério, e o mais crítico, é se existe faces que interceptam outra (Figura 43). O segundo fator analisado foi se haviam arestas livres, que estavam conectadas com somente uma face, gerando assim espaços vazios (Figura 44). O terceiro parâmetro analisado foi se existiam arestas sobrepostas formada por uma aresta de uma face interna com uma face externa (Figura 45). O último fator analisado foi se existiam faces que estavam conectadas somente por um vértice (Figura 46). Todos os erros categorizados acima foram reparados para cada componente, para que não ocorresse nenhum erro na geração da malha.

Figura 43 – Primeiro critério analisado no reparo das superfícies.



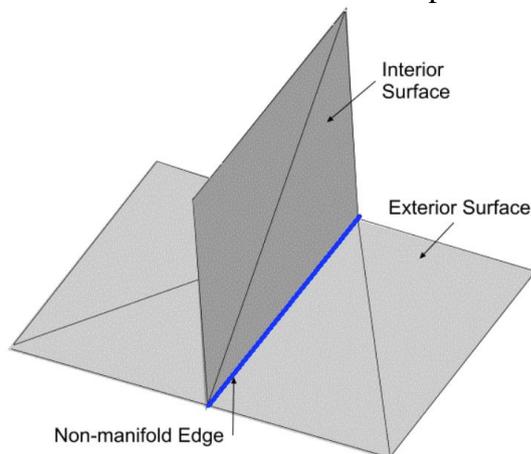
Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016.

Figura 44 – Segundo critério analisado no reparo das superfícies.



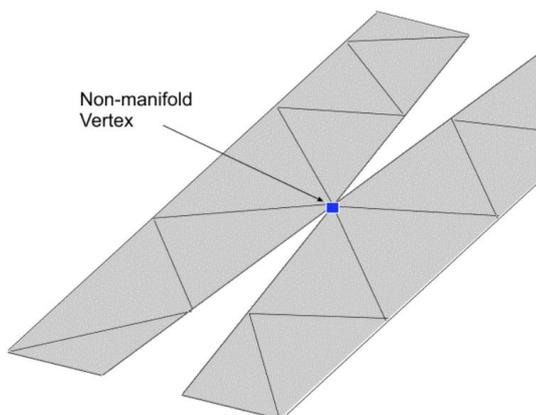
Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016.

Figura 45 – Terceiro critério analisado no reparo das superfícies.



Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016.

Figura 46 – Quarto critério analisado no reparo das superfícies.



Fonte: Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11, 2016.

#### 4.1.2 Malha

Depois de definir e preparar a geometria que foi utilizada na simulação CHT, o próximo passo foi a geração da malha. Foram criadas dois tipos de malhas: a Malha 1 que foi responsável de representar a parte sólida do motor; e a Malha 2 que foi responsável de representar a parte líquida. A Malha 1 é formada por elementos poliédricos e a Malha 2 além de utilizar elementos poliédricos ela também é formada por uma camada de prisma, gerada para melhor representar a camada limite, e por uma extrusão de volume de malha na entrada da camisa d'água, para garantir que o perfil de velocidade esteja completamente desenvolvido na entrada do escoamento.

O tamanho do elemento foi definido a partir da localização e da física envolvida. Por exemplo, os elementos que constituem o sub-bloco foram determinados com tamanhos maiores que os elementos que formam a câmara de combustão. Outro exemplo temos os elementos que constituem a interface da camisa d'água e cabeçote/bloco, estes elementos foram estabelecidos com tamanho menores para que o software consiga gerar a interface com precisão. No Apêndice A está exposto a tabela que mostra o tamanho do elemento para cada face de cada componente analisado.

Para a geração da malha da camisa d'água (Malha 2) foi necessário tratar de dois problemas: definir o comprimento da extrusão do volume de malha na entrada e as propriedades (tamanho e quantidade dos elementos) da camada de prisma.

Uma planilha foi criada no *Excel* com as Equações (24), (33), (34), (35), (36), (37) e (38) onde foi possível calcular junto com os valores de diâmetro do duto de entrada, vazão mássica e propriedades do fluido o número de *Reynolds*, atestando que o escoamento é turbulento. Depois de definir a natureza do escoamento foi calculado o tamanho do primeiro elemento da camada de prisma e a quantidade de elementos. O Apêndice B mostra a planilha utilizada para realizar esses cálculos. O valor de  $Y^+$  escolhido foi de 70, levando em consideração o esforço computacional e os valores aceitáveis pelo modelo de turbulência  $k - \epsilon$ , que foi o utilizado para realizar as simulações. A Tabela 2 expõe os resultados (de  $Y$  e  $n$ ) obtidos nesta planilha.

Tabela 2: Tamanho e quantidade de elementos da camada de prisma.

Tamanho primeiro elemento (Y)	0,3 mm
Quantidade de elementos na camada de prisma (n)	3

Fonte: Autor

Para definir o comprimento do volume extrudado foi utilizado a Equação 25, que permite definir a distância do duto onde o escoamento vai estar completamente desenvolvido.

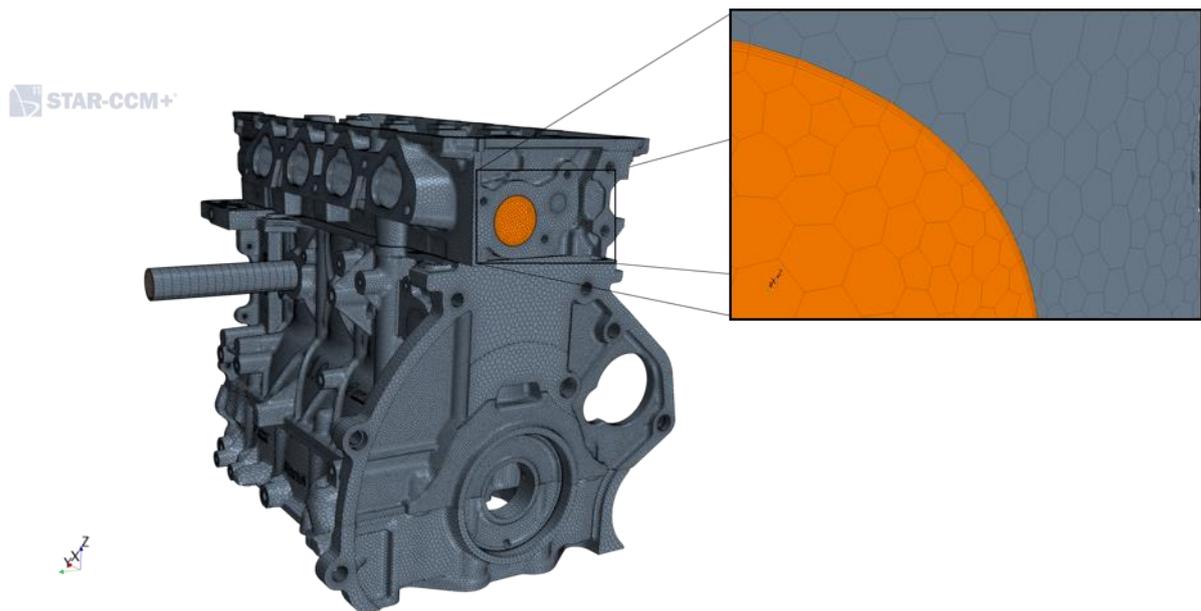
$$L_{h,turbulento} = 10D \quad (27)$$

Para o diâmetro do duto no valor de 30 mm obtido na planilha do Apêndice B, é possível obter o valor de  $L_{h,turbulento}$  de:

$$L_{h,turbulento} \cong 300 \text{ mm}$$

A Figura 47 expõe a malha para o motor completo.

Figura 47 – Malha completa do motor EtorQ 1.6.



Fonte: Autor.

#### 4.1.2.1 Convergência de malha

Depois de gerada a primeira malha do sistema, Malha A, foi então realizado o estudo de convergência de malha, para garantir que os resultados obtidos na simulação não estejam sendo influenciados por ela. Pela teoria de convergência de malha, os resultados obtidos com os refinamentos vão convergindo para um resultado, até que este não seja mais afetado pelo tamanho do elemento.

Na malha criada para o estudo de convergência, Malha B, foi realizado uma diminuição de 20% nos elementos que fazem parte da região sólida do motor (Malha 1). A quantidade de elementos da Malha A foi de 13.087.296, enquanto na Malha B foi de 14.591.181.

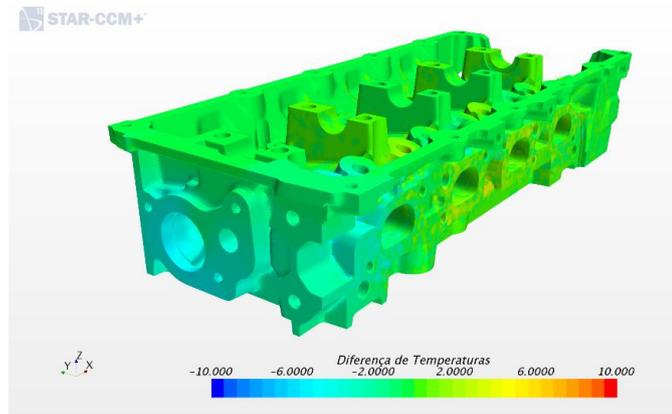
O próximo passo do estudo de convergência de malha é analisar os resultados obtidos para cada malha e compará-los. A grandeza física que foi escolhida para comparação foi a temperatura pois é o principal resultado obtido de uma simulação CHT em um MCI. A temperatura foi extraída da Malha A para o cabeçote, bloco e sub-bloco, e comparada com o resultado obtido na segunda malha para os mesmos componentes. As Figuras 48, 49 e 50 mostram os resultados da diferença de temperaturas para o cabeçote, bloco e sub-bloco, respectivamente. Observando estas figuras percebe-se que o maior valor de diferenças obtidos foi no cabeçote, tendo em toda a sua extensão uma diferença de temperaturas de aproximadamente 2 °C, com exceção de pequenas regiões (regiões que ficam em contato com a camisa d'água) que chegaram a alcançar uma diferença de temperatura de no máximo 10 °C, acarretando em um erro percentual de 1,8%. A Tabela 3 expõe o número de elementos de cada malha junto com o tempo necessário para acontecer a convergência dos resultados. Com este quadro, junto com a análise dos resultados, pode-se definir que a Malha B foi a escolhida para realizar os estudos paramétricos pois esta é a que demanda menor esforço computacional, sem afetar o resultado.

Tabela 3: Tabela de números de elementos e tempo de simulação para cada malha analisada.

	Número de elementos	Tempo de simulação (aproximado)
Malha A	13.087.296	118 horas
Segunda B	14.591.181	62 horas

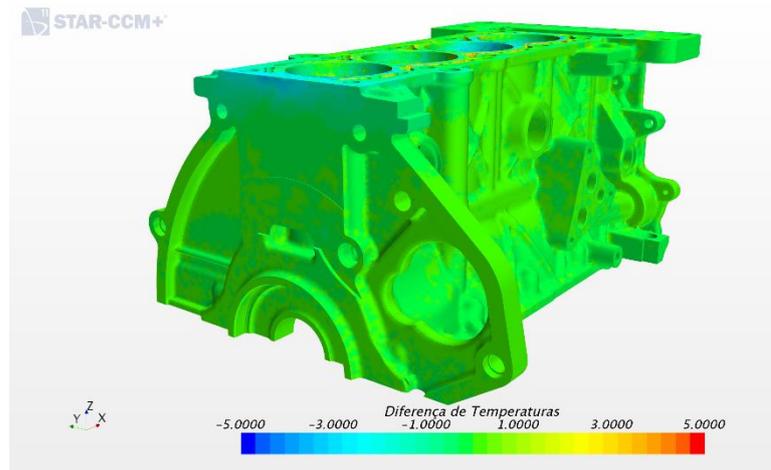
Fonte: Autor.

Figura 48 – Diferença de temperaturas da malha 1 com a malha 2 para o cabeçote.



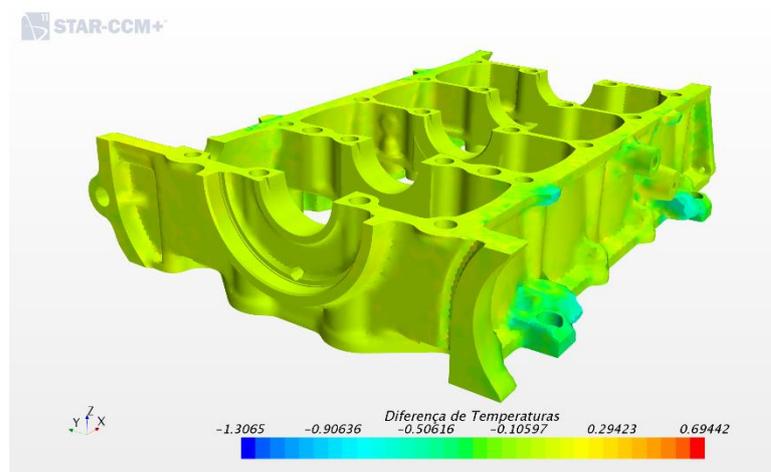
Fonte: Autor.

Figura 49 – Diferença de temperaturas da malha 1 com a malha 2 para o bloco.



Fonte: Autor.

Figura 50 – Diferença de temperaturas da malha 1 com a malha 2 para o sub-bloco.

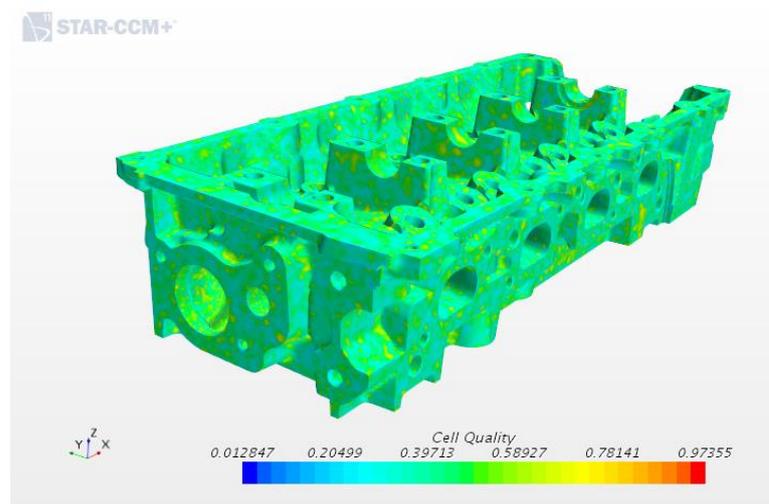


Fonte: Autor.

#### 4.1.2.2 Qualidade de malha

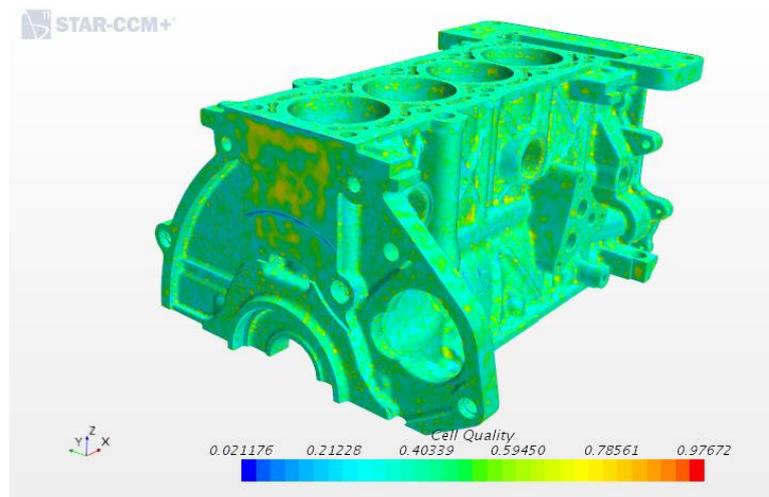
A qualidade da malha foi aferida a partir de dois parâmetros: qualidade da célula (*Cell Quality*) e ângulo de *Skewness* (*Skewness Angle*). Como foi exposto no capítulo de fundamentação teórica, quanto mais próximo de 1 o *cell quality* melhor a qualidade da célula, não podendo chegar a valores de 0,00001. As Figuras 51, 52, 53 e 54 mostram os valores para esse parâmetro para o cabeçote, bloco, sub-bloco e camisa d'água, respectivamente. De acordo com essas figuras observa-se que os principais componentes analisados estão dentro da faixa estipulada pelo software.

Figura 51 – Qualidade do elemento para o cabeçote.



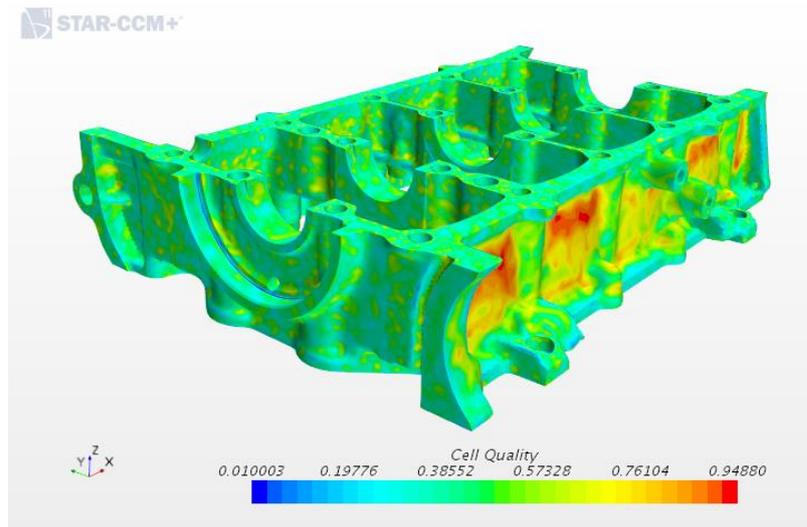
Fonte: Autor.

Figura 52 – Qualidade do elemento para o Bloco.



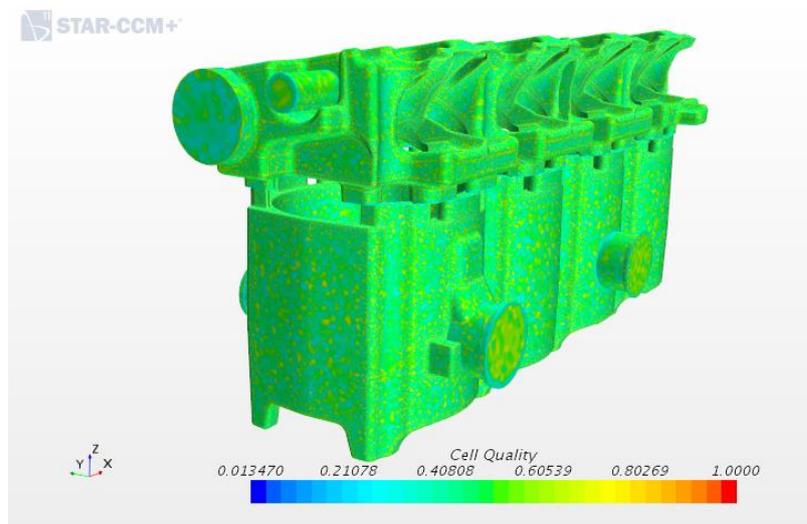
Fonte: Autor.

Figura 53 – Qualidade do elemento para o sub-bloco.



Fonte: Autor.

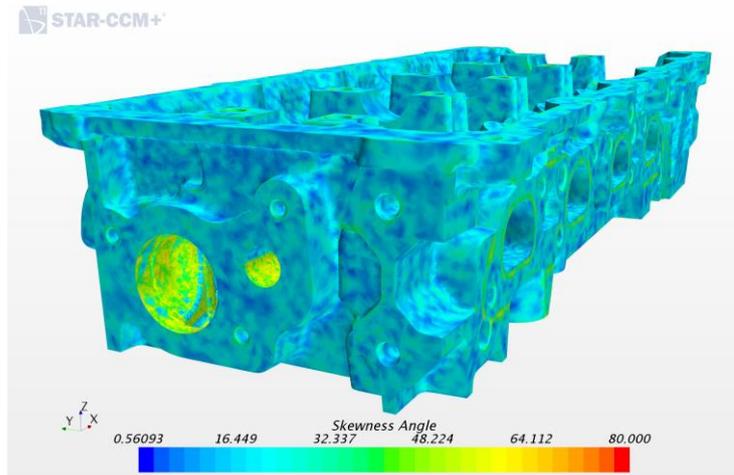
Figura 54 – Qualidade do elemento para a camisa d'água.



Fonte: Autor.

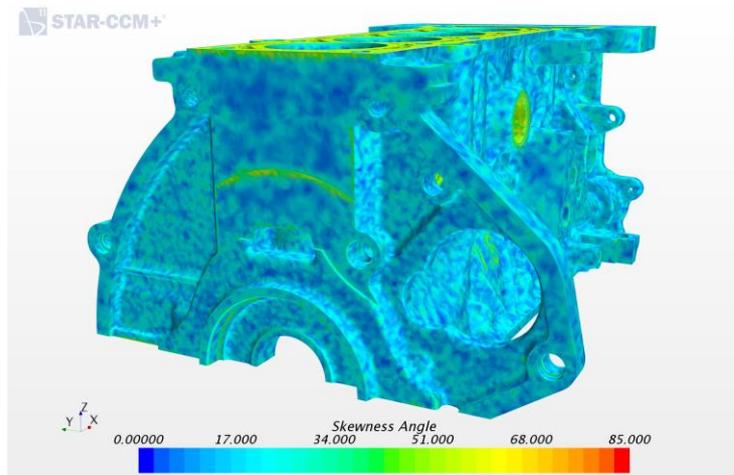
Nas Figuras 55 a 59 foram obtidos os valores do ângulo de *Skewness* para os mesmos componentes analisados anteriormente. Como pode ser visto nas figuras, o valor obtido deste parâmetro para o cabeçote, bloco e sub-bloco ficaram dentro dos aceitáveis (menor que  $85^\circ$ ), extrapolando este valor somente para a camisa d'água. Isso pode indicar problemas de convergência no momento da simulação, podendo ser averiguada pelos gráficos de resíduos da análise.

Figura 55 – Ângulo de *Skewness* para o cabeçote.



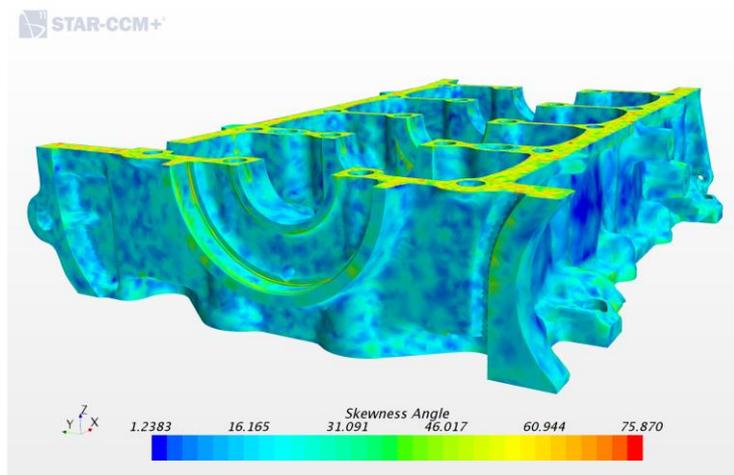
Fonte: Autor.

Figura 56 – Ângulo de Skewness para o bloco.



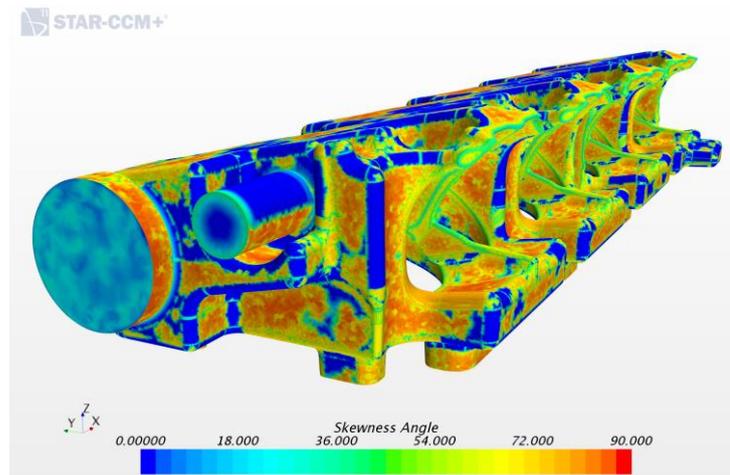
Fonte: Autor.

Figura 57 – Ângulo de Skewness para o sub-bloco.



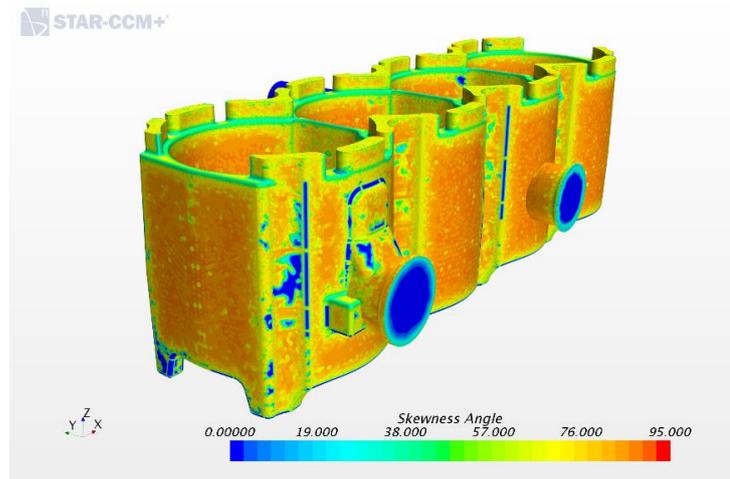
Fonte: Autor.

Figura 58 – Ângulo de Skewness para a camisa d'água região cabeçote.



Fonte: Autor.

Figura 59 – Ângulo de Skewness para a camisa d'água região bloco.



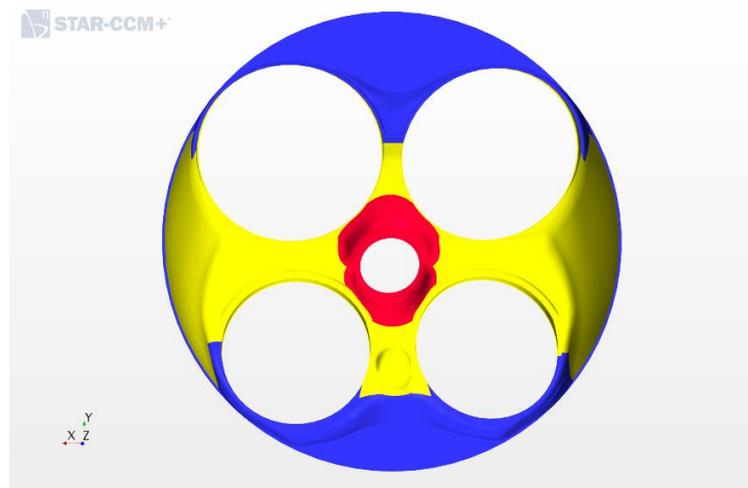
Fonte: Autor.

#### 4.1.3 Condições de Contorno

As condições de contorno foram obtidas através de uma simulação unidimensional no GT-Power, obtida através do trabalho de dissertação de Gervasio, 2017, e de informações compiladas na literatura. As condições de contorno impostas para cada face foram os valores do coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) e temperatura ( $T_{\infty}$ ) do fluido em contato. A configuração em que irá ser realizada a simulação CHT é para o valor da potência máxima do motor (esforço máximo). Para isso as condições de contorno foram obtidas para a rotação de 6000 RPM e em plena carga. O valor da vazão mássica de entrada da camisa d'água é de 1,83 kg/s, sendo obtida pela FCA.

Na simulação 1D foi possível obter os valores de temperatura e coeficiente de transferência de calor para os pórticos de admissão e exaustão, além de obter estas condições de contorno para a câmara de combustão. Como na câmara existe uma grande variação nesses valores de  $h$  e  $T_{\infty}$ , o cilindro foi dividido em três regiões, e para cada uma foi definido um valor de  $h$  e  $T_{\infty}$ . Outra região que precisou ser separada para melhor representá-la foi o domo (região do cabeçote que está dentro da câmara de combustão). Esta região também foi dividida em três partes: o domo 1 é a zona próxima a vela, onde possui uma alta taxa de transferência de calor e onde a combustão se inicia; o domo 2 fica na região próxima as válvulas; e no domo 3 a parte que fica mais próxima a parede da câmara. A Figura 60 expõe esta divisão dos domos, onde em vermelho está o domo 1, em amarelo o domo 2 e em azul o domo 3. As condições de contorno do ar atmosférico e óleo do motor estão expostas no Tabela 4, e foram obtidas através de trabalhos publicados em revistas por Patil et al (2015) (para o ar ambiente) e Wang & Berry (1985) (para o óleo).

Figura 60 – Divisão região do domo.



Fonte: Autor.

Tabela 4: Condições de contorno para o ar e o óleo.

Condição de Contorno do ar ambiente		Condição de Contorno do óleo	
$T_{\infty}$ [K]	$h_{ar}$ [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	$T_{\infty}$ [K]	$h_{\acute{o}leo}$ [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
313	100	366	2000

Fonte: Patil et al (2015) e Wang & Berry (1985).

Na Figura 61 é possível observar as condições de contorno para os pórticos de admissão (em azul), exaustão (em vermelho), domos (em branco) e as três divisões do cilindro (em verde, amarelo e preto). Na Figura 62 estão expostas as condições de contorno para as faces em contato com o ar (em branco), com o óleo (em roxo) e adiabático (em vermelho). Por fim na Figura 63

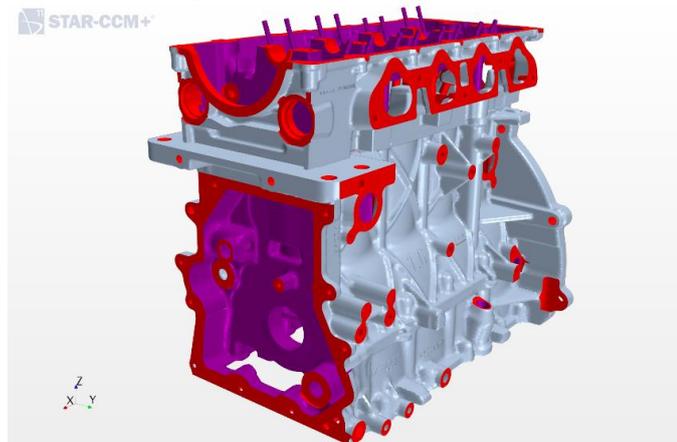
tem-se as condições de contorno geradas pelas interfaces, em azul está a interface criada pelo contato da camisa d'água com o bloco e cabeçote e em rosa a interface criado pelos contatos do sub-bloco com bloco, bloco com cabeçote, assento de válvulas com cabeçote, válvulas com guia de válvulas e guia de válvulas com cabeçote.

Figura 61 – Condições de contorno para o cilindro, domos e pórticos de admissão e exaustão.



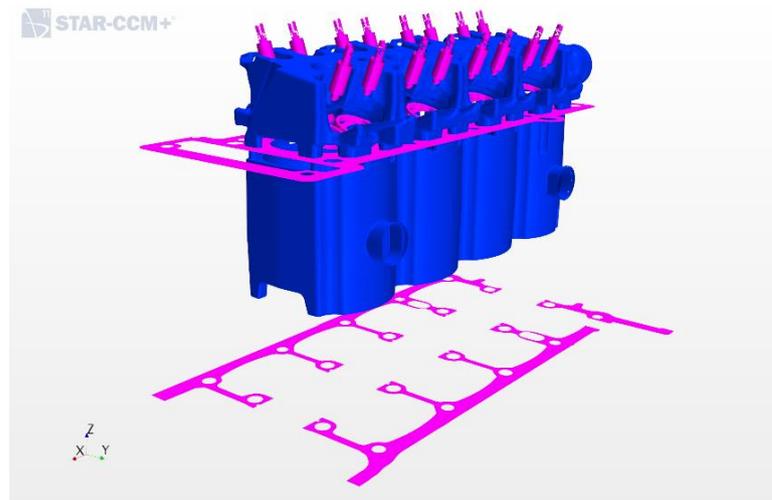
Fonte: Autor.

Figura 62 – Condições de contorno para ar, óleo e adiabático.



Fonte: Autor.

Figura 63 – Condições de contorno para as interfaces.



Fonte: Autor.

Na Tabela 5 é possível ver a divisão das faces para o bloco, contendo também a condição de contorno utilizada para cada uma, e o seu valor.

Tabela 5: Condições de contorno do bloco

Componentes	Faces	Condição de Contorno	hg_eff [W/m <sup>2</sup> .k]	Tg_eff [K]
<b>Bloco</b>	Ar	Convecção	100	313
	Contato junta	Interface	-	-
	Contato adiabático	Adiabático	-	-
	Camisa d'água	Interface	-	-
	Óleo	Convecção	2000	403
	Contato sub-bloco	Adiabático	-	-
	Parafusos	Adiabático	-	-
	Cilindro 1 (Zone 1)	Convecção	560	1181
	Cilindro 1 (Zone 2)	Convecção	340	1021
	Cilindro 1 (Zone 3)	Convecção	170	890
	Cilindro 2 (Zone 1)	Convecção	550	1216
	Cilindro 2 (Zone 2)	Convecção	344	1058
	Cilindro 2 (Zone 3)	Convecção	171	915
	Cilindro 3 (Zone 1)	Convecção	535	1227
	Cilindro 3 (Zone 2)	Convecção	334	1068
	Cilindro 3 (Zone 3)	Convecção	165	929
	Cilindro 4 (Zone 1)	Convecção	541	1230
	Cilindro 4 (Zone 2)	Convecção	338	1072
	Cilindro 4 (Zone 3)	Convecção	167	932
Fire ring 1, 2, 3, 4	Convecção	(Variável)	(Variável)	

Fonte: Autor

A Tabela 6 mostra a divisão das faces e suas condições de contorno para o cabeçote. As condições de contorno para todos os componentes estão expostas no Apêndice A. Com estas tabelas é possível ver que a “fonte” de energia, que faz o motor elevar a sua temperatura, são os gases presentes no pòrtico de admissão e exaustão e os gases no cilindro. É possível ver também que o maior valor do coeficiente de transferência de calor é proveniente do contato com o óleo.

Tabela 6: Condições de contorno do cabeçote.

Componentes	Faces	Condição de Contorno	hg_eff [W/m <sup>2</sup> .k]	Tg_eff [K]
<b>Cabeçote</b>	Pòrtico aspiração (Cilindro 1)	Convecção	414	380
	Pòrtico aspiração (Cilindro 2)	Convecção	413	377
	Pòrtico aspiração (Cilindro 3)	Convecção	400	382
	Pòrtico aspiração (Cilindro 4)	Convecção	421	386
	Ar	Convecção	100	313
	Guias Asp. e Exaust.	Interface	-	-
	Óleo	Convecção	2000	403
	Contato Junta	Interface	-	-
	Camisa d'água	Interface	-	-
	Cilindro 1 (Dome 1)	Convecção	761	1165
	Cilindro 1 (Dome 2)	Convecção	761	1165
	Cilindro 1 (Dome 3)	Convecção	761	1165
	Cilindro 2 (Dome 1)	Convecção	761	1164
	Cilindro 2 (Dome 2)	Convecção	761	1164
	Cilindro 2 (Dome 3)	Convecção	761	1164
	Cilindro 3 (Dome 1)	Convecção	742	1175
	Cilindro 3 (Dome 2)	Convecção	742	1175
	Cilindro 3 (Dome 3)	Convecção	742	1175
	Cilindro 4 (Dome 1)	Convecção	752	1175
	Cilindro 4 (Dome 2)	Convecção	752	1175
	Cilindro 4 (Dome 3)	Convecção	752	1175
	Contato adiabático	Adiabático	-	-
	Contato Assento válvulas (Exaustão/ Aspiração 1, 2, 3 e 4)	Interface	-	-
	Pòrtico Exaustão (Cilindro 1)	Convecção	641	1264
	Pòrtico Exaustão (Cilindro 2)	Convecção	641	1264
	Pòrtico Exaustão (Cilindro 3)	Convecção	641	1264
	Pòrtico Exaustão (Cilindro 4)	Convecção	641	1264
	Parafuso	Adiabático	-	-
	spark plug	Adiabático	-	-

Fonte: Autor

## 4.2 Solução

### 4.2.1 Configuração do computador

Segue abaixo as configurações do computador utilizado para realizar as análises:

- Processador: Intel Core i7 4510-U CPU – 2GHz;
- Memória RAM: 16 GB;
- Placa de vídeo: Intel (R) HD Graphics 4400 – 128 MB

### 4.2.2 Equações governantes

Foram definidas duas físicas para a simulação CHT. A física 1 foi definida para a parte sólida do motor. Os modelos definidos no Star-CCM+ para esta física foram:

- *Constant Density*: A densidade do componente simulado é considerada constante;
- *Segregated Solid Energy*: Representa a conservação da energia para os elementos de cada componente;
- *Steady*: Considera a simulação em regime permanente, ou seja, as propriedades não variam com o tempo.

A física 2 foi criada para calcular a região do fluido refrigerante (camisa d'água), e os modelos escolhidos foram:

- *Constant Density*: A densidade do componente simulado é considerada constante;
- *Segregated Fluid Energy*: Representa a conservação da energia para os elementos de cada componente;
- *Steady*: Considera a simulação em regime permanente, ou seja, as propriedades não variam com o tempo;
- *Boiling*: Explicação mais detalhada do modelo no parágrafo abaixo;
- *K- $\epsilon$  Turbulence Model – Two-Layer All  $y^+$  Wall Treatment*: Explicação mais detalhada do modelo no parágrafo abaixo;
- *Segregated Flow*: Representa a conservação da quantidade de movimento para os elementos de cada componente.

Para esta física foi definido o modelo de *Boiling* pois observando os valores de temperatura obtidos na camisa d'água percebeu-se que a temperatura alcançada ultrapassava o valor da temperatura de saturação do fluido. O modelo de turbulência escolhido foi o *K- $\epsilon$*  por se tratar de um modelo mais estável ao se comparar com o modelo *K- $\omega$* , mesmo este sendo melhor representativo na região em contato com a parede, ele demanda valores de  $Y^+$  baixos (máximo de 2,5 de acordo com Carpentiero et al), aumentando assim o esforço computacional do problema.

O motor é composto de várias partes de materiais diferentes e um levantamento de bibliografia foi realizado para encontrar o coeficiente de condutividade térmica, densidade e calor específico do motor. Nas Tabelas 7 e 8 tem-se os valores adotados para as propriedades dos materiais do motor e o material que é feito cada componente, esses materiais tiveram de ser adicionados a biblioteca do software, pois os mesmos não se encontravam disponíveis. Deve ser mencionado que as propriedades dos materiais que compõem o motor foram consideradas constantes a uma temperatura de 400 K.

Tabela 7: Propriedades para bloco, sub-bloco e cabeçote.

Propriedades	
Componentes	Bloco, Sub-bloco e Cabeçote
Material	Ferro fundido GGV
Temperatura de referência [K]	400
Condutividade Térmica [ $W.m^{-1}.K^{-1}$ ]	44
Densidade [ $kg.m^{-3}$ ]	7300
Calor específico [ $J.kg^{-1}.K^{-1}$ ]	600

Fonte: BASSHUYSENSCHÄFER, Internal combustion engine handbook.

Tabela 8: Propriedades para a válvula, assento e guia.

Propriedades	
Componentes	Válvula, Assento e Guia
Material	Aço Martensítico H41400
Temperatura de referência [K]	400
Condutividade Térmica [ $W.m^{-1}.K^{-1}$ ]	42
Densidade [ $kg.m^{-3}$ ]	7810
Calor específico [ $J.kg^{-1}.K^{-1}$ ]	600

Fonte: Engine Poppet Valve Information Report, 2004.

O fluido é uma mistura de etilenoglicol e água numa proporção de 50%/50%. Assim como no sólido, foi considerada a densidade da mistura constante. O fluido refrigerante também não se encontra disponível na biblioteca do STAR-CCM+, assim esse fluido foi cadastrado com as seguintes características (Tabela 9).

Tabela 9: Propriedades para o fluido refrigerante.

Propriedades	
Componentes	Camisa d'água
Material	Mistura de Etilenoglicol e Água (50%/ 50%)
Temperatura de referência [K]	431
Condutividade Térmica [ $W.m^{-1}.K^{-1}$ ]	0,32
Densidade [ $kg.m^{-3}$ ]	982,5
Viscosidade [mPa.s]	0,5
Temperatura Saturação [K]	381

Fonte: Sun e Teja, 2004.

### 4.2.3 Critérios de parada

Um fator muito importante quando se está realizando uma análise CFD é definir corretamente os critérios de parada. Devido a isso para todas as simulações realizadas no presente trabalho foi-se definido quatro critérios de parada:

- Resíduos máximos abaixo de  $10^{-6}$ ;
- Convergência da temperatura máxima nos cilindros 1 e 4;
- Convergência da temperatura máxima nos pórticos de exaustão;
- Fluxo mássico da(s) entrada(s) igual ao fluxo mássico de saída.

### 4.3 Estudos paramétricos

Tendo definido o modelo numérico, as malhas e as condições de contorno, será discutido a seguir as condições de estudos paramétricos visando analisar diferentes configurações dos fluidos refrigerantes, do fluxo da camisa d'água e das propriedades do ar atmosférico.

#### 4.3.1 Composição do fluido refrigerante

Como foi dito anteriormente, o fluido refrigerante utilizado na camisa d'água é uma mistura de água com etilenoglicol. Na configuração anterior foi analisado para uma composição de 50% etilenoglicol. Para o estudo paramétrico foi analisado também composições de 25% e 75% de etilenoglicol. As Tabelas 10 e 11 mostram as propriedades para misturas de 25% e 75% respectivamente.

Tabela 10: Propriedades para o fluido refrigerante para composição de 25% etilenoglicol.

Propriedades	
Componentes	Camisa d'água
Material	Mistura de Etilenoglicol e Água (25%/ 75%)
Temperatura de referência [K]	431
Condutividade Térmica [ $W.m^{-1}.K^{-1}$ ]	0,432
Densidade [ $kg.m^{-3}$ ]	964,7
Viscosidade [mPa.s]	0,366

Fonte: Sun e Teja, 2004.

Tabela 11: Propriedades para o fluido refrigerante para composição de 75% etilenoglicol.

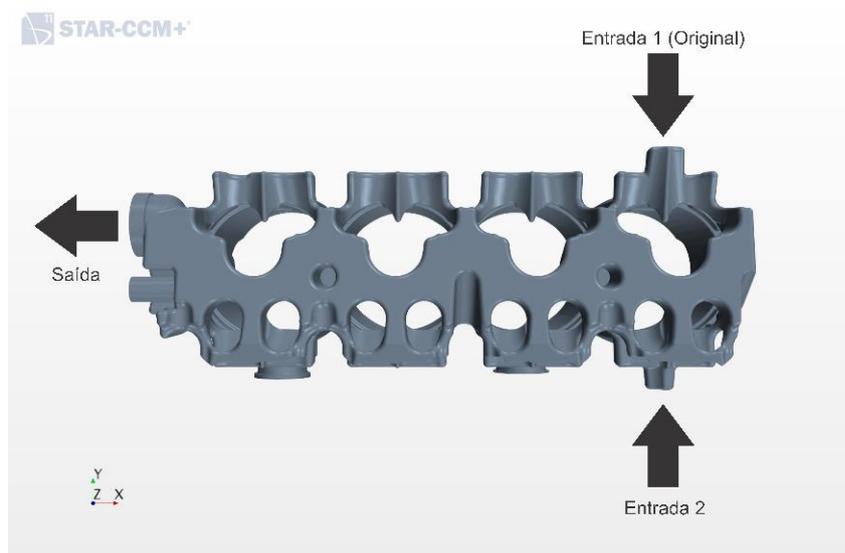
Propriedades	
Componentes	Camisa d'água
Material	Mistura de Etilenoglicol e Água (75%/ 25%)
Temperatura de referência [K]	431
Condutividade Térmica [ $W.m^{-1}.K^{-1}$ ]	0,276
Densidade [ $kg.m^{-3}$ ]	987
Viscosidade [mPa.s]	0,594

Fonte: Sun e Teja, 2004.

### 4.3.2 Disposição do fluxo da camisa d'água

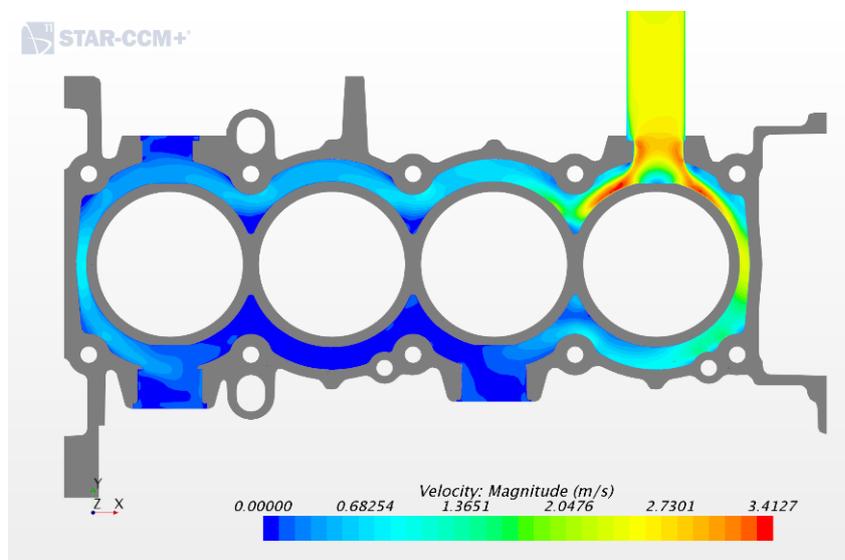
Nesse estudo paramétrico foi investigado o comportamento do fluido analisando diferentes configurações da camisa d'água. A primeira configuração analisada foi dividindo a entrada do fluido em duas, mas mantendo a capacidade da bomba. Nessa configuração a entrada original é mantida, porém com a metade da vazão mássica, e outra entrada é adicionada ao lado oposto (Figura 64). Esta configuração foi escolhida pois ao se analisar o campo de velocidade de um corte da camisa d'água reparou-se que existia uma região de estagnação do fluido (Figura 65).

Figura 64 – Segunda configuração da camisa d'água analisada.



Fonte: Autor.

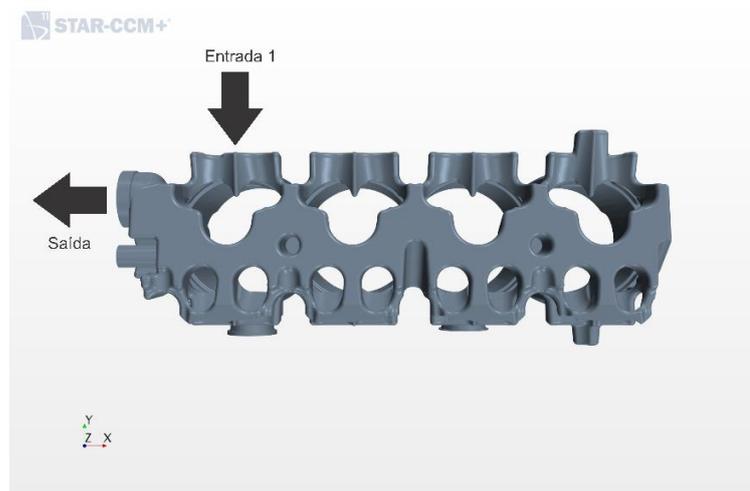
Figura 65 – Campo de velocidade para uma seção do bloco.



Fonte: Autor.

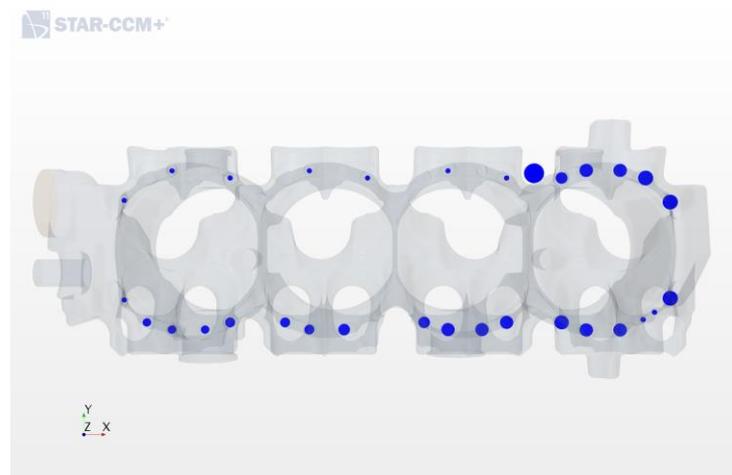
A segunda disposição do fluxo escolhida foi se baseando no trabalho desenvolvido por Fontanesi et al, onde algumas galerias de conexão da camisa d'água do bloco com a camisa d'água do cabeçote foram fechadas. Nesta configuração a entrada do fluido no bloco foi posta mais próxima a saída do fluido do cabeçote (Figura 66), porém todas as galerias de conexões dos cilindros 2, 3 e 4 foram fechadas, forçando com que o fluido escoe transversalmente por toda a região do bloco para depois passar para a região do cabeçote. As Figuras 67 e 68 mostram as diferenças das galerias de conexões da configuração original e da segunda.

Figura 66 – Segunda configuração simulada da camisa d'água.



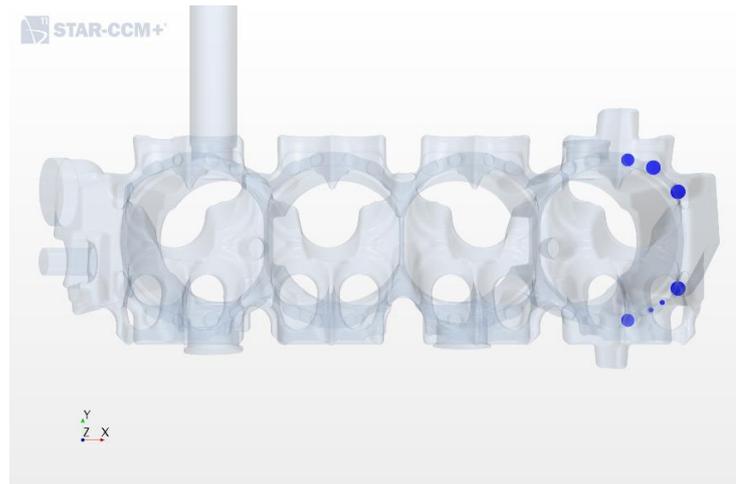
Fonte: Autor.

Figura 67 – Configuração original das galerias da camisa d'água.



Fonte: Autor.

Figura 68 – Segunda configuração das galerias da camisa d'água.



Fonte: Autor.

### 4.3.3 Variação do coeficiente de transferência de calor do ar atmosférico

Pensando em variações e possibilidades de melhor resfriar o motor, o presente trabalho também realizou uma variação no valor da condição de contorno do ar atmosférico. Além de simular a condição encontrada no trabalho de Patil et al (2015), optou-se em analisar condições em que a taxa de transferência de calor aumentasse, através de uma configuração em que fosse imposta uma convecção forçada sobre o motor. Com isso foram analisados coeficiente de transferência de calor de  $175 \text{ W/m}^2\text{K}$  e  $250 \text{ W/m}^2\text{K}$  (valores máximo em teoria encontrado para convecção forçada para fluidos).

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

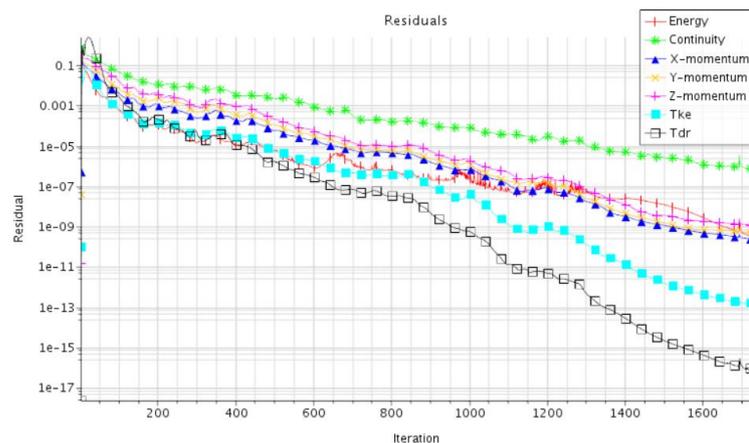
Neste capítulo as simulações realizadas no atual trabalho serão analisadas, levando em consideração o comportamento térmico do cabeçote e o comportamento da camisa d'água, do cabeçote, para cada estudo paramétrico.

### 5.1 Simulação 1 – Configuração padrão

Na Simulação 1 a configuração utilizada para a camisa d'água foi a proveniente da FCA, não sofrendo nenhuma alteração, utilizando uma composição de 25% de etilenoglicol e 75% de água. Essa simulação será considerada como a padrão, desta forma, todos os estudos paramétricos serão comparados com essa configuração.

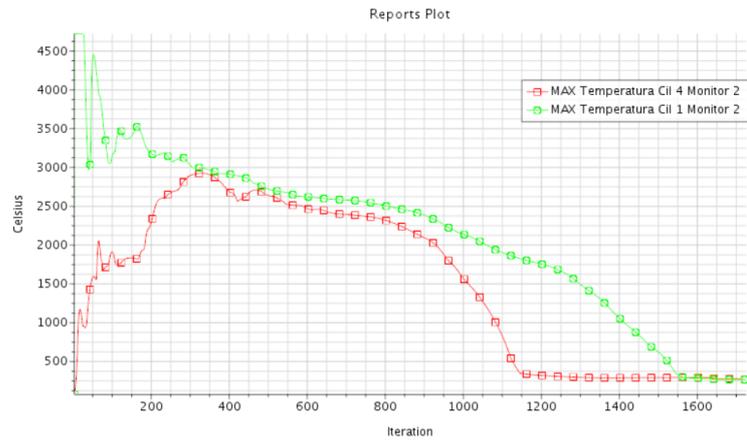
Os critérios de parada foram respeitados, seguindo todos os quatro que foram expostos na seção de metodologia: resíduos abaixo de  $10^{-6}$  (Figura C1); convergência da temperatura para os cilindros 1 e 4 (Figura C2); convergência das temperaturas dos pórticos de exaustão (Figura C3); e fluxo mássico de entrada igual ao da saída (Figura C4). O gráfico exposto na Figura C1 mostra que todos os resíduos estão abaixo de  $10^{-6}$  respeitando o primeiro critério de parada, tendo o maior resíduo a equação da continuidade. Na Figura C2 o gráfico da temperatura nos cilindros 1 e 4 em função da iteração é exposto, mostrando que a simulação só foi parada quando essas temperaturas convergiram. O gráfico da Figura C3 também expõe a convergência de temperatura em função da iteração, mas para os pórticos de exaustão. Por fim, a Figura C4 expõe o gráfico de conservação do escoamento, onde o fluxo que entra na camisa d'água é igual ao fluxo de saída. Percebe-se que o quarto critério de parada é alcançado primeiro que os outros três, tendo seu valor convergido desde da iteração de número 300. As Figuras C1 a C4 também estão expostas a seguir.

Figura C1 – Resíduos (1° critério de parada).



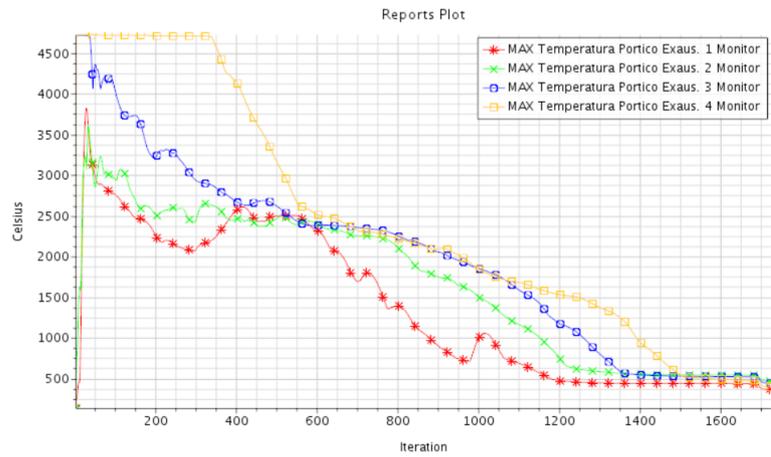
Fonte: Autor.

Figura C2 – Máxima temperatura em função da interação para os cilindros 1 e 4 (2º critério de parada).



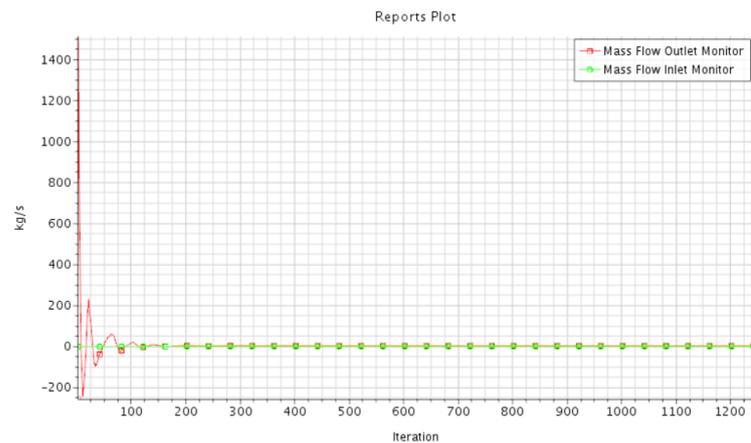
Fonte: Autor.

Figura C3 – Máxima temperatura em função da interação para os pórticos 1 ao 4 (3º critério de parada).



Fonte: Autor.

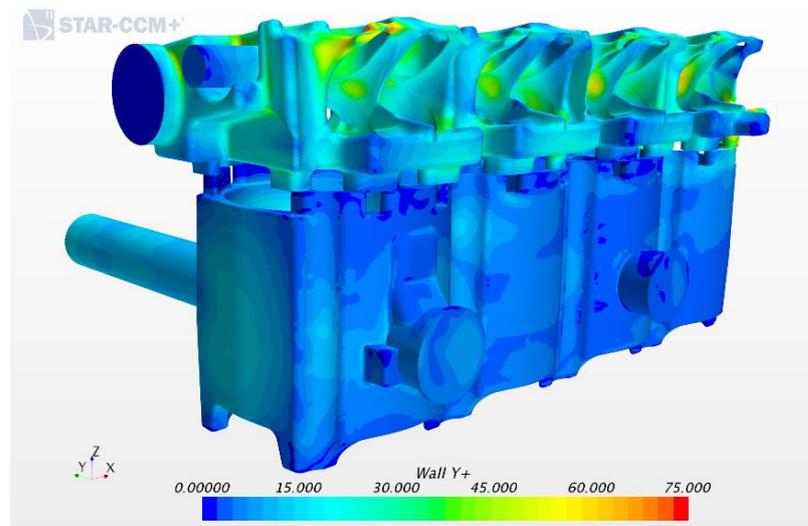
Figura C4 – Vazão mássica da entrada e da saída em função da interação (4º critério de parada).



Fonte: Autor.

Primeiramente foi plotado o valor de  $Y^+$  para tentar averiguar se estava dentro do proposto da metodologia. A Figura 69 expõe o valor de  $Y^+$  para a camisa d'água, mostrando um valor médio de aproximadamente 40, e valor máximo de 75. Esses valores estão de encontro com o valor estipulado e calculado de 70.

Figura 69 –  $Y^+$ .

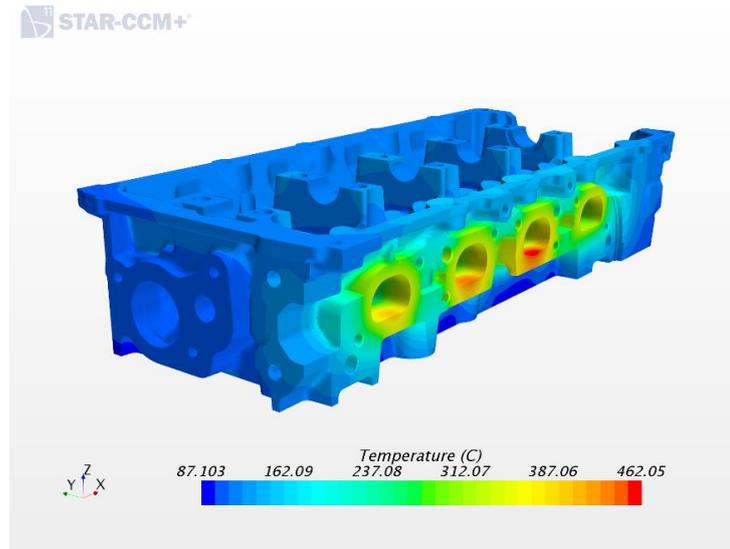


Fonte: Autor.

Em seguida, o resultado analisado foi o mapa térmico do cabeçote. Essa resposta é de fundamental importância para se realizar um projeto de um MCI, pois serve como condição de contorno para a análise estrutural do mesmo. Como foi dito na metodologia, o trabalho desenvolvido nesta dissertação faz parte de um projeto da FCA e UFPE junto com a FACEPE, servindo então os resultados do presente trabalho como condição de contorno para o grupo de pesquisa. Na Figura 70 é possível ver a distribuição de temperaturas no cabeçote para a Simulação 1. No Apêndice C é possível ver o mapa térmico para cada componente analisado (Figuras C5 a C15).

No mapa térmico exposto na Figura 70 é possível observar o pico de temperatura alcançada no cabeçote, obtendo um valor máximo  $462\text{ }^{\circ}\text{C}$ . De acordo com Lohe e Macherauch [1988] temperaturas acima de  $390\text{ }^{\circ}\text{C}$  proporciona ao ferro fundido GGV (material utilizado no cabeçote) um tratamento térmico que ocasiona uma queda de aproximadamente 40% na tensão última do material. Devido a isso a temperatura de  $390\text{ }^{\circ}\text{C}$  será definida como temperatura máxima aceitável para o cabeçote. Posteriormente irá ser levantado hipóteses dos motivos que levaram o cabeçote a alcançar esse pico de temperatura.

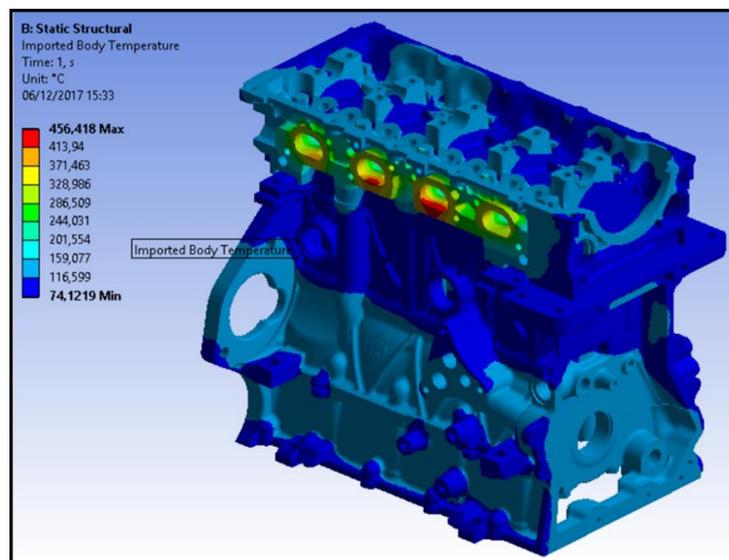
Figura 70 – Distribuição de temperatura do cabeçote para a Simulação 1.



Fonte: Autor.

O resultado do mapa térmico do motor possibilitou gerar uma tabela com a posição de cada elemento e sua respectiva temperatura. Com essa tabela foi possível importar as temperaturas do motor para o *software* ANSYS Mechanical (Figura 71), possibilitando assim inclui-la na análise estrutural do motor, trabalho que está sendo desenvolvido por outros alunos de mestrado do grupo de pesquisa. Analisando as Figuras 70 e 71, observou-se uma pequena discrepância no valor da temperatura ( $5^{\circ}\text{C}$ ), isso foi devido a translação do cabeçote de 3 mm (distância relacionada a junta). Essa translação foi necessária pois a simulação estrutural é realizada sem a junta, enquanto a simulação CFD é realizada com.

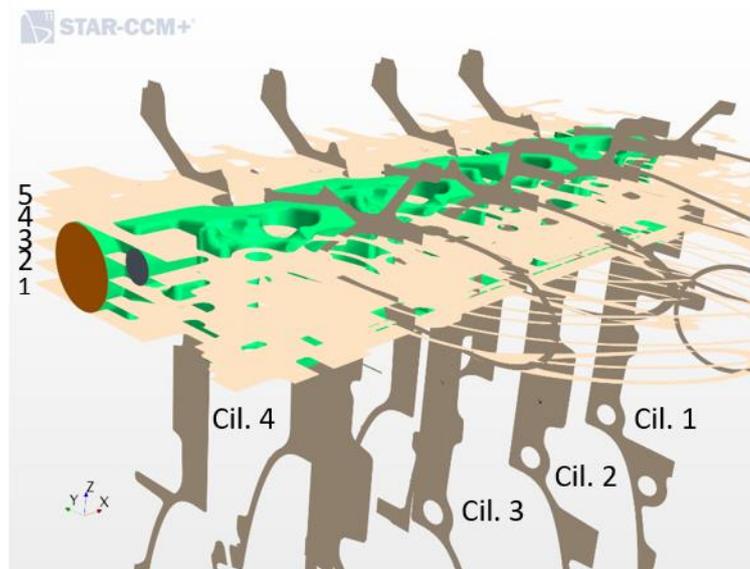
Figura 71 – Distribuição de temperaturas do motor no ANSYS.



Fonte: Autor.

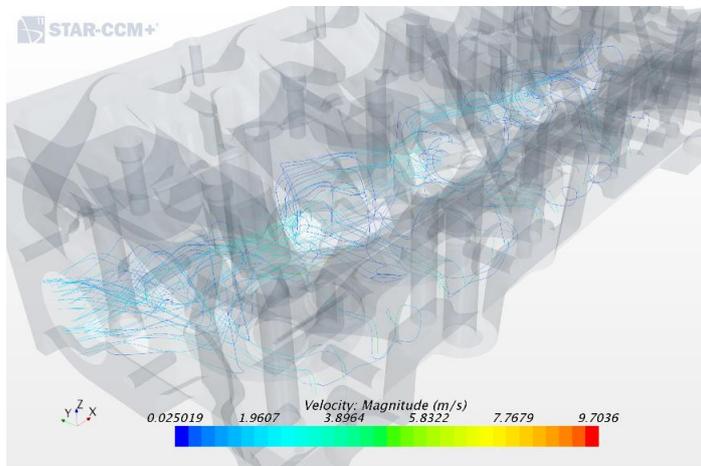
Outro resultado explorado foi o comportamento da camisa d'água do cabeçote para cada estudo paramétrico. Para isso foram criados 5 planos horizontais e 4 planos verticais (um passando por cada cilindro) para analisar o mapa de velocidades da camisa d'água (Figura 72). As Figuras C16 a C24 do Apêndice C expõem o campo de velocidades da camisa d'água no cabeçote para os planos que o seccionam. A Figura 73, junto com o *QR Code*, mostram o comportamento das linhas de corrente para o escoamento da camisa d'água do cabeçote.

Figura 72 – Planos horizontais e verticais que seccionam a camisa d'água no cabeçote.



Fonte: Autor.

Figura 73 – Linhas de corrente na camisa d'água do cabeçote.



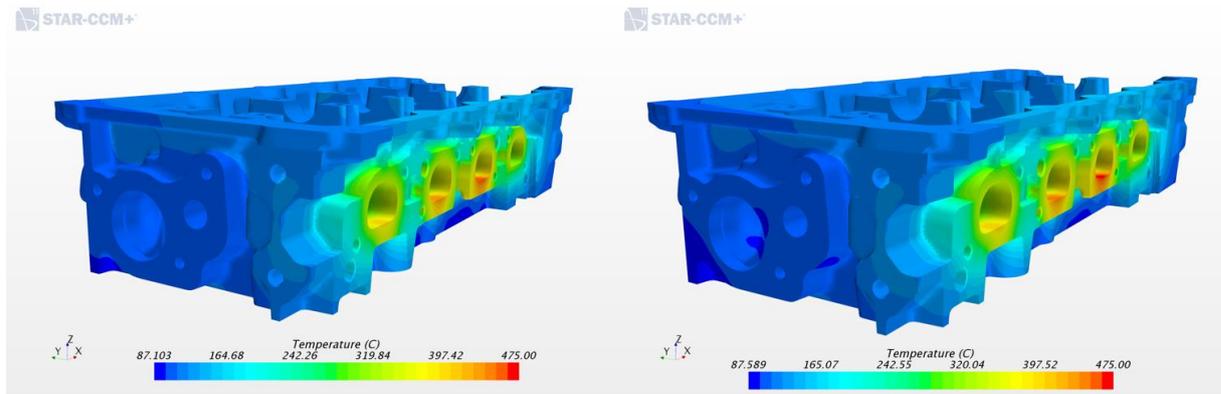
Fonte: Autor.

## 5.2 Simulação 2 – Composição do fluido refrigerante

O primeiro estudo paramétrico realizado foi analisar a influência da composição do fluido refrigerante em relação a quantidade de etilenoglicol. Primeiramente se analisou a composição de 50% de etilenoglicol e 50% água. Observando a 74, pode-se comprovar que a composição

do fluido ocasionou um aumento na temperatura máxima alcançada na região dos pórticos de exaustão do cabeçote de aproximadamente 8°C.

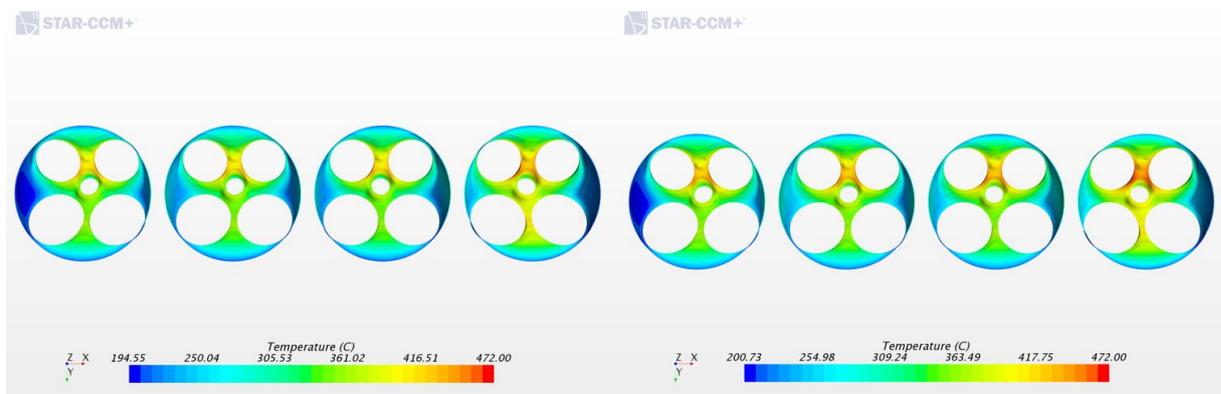
Figura 74 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a simulação da composição de 50% etilenoglicol 50% água (Direita).



Fonte: Autor.

Outra região do cabeçote que deve ser levada em consideração são os domos. Essa região é importante pois se encontra na câmara de combustão e é onde comporta os assentos de válvulas e as válvulas. Observando a Figura 75 nota-se que a tendência de se aumentar a temperatura se manteve, porém, o aumento foi maior, de aproximadamente 17°C. Isto ocorre, pois, a região do domo está em maior contato com a camisa d'água do que a região do pórtico de exaustão, sendo assim uma região mais sensível a qualquer mudança da camisa d'água.

Figura 75 – Comparação do mapa térmico dos domos para Simulação Padrão (Esquerda) com a simulação da composição de 50% etilenoglicol 50% água (Direita).

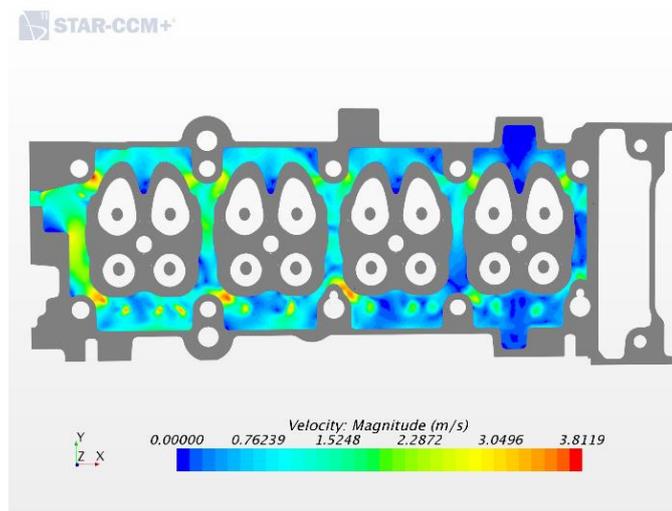


Fonte: Autor.

Depois de se analisar a influência da composição do fluido refrigerante no mapa térmico, o campo de velocidades da camisa d'água foi analisado. As Figuras C25 a C33 no Apêndice C mostra o campo de velocidades para os mesmos planos horizontais e verticais da Figura 72.

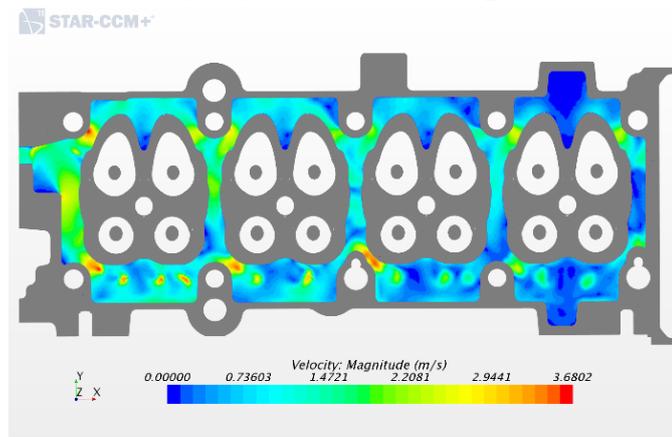
Observando o campo de velocidades de todos os cortes percebe-se que a velocidade para a composição de 25% de etilenoglicol possui uma maior velocidade (de aproximadamente 0,3 m/s) comparado com o da composição de 50%. Isto se deve, pois, a segunda composição possui uma maior viscosidade, diminuindo assim a velocidade, sendo também o motivo do aumento de temperatura no cabeçote. As Figuras C16, referente a simulação padrão, e C25, referente a simulação 2, podem ser analisadas abaixo. Foi também observado que a mudança da composição do fluido refrigerante não alterou o comportamento do escoamento, somente a intensidade da velocidade.

Figura C16 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 1 horizontal.



Fonte: Autor.

Figura C25 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 1 horizontal para composição de 50% etilenoglicol.

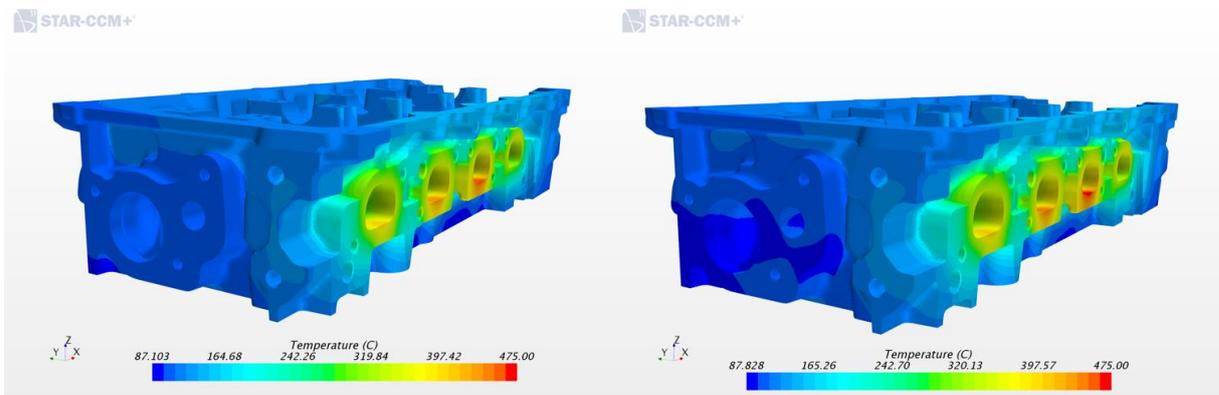


Fonte: Autor.

Em seguida, foi realizada uma nova simulação, alterando o valor da composição do fluido refrigerante para um valor de 75% de etilenoglicol. A Figura 76 mostra a comparação do mapa

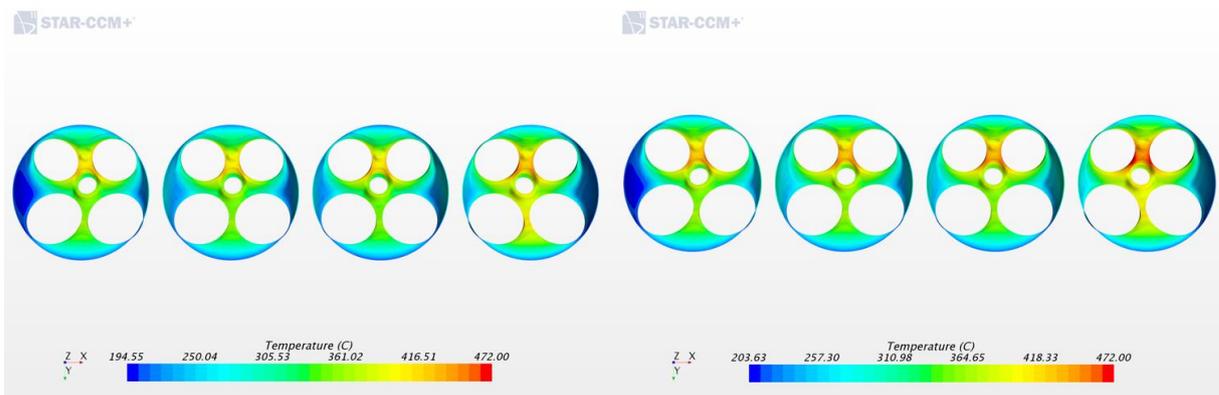
de temperatura do cabeçote, comprovando assim que a um aumento na composição de etileno-glicol ocasiona um aumento nas temperaturas do cabeçote. O mesmo também ocorreu para as temperaturas dos domos (Figura 77). As Figuras C34 a C42 mostram o campo de velocidades para os mesmos planos analisados anteriormente.

Figura 76 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a simulação da composição de 50% etileno-glicol 50% água (Direita).



Fonte: Autor.

Figura 77 – Comparação do mapa térmico dos domos para Simulação Padrão (Esquerda) com a simulação da composição de 50% etileno-glicol 50% água (Direita).



Fonte: Autor.

Por fim, percebe-se que um aumento na composição de etileno-glicol ocasiona um aumento direto nas temperaturas do cabeçote. Isso ocorre pelo aumento na viscosidade do fluido refrigerante, alterando diretamente o campo de velocidades camisa d'água (comprovado pelas vistas em corte) e aumentando assim a temperatura do sistema.

### 5.3 Simulação 3 – Configuração camisa d’água

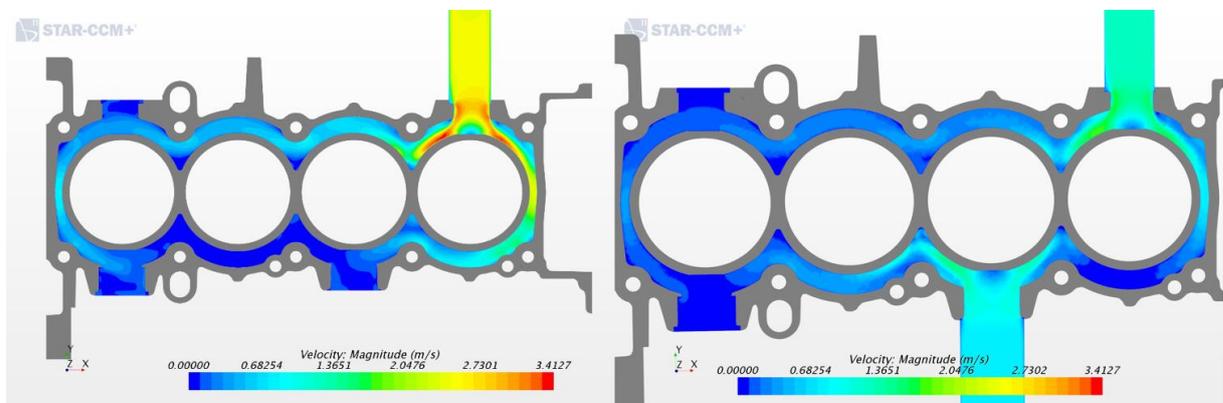
A terceira simulação trata-se de um estudo paramétrico que modifica a configuração da camisa d’água. Como foi dito na metodologia, o principal motivo de se modificar a configuração da camisa d’água foi tentar diminuir as temperaturas alcançadas no cabeçote, aumentar a velocidade do escoamento e evitar estagnação do fluido (para evitar aderência de bolhas de ar na região sólida do motor).

#### 5.3.1 Configuração 1

Na primeira configuração proposta tentou-se sanar o problema da estagnação do fluido na região do bloco exposta na Figura 64 implementando uma nova entrada no lado oposto da original (Figura 64), porém respeitando a vazão mássica da bomba, dividindo assim a vazão original pelas duas entradas.

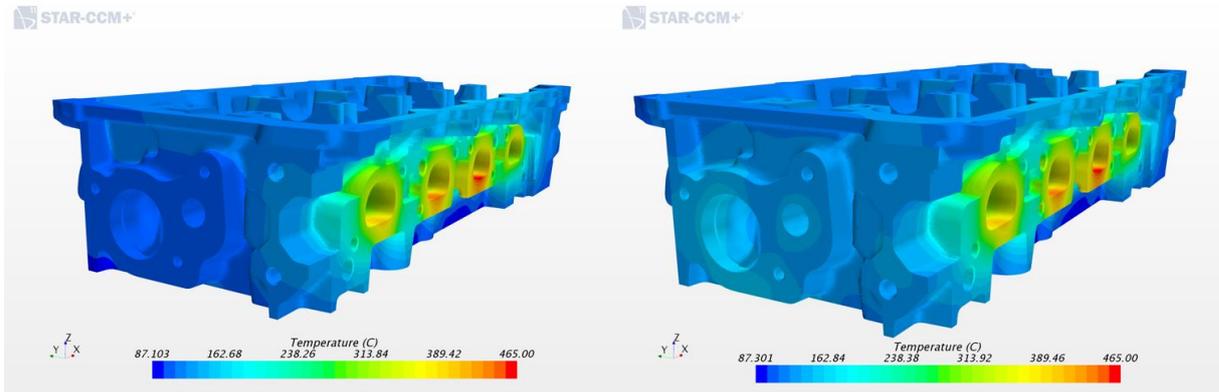
A Figura 78 mostra que, para o plano do bloco, o escoamento do fluido refrigerante não mostrou uma diminuição na quantidade de fluido estagnado, ao se comparar com a simulação padrão (esquerda). Porém levando em consideração o cabeçote, esse estudo paramétrico mostrou que as temperaturas alcançadas no cabeçote (Figura 79) e nos domos (Figura 80) não obtiveram grandes variações, ocorrendo um aumento de aproximadamente 2°C para a região dos pórticos de exaustão e uma diminuição de aproximadamente 3°C para a região dos domos.

Figura 78 – Comparação do campo de velocidades de um plano que secciona o bloco Simulação 3, Configuração 1 (Direita) com o mesmo plano da Simulação Padrão (Esquerda).



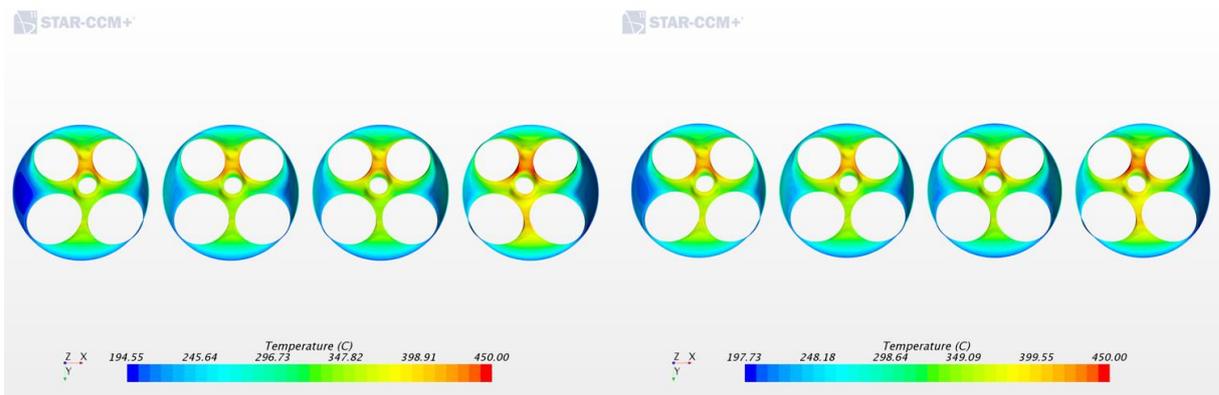
Fonte: Autor.

Figura 79 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 3, Configuração 1 (Direita).



Fonte: Autor.

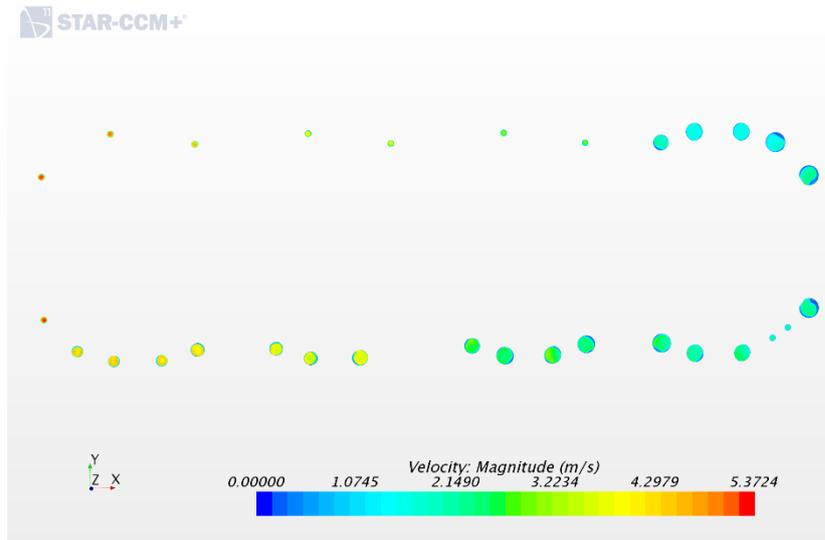
Figura 80 – Comparação do mapa térmico dos domos da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 3, Configuração 1 (Direita).



Fonte: Autor.

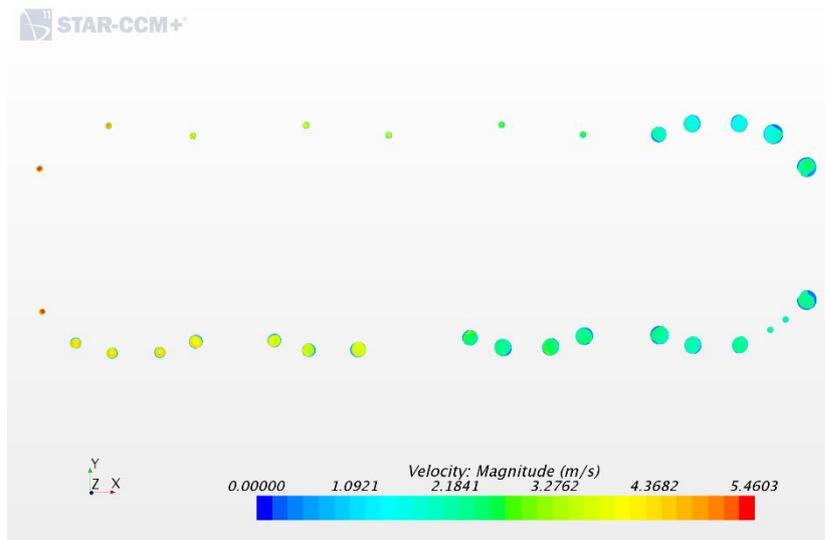
As Figuras C43 a C51 do Apêndice C apresentam o campo de velocidades para os mesmos planos analisados na simulação padrão. O efeito que esta configuração teve no campo de velocidades do cabeçote mostrou-se insatisfatório tanto quanto a intensidade quanto a modificação do fluxo do escoamento, não mostrando nenhuma grande mudança quando comparada a simulação padrão. Também foi analisado as galerias que conectam a camisa d'água do bloco com o do cabeçote (Figuras 81 e 82), e observou-se que também não houve um aumento na velocidade do escoamento para as galerias de conexão da camisa d'água do bloco com a do cabeçote.

Figura 81 – Campo de velocidade das galerias para a simulação padrão.



Fonte: Autor.

Figura 82 – Campo de velocidade das galerias para a Simulação 3, Configuração 1.



Fonte: Autor.

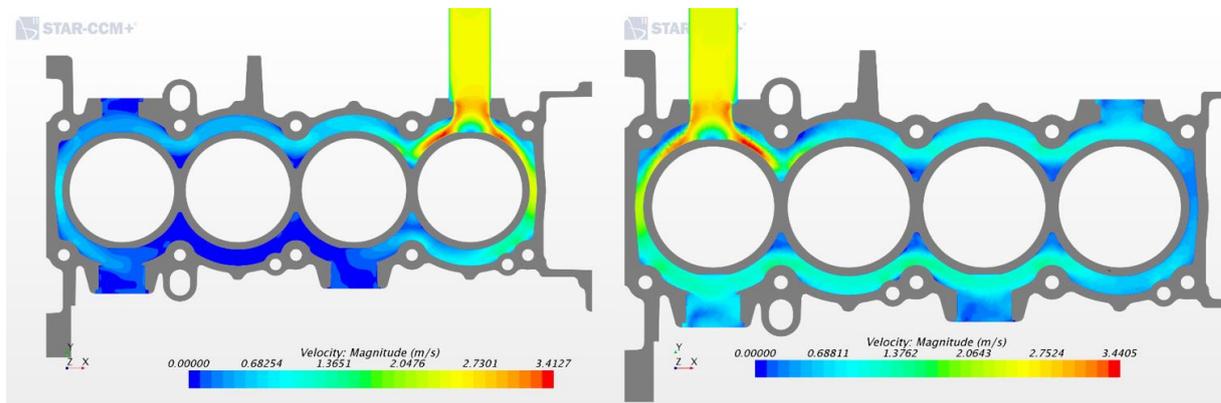
Por fim, o valor da velocidade média de todo o escoamento no cabeçote foi aferido, obtendo um valor de 2,37 m/s, que ao se comparar com o valor obtido na configuração padrão, que foi de 2,35 m/s, não obteve nenhuma mudança considerável. Este resultado, junto com os apresentados anteriormente, mostra que não se obteve nenhuma mudança expressiva favorável com a implementação de uma nova entrada do escoamento, podendo até ser pior realizar esta modificação se for levar em consideração a perda de carga por acrescentar mais tubulações para prover as duas entradas.

### 5.3.2 Configuração 2

A configuração 2 seguiu a ideia proposta por Carpentiero et al. [2007], onde as galerias dos cilindros 2, 3 e 4 são fechadas, a entrada do escoamento é posicionada no mesmo lado da saída, forçando que o fluido refrigerante percorra, inicialmente, toda a região do bloco para que então passe para a região do cabeçote.

A Figura 83 mostra que o objetivo inicial do estudo paramétrico de configuração da camisa d'água foi alcançada, ocorrendo a eliminação do fluido estagnado na região do bloco e aumentando a velocidade do escoamento.

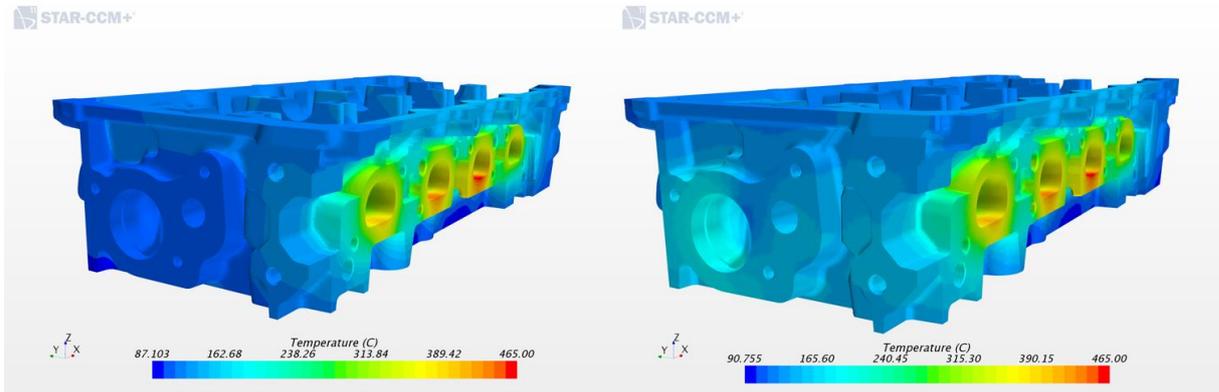
Figura 83 – Comparação do campo de velocidades de um plano que secciona o bloco Simulação 3, Configuração 2 (Direita) com o mesmo plano da Simulação Padrão (Esquerda).



Fonte: Autor.

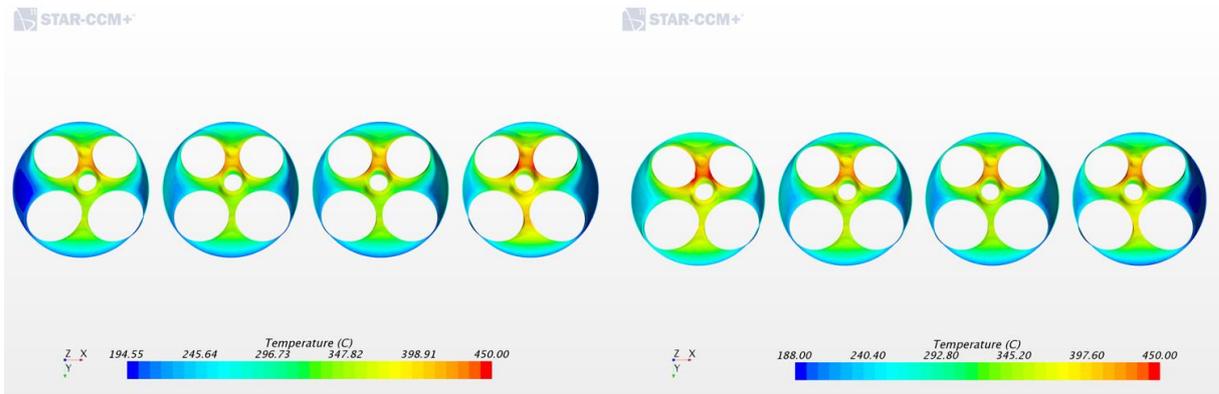
Verificando agora o efeito desta mudança no cabeçote, que é objetivo principal do atual trabalho, observa-se na Figura 84 que houve uma diminuição de aproximadamente  $2^{\circ}\text{C}$  na região dos pórticos de exaustão, ao se comparar com a simulação padrão. Observando a Figura 85, nota-se que a temperatura máxima na região dos domos aumentou aproximadamente  $2^{\circ}\text{C}$ . Observa-se também que na simulação padrão o domo que obtinha a maior temperatura era o do cilindro 1, indo de encontro com a região das galerias que possuíam menor velocidade. Já na simulação atual nota-se que o domo que possui a maior temperatura é o do cilindro 4, sendo o cilindro 1 o que possui a maiores velocidades, sendo comprovadas pelo campo de velocidades expostos nas Figuras C52 a C60 no Apêndice C. Percebeu-se também um aumento expressivo de  $80^{\circ}\text{C}$  na região de saída do fluido, tendo assim quer verificar se esse aumento danificaria algum componente nesta região.

Figura 84 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 3, Configuração 2 (Direita).



Fonte: Autor.

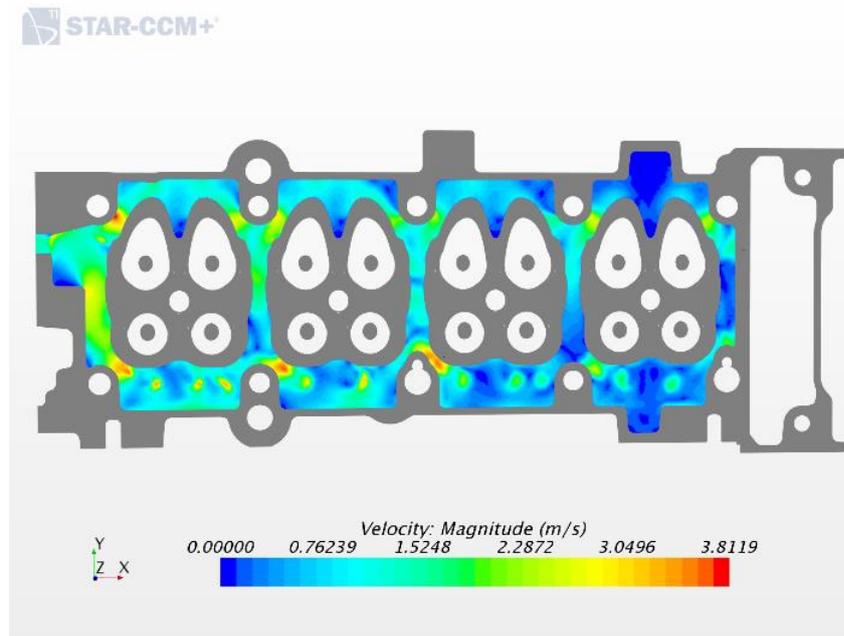
Figura 85 – Comparação do mapa térmico dos domos da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 3, Configuração 1 (Direita).



Fonte: Autor.

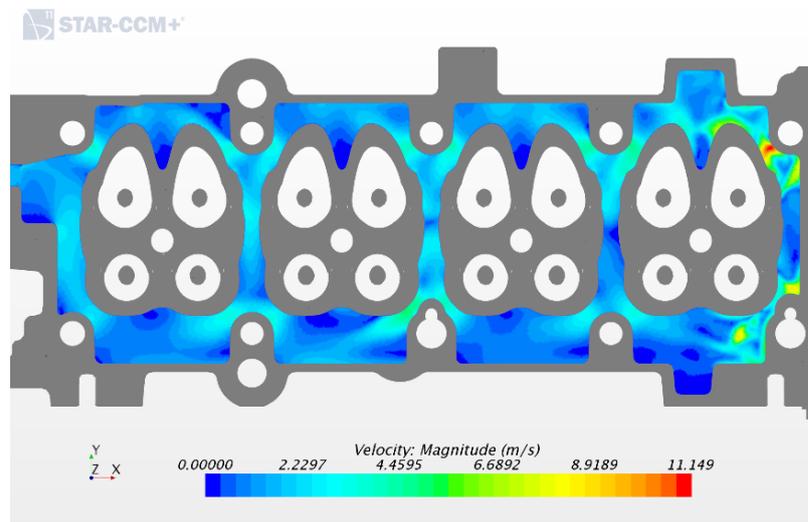
Observando as Figuras C16 e C52, do Anexo C, que também estão sendo mostradas neste capítulo para uma melhor discussão dos resultados, nota-se que a velocidade do escoamento aumentou aproximadamente 2 m/s em média. Este comportamento se repetiu para todos os planos de corte. Nestas imagens fica claro também o comportamento do escoamento, que enquanto na simulação padrão a velocidade se intensifica somente a partir do cilindro 3, na simulação atual ele se inicia com grande intensidade no cilindro 1, e logo em seguida escoe uniformemente pelo resto da camisa d'água. O valor médio da velocidade em toda região da camisa d'água do cabeçote para esta configuração é de 5,27 m/s. Este valor também foi coletado da simulação padrão, que possui 2,35 m/s, mostrando mais uma vez um aumento considerável na velocidade do escoamento do fluido refrigerante na região do cabeçote.

Figura C16 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 1 horizontal.



Fonte: Autor.

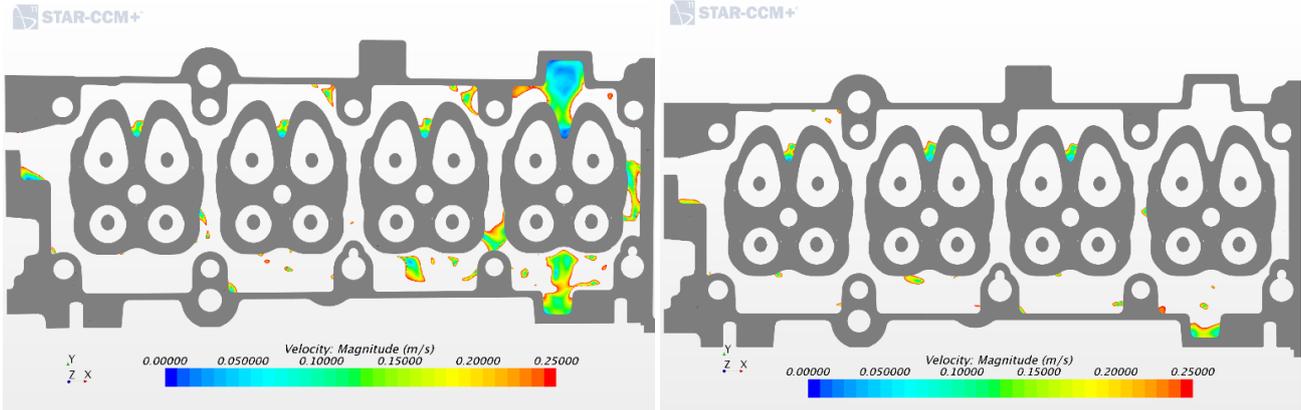
Figura C52 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 1 horizontal para Configuração 2 da camisa d'água.



Fonte: Autor.

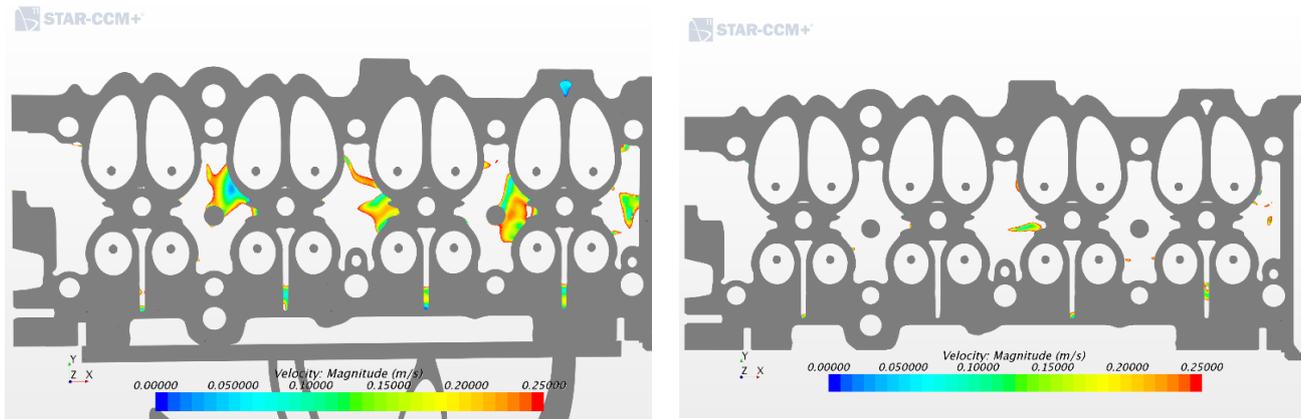
Segundo Carpentiero et al. [2007], a velocidade crítica do fluido refrigerante para que a transferência de calor local ainda seja eficaz é de 0,25 m/s. Tendo isto em vista, foi plotado, nos mesmo planos horizontais, o escoamento do fluido que possui velocidades abaixo da velocidade crítica. As Figuras 86 a 90 expõem a comparação para a simulação padrão e para a atual simulação. Observando estas figuras, nota-se que as regiões com velocidades abaixo de 0,25 m/s são bem menores ao se comparar com a simulação padrão, principalmente região próxima ao cilindro 1.

Figura 86: Campo de velocidade crítica para o plano 1 horizontal para a simulação padrão [Esquerda] e Simulação 3, Configuração 2 [Direita].



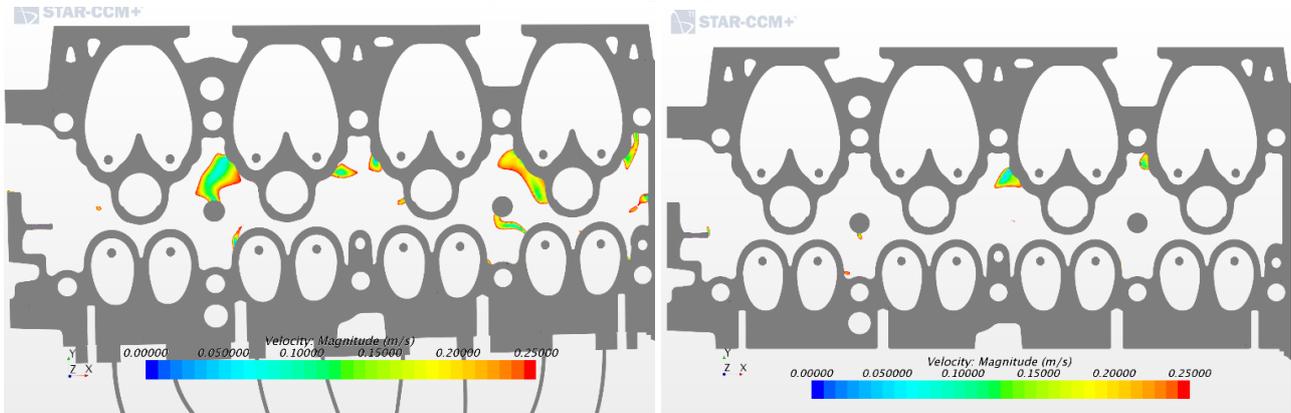
Fonte: Autor.

Figura 87: Campo de velocidade crítica para o plano 2 horizontal para a simulação padrão [Esquerda] e Simulação 3, Configuração 2 [Direita].



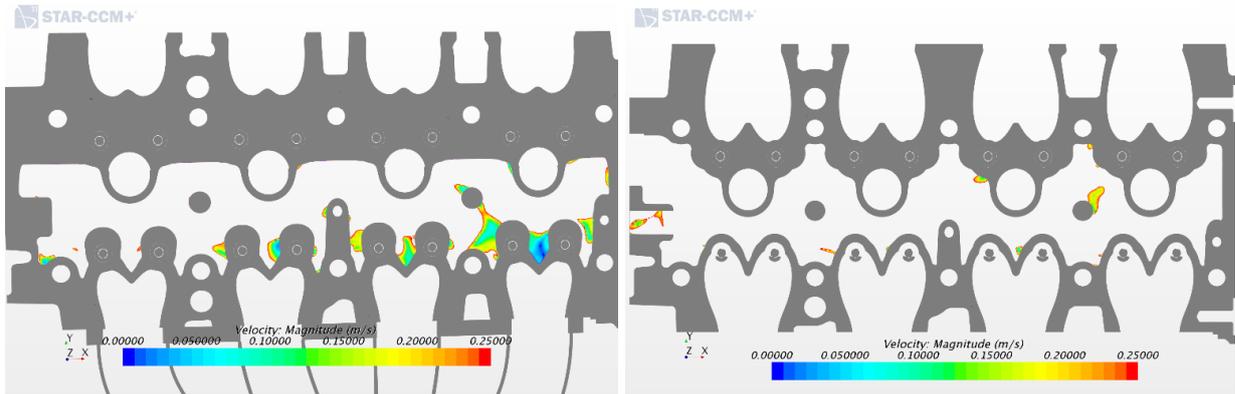
Fonte: Autor.

Figura 88: Campo de velocidade crítica para o plano 3 horizontal para a simulação padrão [Esquerda] e Simulação 3, Configuração 2 [Direita].



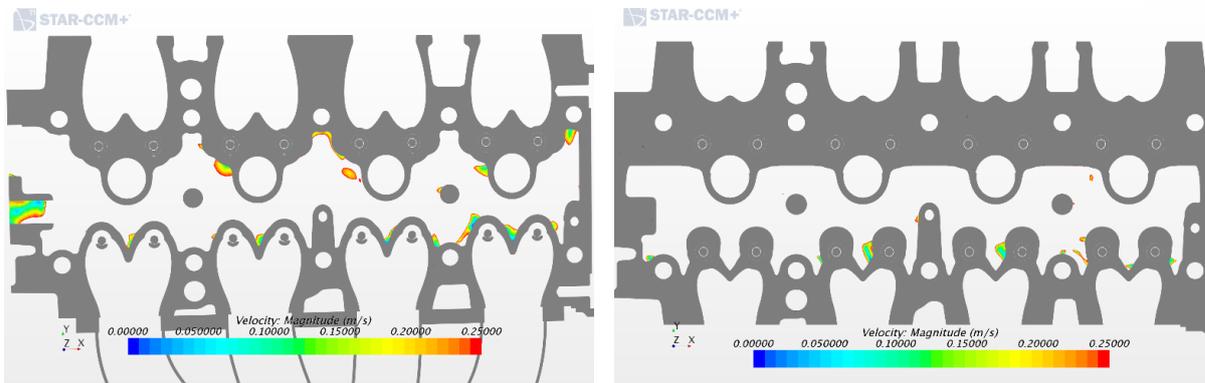
Fonte: Autor.

Figura 89: Campo de velocidade crítica para o plano 4 horizontal para a simulação padrão [Esquerda] e Simulação 3, Configuração 2 [Direita].



Fonte: Autor.

Figure 90: Campo de velocidade crítica para o plano 5 horizontal para a simulação padrão [Esquerda] e Simulação 3, Configuração 2 [Direita].

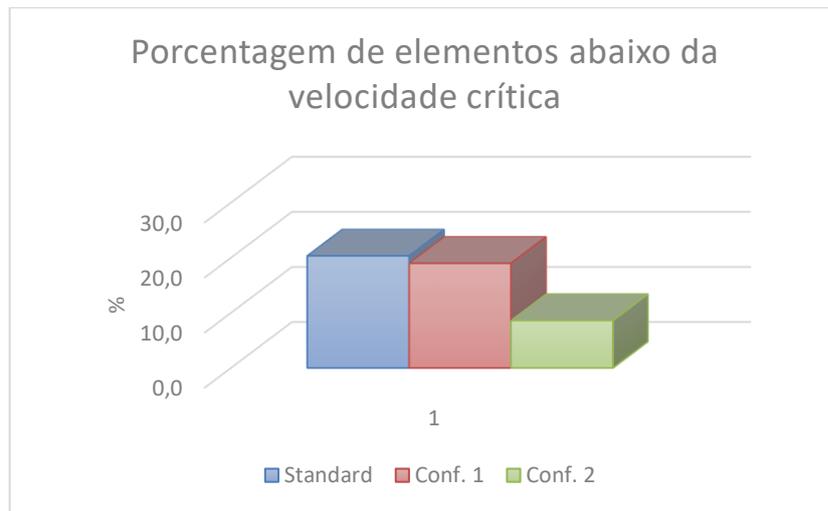


Fonte: Autor.

Para comprovar a melhora da configuração 2, foi plotado um gráfico de barras (Figura 91) com a porcentagem de células que estão abaixo da velocidade crítica para as três simulações. Neste gráfico é possível ver a simulação da configuração 2 possui apenas 8,6% dos elementos da camisa d'água do cabeçote abaixo da velocidade crítica, enquanto as outras duas simulações possuem aproximadamente 20%.

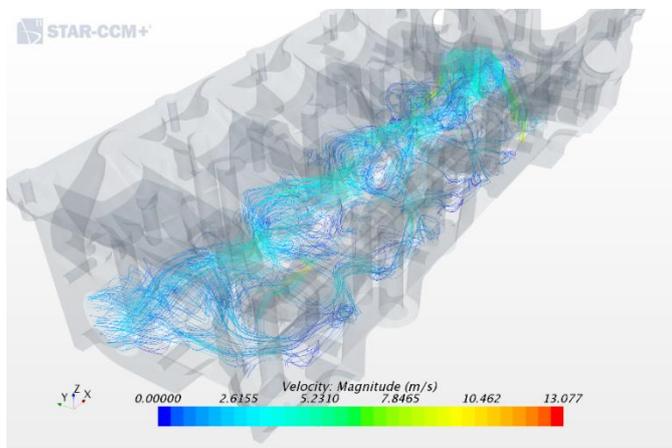
A Figura 92 expõe a velocidade das linhas de corrente, que ao se comparar com as da simulação padrão (Figura 73), possuem uma velocidade maior de aproximadamente 3 m/s. O QR Code exposto ao lado da Figura 92 exhibe um vídeo das linhas de corrente.

Figura 91 – Porcentagem de elementos que estão abaixo da velocidade crítica para as três simulações.



Fonte: Autor.

Figura 92 – Linhas de corrente para a Simulação 3, Configuração 2.



Fonte: Autor.

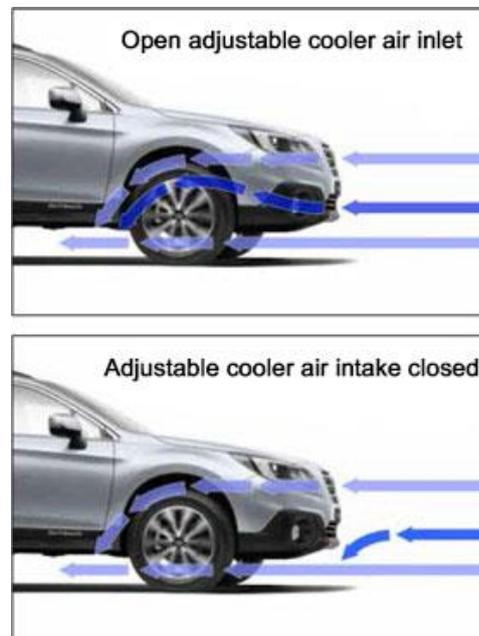
Conclui-se que a mudança da configuração da camisa d'água se mostrou mais adequada ao se comparar com a simulação padrão, pois mesmo não tendo grandes variações de temperatura no cabeçote, a velocidade do escoamento teve um aumento considerável, evitando assim que ocorresse regiões de estagnação de fluido, que é prejudicial por causa da aderência das bolhas de ar formada com a evaporação do fluido refrigerante.

#### 5.4 Simulação 4 – Variação do coeficiente de transferência de calor do ar atmosférico

Levando em consideração as novas soluções de engenharia que cada dia a indústria automobilística vem apresentando, um novo estudo paramétrico variando o coeficiente de transferência de calor do ar foi realizado. Um exemplo de tecnologia criada que regula a entrada de ar

na região do motor é a *Active Grille Shutter* (Figura 93), que foi criado para diminuir o arrasto do carro quando não for necessário o resfriamento do motor com o ar. Pensando nisso, um cuidado maior pode ser criado no projeto, para que em momentos onde o motor esteja trabalhando em potência máxima, um resfriamento forçado do ar seja adicionado.

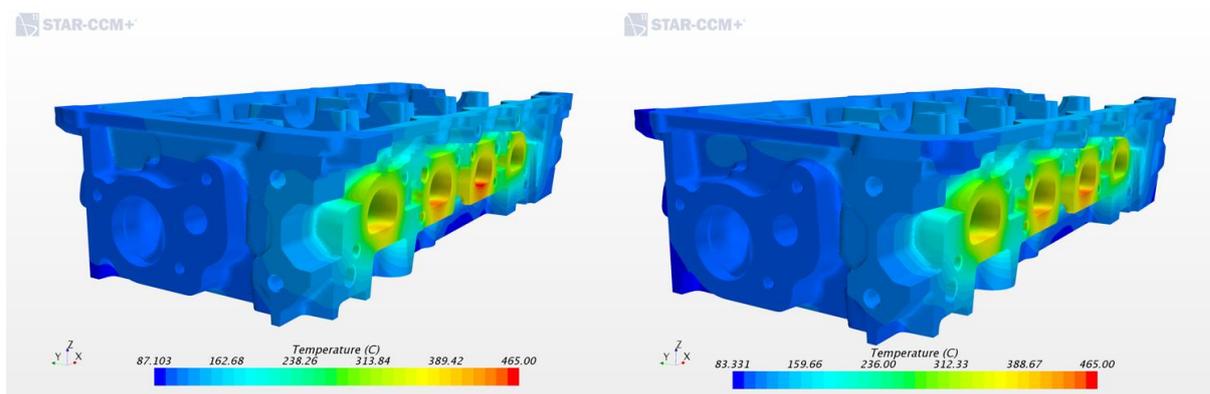
Figura 93 – Funcionamento da tecnologia Active Grille Shutter



Fonte: Engines – SUBARU SCG d.o.o., 2017.

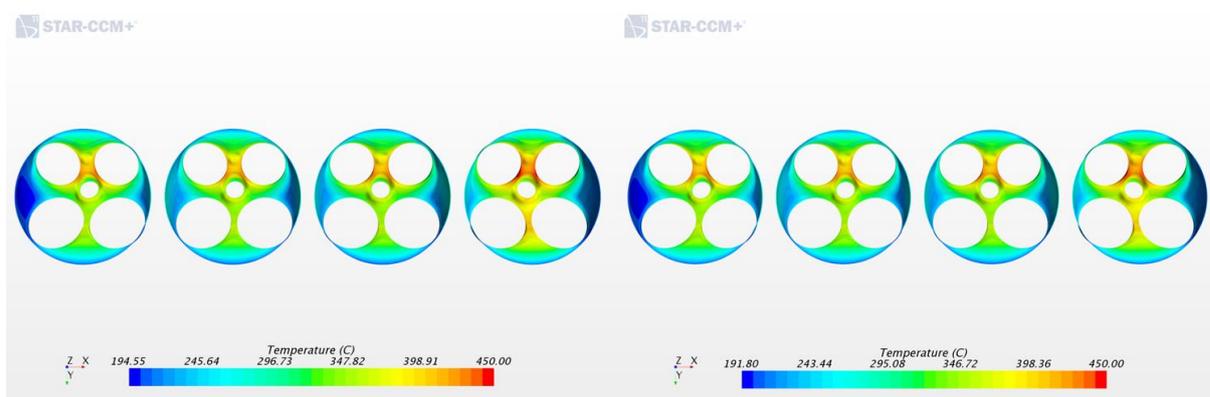
Os valores analisados para o coeficiente de transferência de calor para o ar foram de  $175 \text{ W/m}^2\text{K}$  e de  $250 \text{ W/m}^2\text{K}$ . A Figura 94 mostra a distribuição de temperaturas do cabeçote para a condição de  $175 \text{ W/m}^2\text{K}$ , evidenciando que existe uma melhora considerável de aproximadamente  $20^\circ\text{C}$ . A mesma tendência também ocorre ao se comparar os domos desta simulação com a simulação padrão (Figura 95), havendo uma queda de aproximadamente  $5^\circ\text{C}$ . Nota-se também que existe uma queda menor de temperatura para a região dos domos, comprovando assim que esta região não é tão sensível a mudança das propriedades do ar quando a região do pórtico de exaustão.

Figura 94 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 4 com  $h = 175 \text{ W/m}^2\text{K}$  (Direita).



Fonte: Autor.

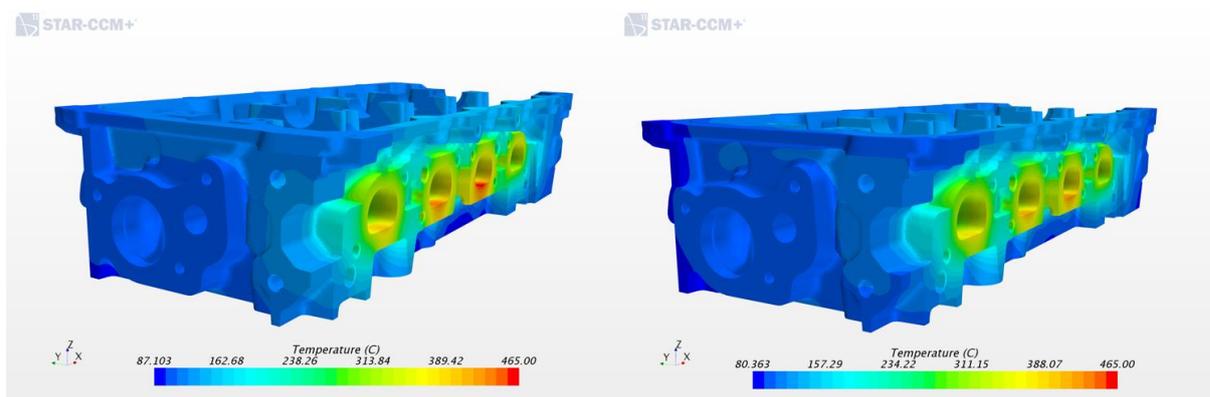
Figura 95 – Comparação do mapa térmico dos domos da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 4 com  $h = 175 \text{ W/m}^2\text{K}$  (Direita).



Fonte: Autor.

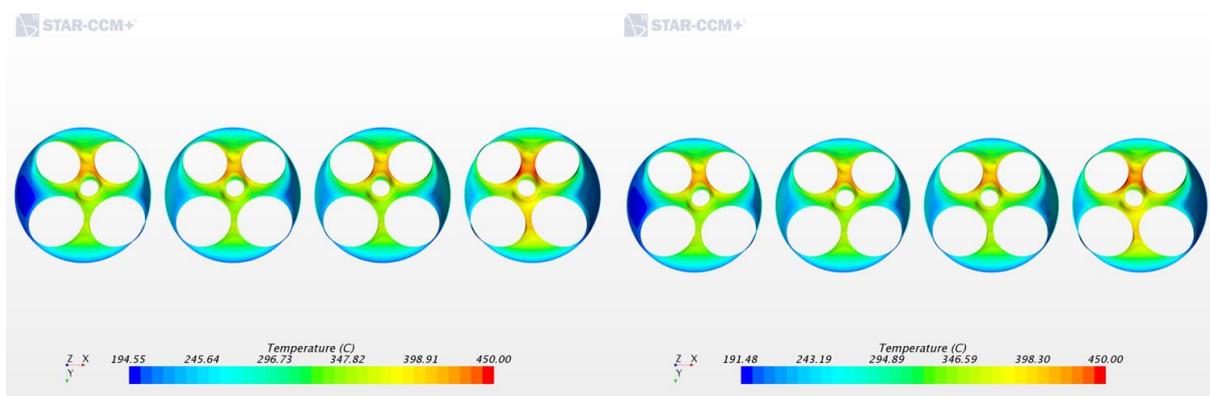
Para a segunda mudança do coeficiente de transferência de calor, a Figura 96 expõe a comparação do mapa térmico do cabeçote e a Figura 97 o dos domos. Comparando com a simulação padrão, observa-se uma queda de aproximadamente  $33^\circ\text{C}$  e de  $5^\circ\text{C}$  para o cabeçote e os domos, respectivamente. Nota-se que para a região dos domos alterar o valor do coeficiente de transferência de calor de 175 para  $250 \text{ W/m}^2\text{K}$  não oferece uma melhora significativa, no entanto, para a região dos pórticos de exaustão esta alteração evidencia uma melhora da temperatura máxima alcançada.

Figura 96 – Comparação do mapa térmico do cabeçote da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 4 com  $h = 250 \text{ W/m}^2\text{K}$  (Direita).



Fonte: Autor.

Figura 97 – Comparação do mapa térmico dos domos da Simulação Padrão (Esquerda) com a Simulação 4 com  $h = 250 \text{ W/m}^2\text{K}$  (Direita).



Fonte: Autor.

## 5.5 Análise geral dos resultados

O principal objetivo do trabalho é realizar a simulação CHT do motor EtorQ 1.6 turbinado, e saber se, junto com outros trabalhos desenvolvidos pelo programa, este motor irá trabalhar sem problemas. Ao se analisar o mapa térmico do cabeçote, observa-se que, mesmo para as melhores configurações, as temperaturas máximas alcançadas ultrapassam a estipulada como aceitável ( $390 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Acredita-se que essa elevada temperatura ocorreu por causa dos altos valores da temperatura dos gases de exaustão, que se originou devido a implementação do turbocompressor. Resumindo, pode-se levantar duas vertentes para se prosseguir o estudo térmico do motor:

- Acrescentar o coletor de exaustão no pórtico de exaustão para saber se a energia irá se dissipar, diminuindo assim a temperatura do pórtico;

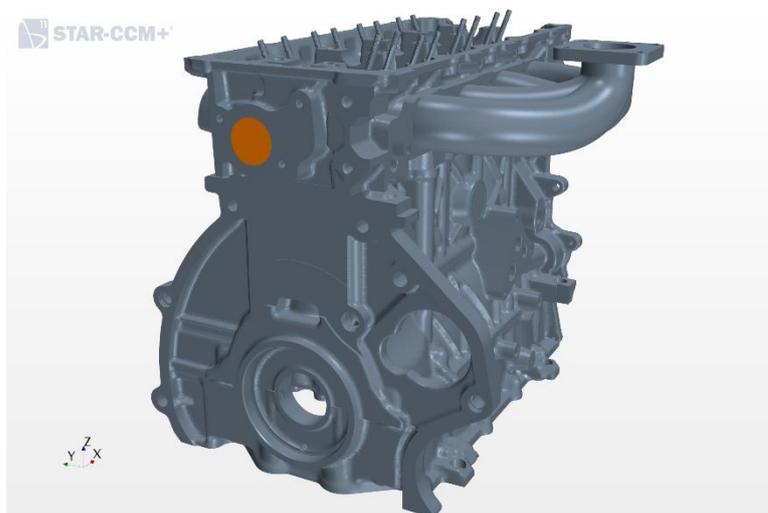
- Realizar uma verificação das condições de contorno retirados do modelo unidimensional, a partir de um experimento no dinamômetro de bancada, para que depois as condições de contorno possam ser atualizadas na simulação CHT;

A primeira vertente do estudo foi realizada e será exposta na próxima seção. No entanto, a segunda vertente não pode ser avaliada no atual trabalho pela falta de um estudo experimental do motor. Se após esses estudos a temperatura do cabeçote ainda não baixar, isto é um indicativo que o motor EtorQ 1.6 não poderá ser turbinado.

### 5.5.1 Simulação com o coletor de exaustão

A primeira vertente citada anteriormente foi estudada no atual trabalho, onde um modelo de coletor de exaustão foi adicionado a geometria padrão. Na Figura 98 pode-se ver a geometria completa para este estudo.

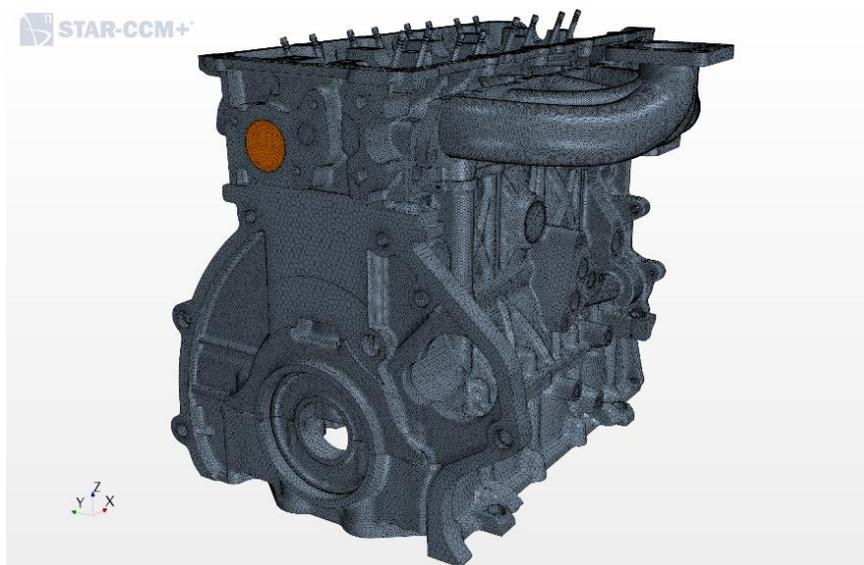
Figura 98 – Geometria completa do motor EtorQ 1.6 com o coletor de exaustão.



Fonte: Autor.

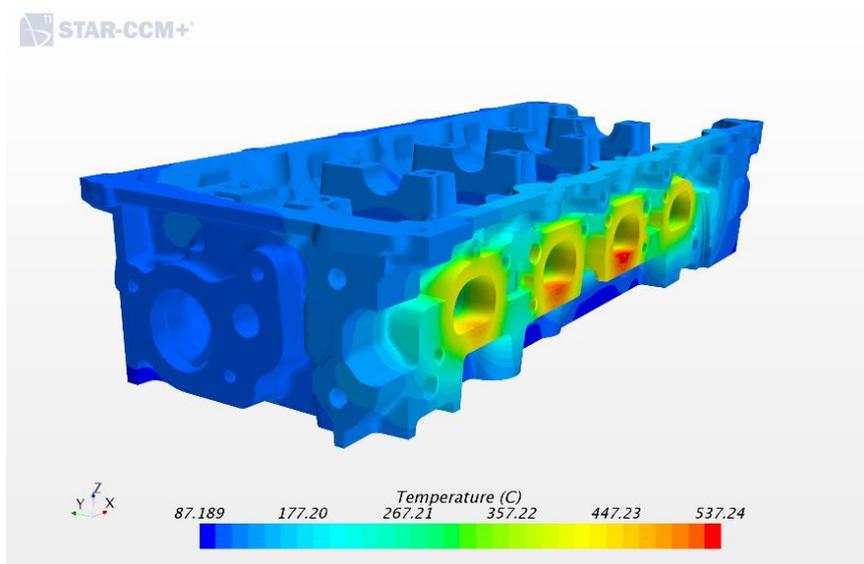
As condições de contorno dos dutos foram consideradas iguais a dos pórticos de exaustão. A malha completa do motor pode ser vista na Figura 99. Na Figura 100 o mapa térmico do cabeçote é exposto, onde pode-se ver um aumento na temperatura dos pórticos de exaustão, um efeito contrário ao necessário. No entanto, acredita-se que isto ocorreu pois foi considerado as mesmas condições de contorno dos pórticos de exaustão, levando assim a um resultado muito conservador.

Figura 99 – Malha do motor EtorQ 1.6 junto com o coletor de exaustão.



Fonte: Autor.

Figura 100 – Mapa térmico do cabeçote para a simulação com o coletor de exaustão.



Fonte: Autor.

## 6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

### 6.1 Conclusões

O presente trabalho mostrou a importância de se realizar uma simulação CHT no desenvolvimento de MCI, mostrando não só a metodologia desta análise, mas mostrando de forma sucinta as etapas de desenvolvimento de um novo motor.

A dissertação se iniciou com um levantamento de toda revisão bibliográfica sobre o assunto, mostrando visivelmente que com o passar dos anos as simulações numéricas foram se mostrando cada vez mais complexas e presentes no desenvolvimento de novos motores. Isto se deve ao grande avanço realizado em *software* e *hardware*. Logo em seguida, o trabalho explicou de forma clara as teorias relevantes para o desenvolvimento do trabalho, como, uma introdução básica do funcionamento de um MCI, mecânica dos fluidos, CFD, entre outras.

A metodologia empregada na dissertação se baseou na utilizada em livros de simulação numéricas, sendo dividida em três etapas: pré-processamento, solução e pós-processamento. No início pré-processamento a geometria foi definida, limpa e nomeada, seguindo para a etapa de geração de malha, onde um estudo de convergência de malha foi realizado, e por fim todas as condições de contorno foram determinadas. Na etapa de solução do problema todas as físicas relacionadas foram definidas, juntamente com os critérios de parada. Por fim, na etapa de pós-processamento, o mapa térmico do cabeçote e o campo de velocidades da camisa d'água do cabeçote foram avaliados.

Outra proposta desenvolvida no trabalho foi a realização de estudos paramétricos procurando diminuir os picos de temperatura alcançados no cabeçote, aumentar a velocidade do escoamento e eliminar as zonas de estagnação do fluido.

O primeiro estudo paramétrico visou avaliar a influência da composição de etilenoglicol no fluido refrigerante. Este estudo mostrou que com o aumento dessa composição, o fluido se tornava mais viscoso, fazendo com que a velocidade do escoamento diminuísse e aumentasse os picos de temperaturas no cabeçote. A melhor composição encontrada foi de 25% de etilenoglicol e 75% de água.

O segundo estudo paramétrico visou mudar a configuração do fluxo da camisa d'água, primeiramente adicionando uma nova entrada, porém dividindo a sua capacidade para as duas

entradas e depois mudando a posição da entrada fazendo com que o escoamento do fluido percorra transversalmente toda a região do bloco para depois percorrer o cabeçote. A primeira configuração mostrou-se ineficaz, não modificando expressivamente os valores analisados. No entanto, a segunda configuração se mostrou vantajosa, possuindo um aumento considerável na velocidade do escoamento e na eliminação de zonas com velocidade abaixo ao da crítica (0,25 m/s).

O último estudo paramétrico mostrou a importância da sinergia entre duas áreas de desenvolvimento na indústria automotiva, onde o time de desenvolvimento de novos motores poderia se beneficiar se o fluxo de ar atmosférico chegasse ao motor com um maior coeficiente de transferência de calor. Devido a isso, dois coeficientes de transferência de calor para o ar foram simulados, mostrando uma diminuição significativa no pico de temperatura do cabeçote.

Analisando as temperaturas alcançadas no cabeçote, notou-se que estas estavam muito altas, mesmo na melhor configuração encontrada, levantando assim duas hipóteses: a energia presente na região do pórtilco de exaustão estava “presa”, sem poder fluir para o coletor de exaustão (que a priori não estava sendo levado em consideração); ou as condições de contorno poderiam estar errada, necessitando realizar um experimento para confirmar os seus valores. Se depois de testar essas duas hipóteses a temperatura do cabeçote não baixasse, isso indica que não se pode introduzir o turbocompressor no motor estudado. A primeira hipótese foi analisada neste trabalho, onde o coletor de exaustão foi introduzido ao cabeçote, porém não houve alterações positivas no pico de temperaturas. Infelizmente não foi possível realizar o experimento de bancada com o motor para poder comprovar a segunda hipótese.

Por fim, o objetivo do trabalho foi alcançado, onde foi possível desenvolver a metodologia para simulação CHT para o cabeçote do EtorQ 1.6 SOHC Flex-Fuel, conseguindo realizar alguns estudos paramétricos que se mostraram promissores para o melhoramento do projeto do cabeçote estudado.

## **6.2 Trabalhos Futuros**

Segue abaixo uma lista com sugestões para prosseguir com o trabalho:

- Realizar um novo estudo de convergência de malha, utilizando uma malha mais grossa para verificar se a malha utilizada estava muito refinada, acarretando em um esforço computacional maior;

- Conferir, a partir de experimentos de bancada, se as condições de contorno provenientes do modelo unidimensional estão corretas (verificação da segunda hipótese);
- Correlação das temperaturas obtidas com dados experimentais do cabeçote do motor;
- Realização de novos estudos paramétricos, visando sempre melhorar o escoamento do fluido refrigerante e diminuir os picos de temperaturas;
- Realizar simulação com propriedades (densidade, condução, entre outras) variando em função da temperatura.

## REFERÊNCIAS

Aguirre Oliveira Jr., J. Modelagem e Simulação RANS de Escoamento com Transição Laminar-Turbulento. Tradução . 1. ed. [s.l.] Engineering Simulation and Scientific Software Ltda., 2013.

AREA. Metalúrgica Riosulense - Linha de produtos. Riosulense.com.br. Disponível em: <<http://www.riosulense.com.br/br/linha-de-produtos/produtos-aftermarket/2/sedes-de-valvulas/>>. Acesso em: 17 nov. 2017.

Basshuysen, R.; Vanschäfer, F. Internal combustion engine handbook. [s.l.: s.n., s.d.].

Betel Parts. Disponível em: <<https://www.betelparts.com.br/valvula-de-escape-escapamento-chevrolet-brasil-261.html>>. Acesso em: 17 nov. 2017.

Berger, S.; Richard, S.; Duchaine, F.; Staffelbach, G.; Gicquel, L.Y.M. On the sensitivity of a helicopter combustor wall temperature to convective and radiative thermal loads. Applied Thermal Engineering, 2016.

Blog Sigma. Blog Sigma Car. Disponível em: <<http://blog.sigmacar.com.br/ja-ficou-curioso-para-ver-como-um-motor-funciona-por-dentro/>>. Acesso em: 18 nov. 2017.

Bohac, V.; Stanislav; Baker, M.; Douglas; Assanis, D. A Global Model for Steady State and Transient S.I. Engine Heat Transfer Studies. SAE Paper 960073, 1996.

Brunetti, F. *Motores de combustão interna, volume 1*. São Caetano do Sul: Blucher, 2012.

Cabeçote Do Motor | Autos - Cultura Mix. Autos.culturamix.com. Disponível em: <<http://autos.culturamix.com/mecanica/cabecote-do-motor>>. Acesso em: 17 nov. 2017.

Çengel, Y.; Cimbala, J. Fluid Mechanics – Fundamentals and Applications. McGraw-Hill, Ed. New York, 2013.

Cicalese, G.; Fontanesi, F. Integrated In-Cylinder / CHT Methodology for the Simulation of the Engine Thermal Field: An Application to High Performance Turbocharges DISI Engines. SAE Paper 2016-01-0578, 2016.

Conheça as partes básicas de um motor. WM1. Disponível em: <<https://wm1.com.br/graxa/conheca-partes-basicas-de-um-motor>>. Acesso em: 17 nov. 2017.

Controle de Emissões Veiculares. Mma.gov.br. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/cidades-sustentaveis/qualidade-do-ar/controle-de-emissoes-veiculares>>. Acesso em: 19 dez. 2017.]

Casentiero, D.; Fontanesi, S.; Gagliardi, V.; Malaguti, S.; Margini, S.; Amone, L.; Bonanni, M.; Franceschini, D. Thermo-Mechanical Analysis of an Engine Head by means of Integrated CFD and FEM. SAE Paper 2007-24-0067, 2007.

Engine Poppet Valve Information Report. SAE International, 2004.

Engines – SUBARU SCG d.o.o. Subaruuserbia.com. Disponível em: <<http://subaruserbia.com/outback-suv/engines/>>. Acesso em: 16 dez. 2017.

Fontanesi, S.; Carpentiero, D.; Malaguti, S.; Giacopini, M.; Margini, S. A new Decoupled CFD and FEM Methodology for the Fatigue Strength Assessment of an Engine Head. SAE Technical Paper 2008-01-0972, 2008.

Fontanese, 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, 2012.

Fortuna, A. Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos. Tradução . São Paulo: Edusp, 2000.

Ge, B.; Ji, Y.; Zang, S. Effusion cooling characteristics of a model combustor liner at nonreacting/reacting flow conditions. Applied Thermal Engineering, 2016.

Gervasio, D. Metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmicos 1D para motores de combustão interna. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2017.

Guia De Válvula Cg 150 Original - Acessórios de Motos no Mercado Livre Brasil. Motos.mercadolivre.com.br. Disponível em: <<https://motos.mercadolivre.com.br/acessorios-pecas/guia-de-valvula-cg-150-original>>. Acesso em: 17 nov. 2017.

Guia de Válvula no Cabeçote | InfoMotor.com.br. Infomotor.com.br. Disponível em: <<http://www.infomotor.com.br/site/2009/04/guia-de-valvula-no-cabecote/>>. Acesso em: 17 nov. 2017.

Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1988.

Hwang, S.; Son, C.; Seo, D.; Rhee, D.; Cha, B. Comparative study on steady and unsteady conjugate heat transfer analysis of a high pressure turbine blade. Applied Thermal Engineering, 2016.

Infomotor.com.br. Disponível em: < <http://www.infomotor.com.br/site/2009/01/historia-do-motor-a-combustao-interna-ciclo-%E2%80%9Cotto%E2%80%9D/>>. Acesso em: 15 nov. 2017.

Jahangirian, S.; Srivastava, A.; Hosseini, A.; Ballard, S.; Wu, N.; Kiedaisch, J. A Multi-Physics 3D Modeling Methodology for Multi-Cylinder Diesel Engine Thermal Management and Fatigue life Prediction. SAE Paper 2015-01-0671, 2015.

Ji, Y.; GE, Bing; Chi, Z.; Zang, S. Overall cooling effectiveness of effusion cooled annular combustor liner at reacting flow conditions. Applied Thermal Engineering, 2017.

Jiji, Latif M. Heat convection.: Springer, 2014.

Lecture 7: Turbulence Modeling. São Paulo: Ansys, 2015.

Lesieur, M. Turbulence in Fluids. Springer. 4° Edição.2008

Lohe, D.; Macherauch, E. Mechanical behaviour of Bainitic-austenitic Ductile Cast Irons. In: Strength of Metals and Alloys. [s.l.: s.n.], 1988.

Maliska, Clovis R. Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional. Rio de Janeiro: Livros Tecnicos e Cientificos, 2004.

Mecânica básica. Mecanicomaniacos.blogspot.com.br. Disponível em: <<http://mecanicomaniacos.blogspot.com.br/p/mecanica-basica.html>>. Acesso em: 17 nov. 2017.

Moosania, S.; Zheng, X. Effect of internal heat leakage on the performance of a high pressure ratio centrifugal compressor. Applied Thermal Engineering, 2016.

Motores FIRE. Mecanica2000.com.br. Disponível em: <<http://www.mecanica2000.com.br/produto-detalle/70/motores-fire>>. Acesso em: 17 nov. 2017.

Mlb-s1-p.mlstatic.com,. Disponível em: <[http://mlb-s1-p.mlstatic.com/motores-partes-pistonnes-outras-marcas-en-pecas-carros-22779-MLB20235733542\\_012015-Y.jpg](http://mlb-s1-p.mlstatic.com/motores-partes-pistonnes-outras-marcas-en-pecas-carros-22779-MLB20235733542_012015-Y.jpg)>. Acesso em: 15 nov. 2017.

M. S. Bhatti and R. K. Shah. “Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts.” In Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, ed. S. Kakaç, R. K. Shah, and W. Aung. New York: Wiley Interscience, 1987.

Nieckele, A. Escoamento Turbulento. Rio de Janeiro: [s.n.], 2017. Disponível em: <[http://mecflu2.usuarios.rdc.puc-rio.br/Pos\\_MecFluII\\_Mec2345/7-MecanicaFluidosII-Turbulencia\\_MEC2345.pdf](http://mecflu2.usuarios.rdc.puc-rio.br/Pos_MecFluII_Mec2345/7-MecanicaFluidosII-Turbulencia_MEC2345.pdf)>. Acesso em: 28 nov. 2017.

Nomura, T.; Matsushita, K.; Fuji, Y.; Fujiwara, H. Development of Temperature Estimation Method of Whole Engine Considering Heat Balance under Vehicle Running Conditions. SAE Paper 2014-32-0050, 2014.

Patil, M.; Pise, A.; Gokhale, N. Simulation of Conjugate Heat Transfer (CHT) Between Engine Head and Cooling Medium of Diesel Engine. SAE Paper 2015-01-1662, 2015.

Perda de Carga. [s.l.]: Manuel F. Barral, 2017. Disponível em: <[http://www.esalq.usp.br/departamentos/leb/disciplinas/Fernando/leb472/Aula\\_7/Perda\\_de\\_carga\\_Manuel%20Barral.pdf](http://www.esalq.usp.br/departamentos/leb/disciplinas/Fernando/leb472/Aula_7/Perda_de_carga_Manuel%20Barral.pdf)>. Acesso em: 28 nov. 2017.

Perguntas e Respostas sobre CAE - Domingos de Azevedo. Domingosdeazevedo.com. Disponível em: <<http://www.domingosdeazevedo.com/mef/per>>. Acesso em: 19 nov. 2017.

Punekar, H.; Das, S. Numerical Simulation of Subcooled Nucleate Boiling in Cooling Jacket of IC Engine. SAE Paper 2013-01-1651, 2013.

Rakopoulos, C.D.; Mavropoulos, G.C. Experimental instantaneous heat fluxes in the cylinder head and exhaust manifold of an air-cooled diesel engine, Energ. Convers. Manag. 41 (2000) 1265e1281.

Robinson, K., Hawley, J.G. AND N.A.F., “Experimental and Modeling Aspects of Flow Boiling Heat Transfer for Application to Internal Combustion Engines,” Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 217 Part D: Automobile Engineering, 2004.

Star-CCM+ Documentation: User Guide. 11. ed. [s.l.]: CD-adapco, 2016.

Sun, T.; Teja, A. Density, Viscosity, and Thermal Conductivity of Aqueous Ethylene, Diethylene, and Triethylene Glycol Mixtures between 290 K and 450 K. School of Chemical Engineering, Georgia Institute of Technology, 2003.

Tu, J.; Yeoh, H.; Liu, C. Computational fluid dynamics a practical approach. 2. ed. Amsterdam: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2013.

Tutorials on heat transfer by 'AVL boost version, 2011.

Urip, E. and Yang, S., "An Efficient IC Engine Conjugate Heat Transfer Calculation for Cooling System Design," SAE Technical Paper 2007-01-0147, 2007, doi: 10.4271/2007-01-0147.

Versteeg, H. Malalasekera, W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. Traducao . 2. ed. Essex: [s.n.].

W. M. Kays, M. E. Crawford, B. Weigand. Convective Heat and Mass Transfer, 4th ed. New York: McGraw-Hill, 2004.

W. Zhi-qing. "Study on Correction Coefficients of Laminar and Turbulent Entrance Region Effects in Round Pipes," Applied Mathematical Mechanics, 3 (1982), p. 433.

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

## Apêndice A – Tamanho dos elementos da malha e suas condições de contorno

Parts	Facas	Tamanho elementos (mm)	Tamanho mínimo dos elementos (mm)	Quantidade Camada Prismática	Espessura da Camada Prismática (mm)	Extrução (mm)	Condição de Contorno	hg_eff [W/m².K]	Tg_eff [K]	m_dot [kg/s]	P_out [Pa]
Bloco	Ar	5	2	-	-	-	h_T_inf	100	313	-	-
	Contato junta	6	2	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Contato adiabático	10	2,5	-	-	-	Adiabático	-	-	-	-
	Camisa d'água	2	0,16	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Óleo	2,5	1,5	-	-	-	h_T_inf	2000	403	-	-
	Contato sub-bloco	10	2,5	-	-	-	Adiabático	-	-	-	-
	Parafusos	5	1	-	-	-	Adiabático	-	-	-	-
	Cilindro 1 (Zone 1)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	560	1181	-	-
	Cilindro 1 (Zone 2)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	340	1021	-	-
	Cilindro 1 (Zone 3)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	170	890	-	-
	Cilindro 2 (Zone 1)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	550	1216	-	-
	Cilindro 2 (Zone 2)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	344	1058	-	-
	Cilindro 2 (Zone 3)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	171	915	-	-
	Cilindro 3 (Zone 1)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	535	1227	-	-
	Cilindro 3 (Zone 2)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	334	1068	-	-
	Cilindro 3 (Zone 3)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	165	929	-	-
	Cilindro 4 (Zone 1)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	541	1230	-	-
	Cilindro 4 (Zone 2)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	338	1072	-	-
	Cilindro 4 (Zone 3)	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	167	932	-	-
	Fire ring 1, 2, 3, 4	1,5	0,75	-	-	-	h_T_inf	(Variável)	(Variável)	-	-
Parafusos	5	1	-	-	-	Adiabático	-	-	-	-	
Ar	10	2,5	-	-	-	h_T_inf	100	313	-	-	
Contato bloco	5	2,5	-	-	-	Adiabático	-	-	-	-	
Óleo	5	2,5	-	-	-	h_T_inf	2000	403	-	-	
Contato adiabático	10	2,5	-	-	-	Adiabático	-	-	-	-	
Cabecote	Pórtico aspiração (Cilindro 1)	3	1	-	-	-	h_T_inf	414	380	-	-
	Pórtico aspiração (Cilindro 2)	3	1	-	-	-	h_T_inf	413	377	-	-
	Pórtico aspiração (Cilindro 3)	3	1	-	-	-	h_T_inf	400	382	-	-
	Pórtico aspiração (Cilindro 4)	3	1	-	-	-	h_T_inf	421	386	-	-
	Ar	4	1,5	-	-	-	h_T_inf	100	313	-	-
	Guias Asp. e Exaust.	1,5	0,7	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Óleo	4	1,5	-	-	-	h_T_inf	2000	403	-	-
	Contato junta	5	2,5	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Camisa d'água	2	0,16	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Cilindro 1 (Dome 1)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	761	1165	-	-
	Cilindro 1 (Dome 2)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	761	1165	-	-
	Cilindro 1 (Dome 3)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	761	1165	-	-
	Cilindro 1 (Dome 4)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	742	1175	-	-
	Cilindro 2 (Dome 1)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	761	1164	-	-
	Cilindro 2 (Dome 2)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	761	1164	-	-
	Cilindro 2 (Dome 3)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	761	1164	-	-
	Cilindro 2 (Dome 4)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	742	1175	-	-
	Cilindro 3 (Dome 1)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	742	1175	-	-
	Cilindro 3 (Dome 2)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	742	1175	-	-
	Cilindro 3 (Dome 3)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	742	1175	-	-
Cilindro 3 (Dome 4)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	752	1175	-	-	
Cilindro 4 (Dome 1)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	752	1175	-	-	
Cilindro 4 (Dome 2)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	752	1175	-	-	
Cilindro 4 (Dome 3)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	752	1175	-	-	
contato adiabático	5	2,5	-	-	-	Adiabático	-	-	-	-	
Contato Assento válvulas (Exaustão/ Aspiração 1, 2, 3 e 4)	1,25	0,8	-	-	-	Interface	-	-	-	-	
Pórtico Exaustão (Cilindro 1)	3	1	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-	
Pórtico Exaustão (Cilindro 2)	3	1	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-	
Pórtico Exaustão (Cilindro 3)	3	1	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-	
Pórtico Exaustão (Cilindro 4)	3	1	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-	
Parafuso	5	1	-	-	-	Adiabático	-	-	-	-	
sparkplug	5	1	-	-	-	Adiabático	-	-	-	-	
Assentos de válvulas (Asp)	Ar de Asp. (Cilindro 1)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	414	380	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 2)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	413	377	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 3)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	400	382	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 4)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	421	386	-	-
	Contato Cabecote	1,25	0,75	-	-	-	Interface	-	-	-	-
	Combustão (Cilindro 1)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	813	1379	-	-
	Combustão (Cilindro 2)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	761	1164	-	-
	Combustão (Cilindro 3)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	742	1175	-	-
	Combustão (Cilindro 4)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	752	1175	-	-
	Contato Válvula	1,25	0,75	-	-	-	Interface	-	-	-	-
Assentos de válvulas (Exaust.)	Ar de Exaust. (Cilindro 1)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-
	Ar de Exaust. (Cilindro 2)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-
	Ar de Exaust. (Cilindro 3)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-
	Ar de Exaust. (Cilindro 4)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-
	Contato Cabecote	1,25	0,75	-	-	-	Interface	-	-	-	-
	Combustão (Cilindro 1)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	813	1343	-	-
	Combustão (Cilindro 2)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	761	1164	-	-
	Combustão (Cilindro 3)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	742	1175	-	-
	Combustão (Cilindro 4)	1,25	0,75	-	-	-	h_T_inf	752	1175	-	-
	Contato Válvula	1,25	0,75	-	-	-	Interface	-	-	-	-
Camisa d'água Bloco	Camisa d'água junta	0,75	0,3	3	0,3	-	Interface	-	-	-	-
	junta	0,75	0,3	3	0,3	-	Interface	-	-	-	-
	bloco	3	0,105	3	0,3	-	Interface	-	-	-	-
	Inlet	3	2	3	0,3	300	Vazio	-	-	1,83	-
	Tampão	3	2	3	0,3	-	Interface	-	-	-	-
	Ar	5	2	-	-	-	h_T_inf	100	313	-	-
Junta	bloco	5	2	-	-	-	interface	-	-	-	-
	cabecote	5	2	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Parafuso	5	1	-	-	-	Adiabático	-	-	-	-
	Camisa d'água da junta, cabecote e bloco	1,2	0,75	-	-	-	h_T_inf	546,5	1213,5	-	-
	Cilindro	5	2	-	-	-	h_T_inf	2000	403	-	-
	Óleo	5	2	-	-	-	h_T_inf	2000	403	-	-
	Combustão (Cilindro 1)	2	1	-	-	-	h_T_inf	813	1379	-	-
	Combustão (Cilindro 2)	2	1	-	-	-	h_T_inf	761	1164	-	-
	Combustão (Cilindro 3)	2	1	-	-	-	h_T_inf	742	1175	-	-
	Combustão (Cilindro 4)	2	1	-	-	-	h_T_inf	742	1175	-	-
Contato Assento	2	1	-	-	-	interface	-	-	-	-	
Válvulas de Asp.	Contato Guia	3	1,5	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Contato Óleo	5	2	-	-	-	h_T_inf	2000	403	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 1)	3	1,5	-	-	-	h_T_inf	414	380	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 2)	3	1,5	-	-	-	h_T_inf	413	377	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 3)	3	1,5	-	-	-	h_T_inf	400	382	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 4)	3	1,5	-	-	-	h_T_inf	421	386	-	-
	Contato Cabecote	4	1,2	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Óleo	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	2000	403	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 1)	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	414	380	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 2)	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	413	377	-	-
Válvulas de Exaust.	Combustão (Cilindro 1)	2	1	-	-	-	h_T_inf	813	1343	-	-
	Combustão (Cilindro 2)	2	1	-	-	-	h_T_inf	761	1164	-	-
	Combustão (Cilindro 3)	2	1	-	-	-	h_T_inf	742	1175	-	-
	Combustão (Cilindro 4)	2	1	-	-	-	h_T_inf	752	1175	-	-
	Contato Assento	2	1	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Contato Guia	3	1,5	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Contato Óleo	5	2	-	-	-	h_T_inf	2000	403	-	-
	Ar de Exaust. (Cilindro 1)	3	1,5	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-
	Ar de Exaust. (Cilindro 2)	3	1,5	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-
	Ar de Exaust. (Cilindro 3)	3	1,5	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-
Ar de Exaust. (Cilindro 4)	3	1,5	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-	
Guia Válvula Asp.	Contato Cabecote	4	1,2	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Óleo	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	2000	403	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 1)	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	414	380	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 2)	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	413	377	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 3)	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	400	382	-	-
	Ar de Asp. (Cilindro 4)	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	421	386	-	-
Guia Válvula Exaust.	Contato Cabecote	4	1,2	-	-	-	interface	-	-	-	-
	Contato Óleo	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	2000	403	-	-
	Ar de Exaust. (Cilindro 1)	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-
	Ar de Exaust. (Cilindro 2)	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-
	Ar de Exaust. (Cilindro 3)	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-
	Ar de Exaust. (Cilindro 4)	4	1,2	-	-	-	h_T_inf	641	1264	-	-

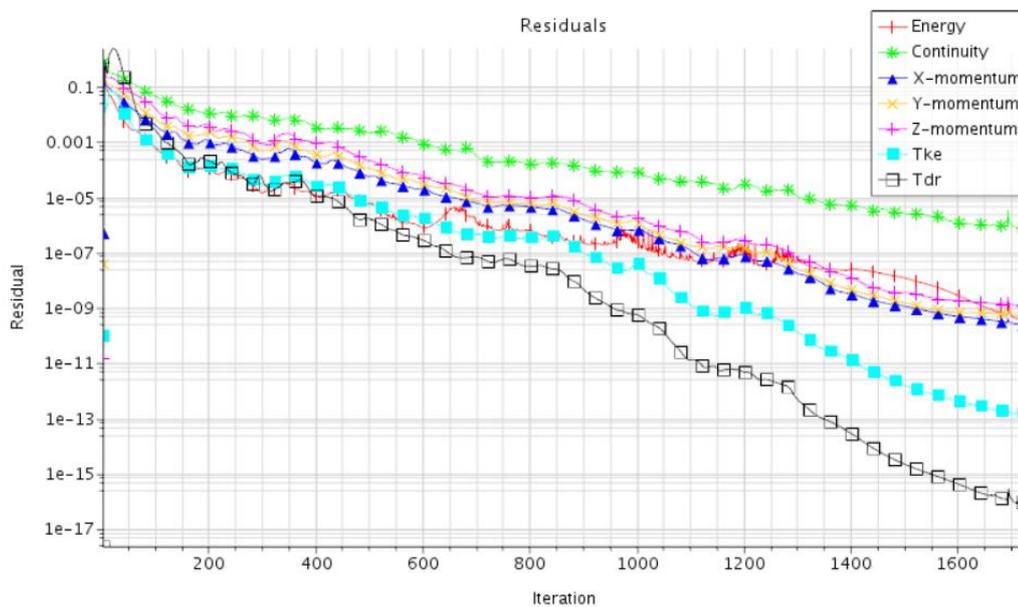
### Apêndice B – Planilha de cálculo dos elementos da camada de prisma

Cálculo da espessura camada limite			
Fluido: 50% Etilenoglicol + 50% Água			
Massa específica	982.5	[Kg/m <sup>3</sup> ]	-
Viscosidade dinâmica	0.0005	[Pa.s]	-
Viscosidade cinemática	5.08906E-07	[m <sup>2</sup> /s]	-
Características do duto			
Diâmetro	0.03	[m]	-
Comprimento	0.03	[m]	-
Área da seção	0.000706858	[m <sup>2</sup> ]	-
Funcionamento			
Vazão	0.00183	[m <sup>3</sup> /s]	-
Velocidade média	2.588920408	[m/s]	-
Reynolds	152616.858	[ ]	$Re_U = \frac{\rho U D}{\mu}$
Perda de carga em um duto circular - Regime turbulento			
Coeficiente de fricção	0.004001989	[ ]	$C_f \cong 0,0791 Re^{-1/4}$
Tensão de cisalhamento	13.1769779	[Pa]	$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho V_{med}^2$
Velocidade de fricção	0.115808818	[m/s]	$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$
Y+	70	[ ]	-
Y	0.30760533	[mm]	$y = \frac{y^+ \mu}{\rho u_\tau}$
Espessura da camada limite	1.047573128	[mm]	$\delta = x \frac{0,380}{\sqrt[5]{Re}}$
Quantidade de elementos (n)	2.849127193	[ ]	$n = \frac{\log \left[ \frac{\delta(q-1)}{y} + 1 \right]}{\log q}$

## Apêndice C – Resultados

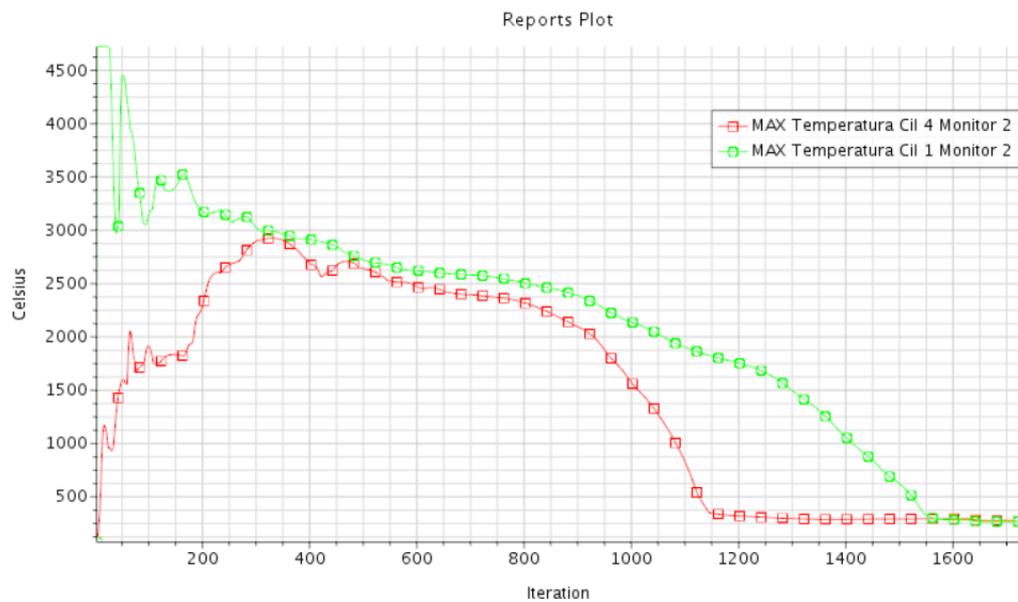
### Resultados as Simulação 1

Figura C1 – Resíduos (1º critério de parada).



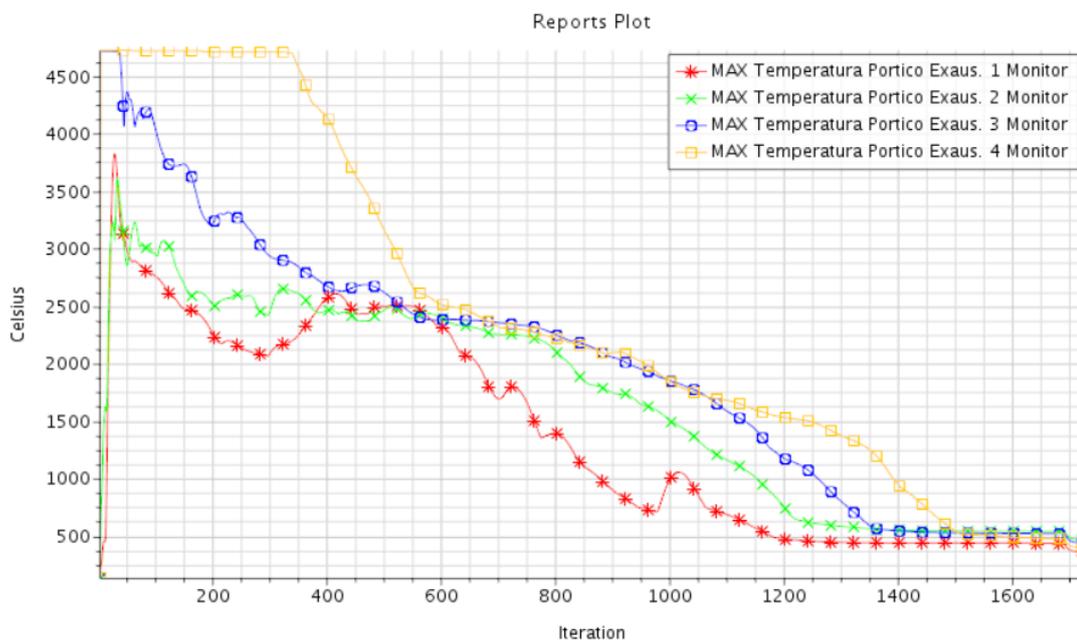
Fonte: Autor.

Figura C2 – Máxima temperatura em função da interação para os cilindros 1 e 4 (2º critério de parada).



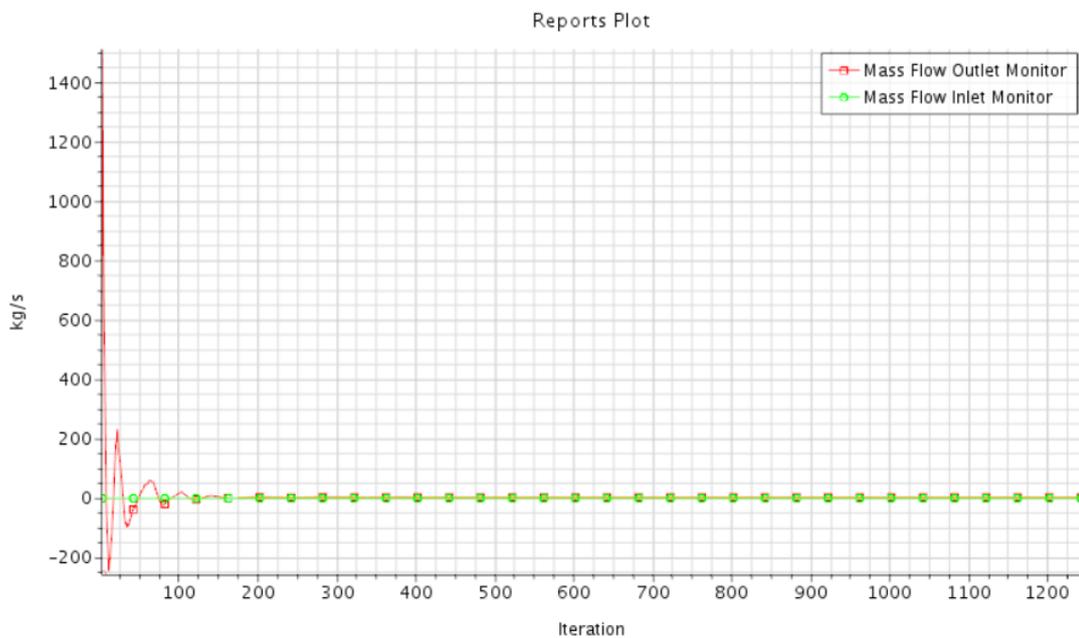
Fonte: Autor.

Figura C3 – Máxima temperatura em função da interação para os pórticos 1 ao 4 (3º critério de parada).



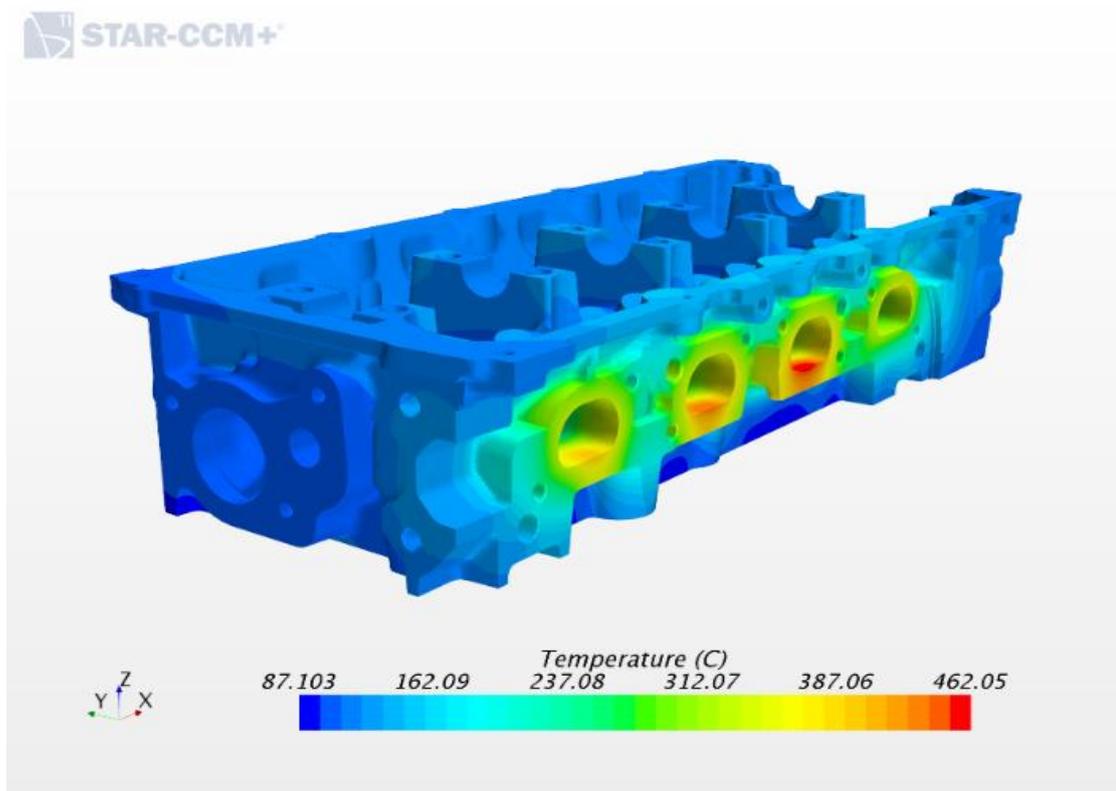
Fonte: Autor.

Figura C4 – Vazão mássica da entrada e da saída em função da interação (4º critério de parada).



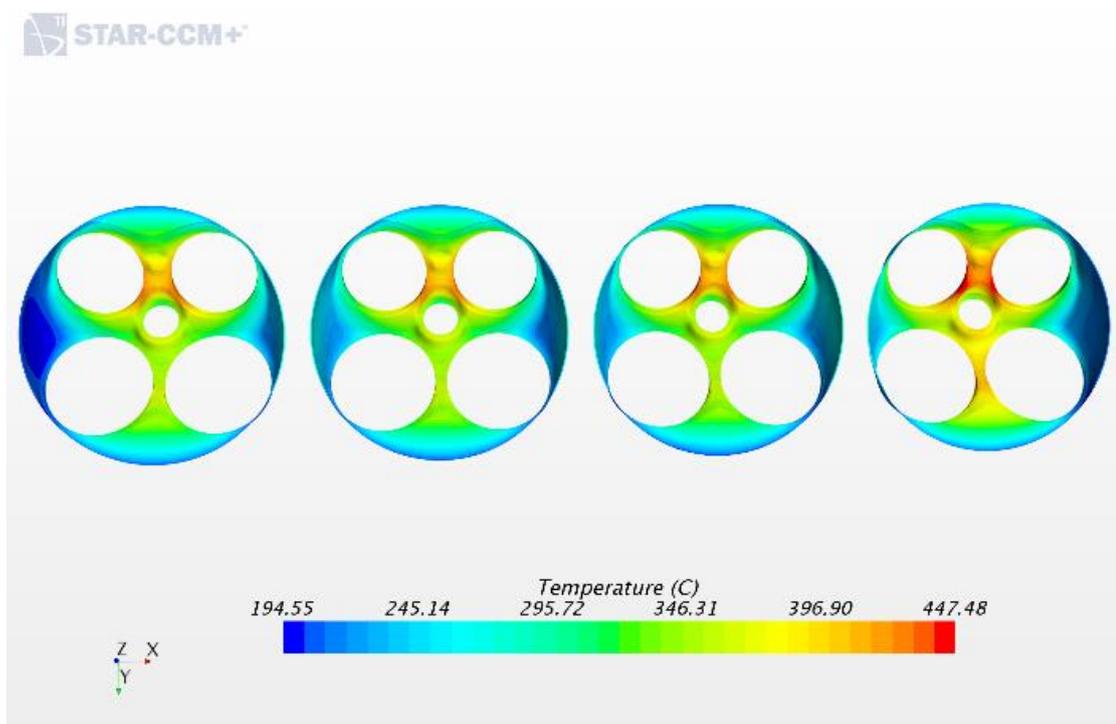
Fonte: Autor.

Figura C5 – Mapa térmico do cabeçote.



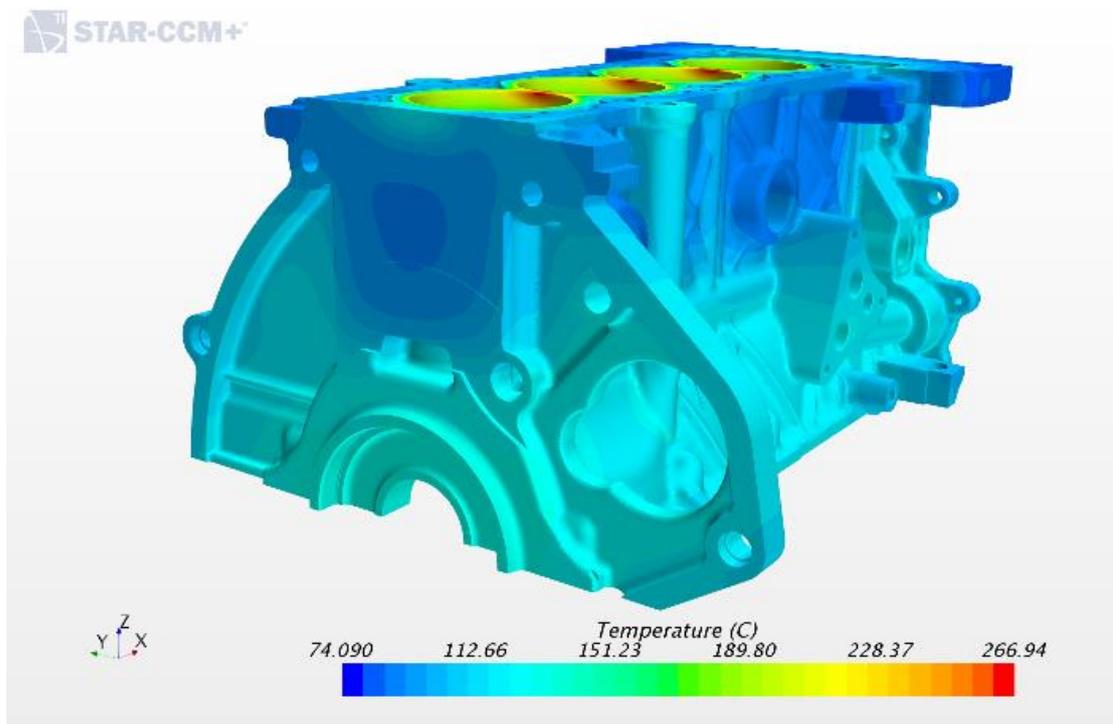
Fonte: Autor.

Figura C6 – Mapa térmico dos domos.



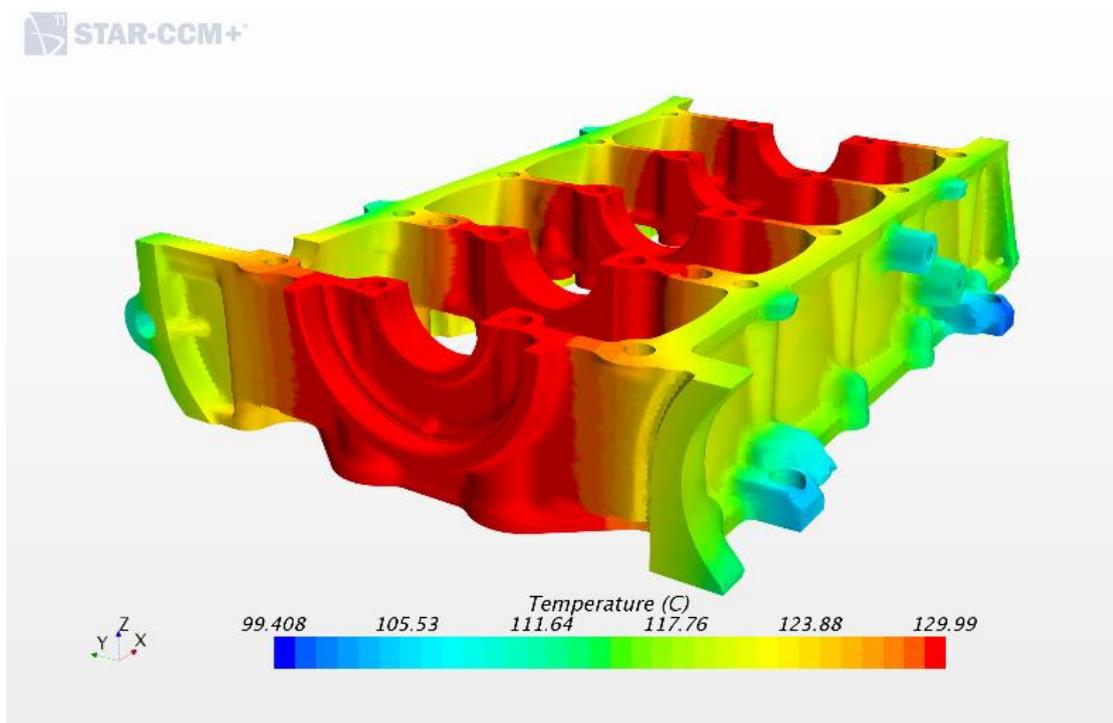
Fonte: Autor.

Figura C7 – Mapa térmico do bloco.



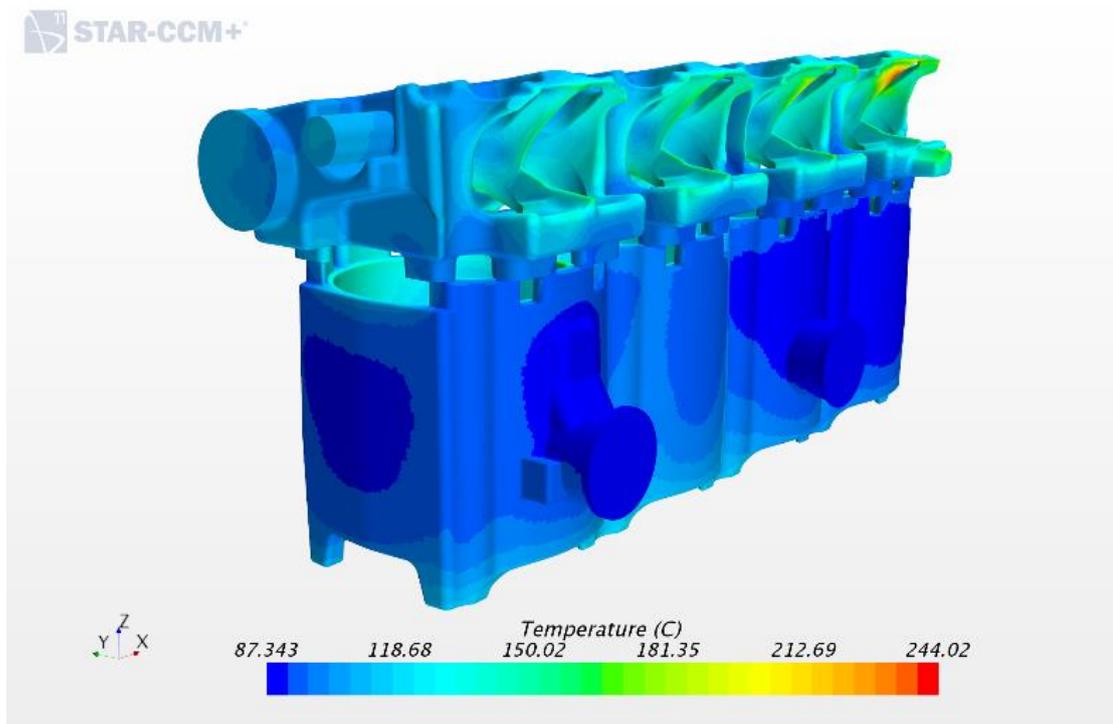
Fonte: Autor.

Figura C8 – Mapa térmico do sub-bloco.



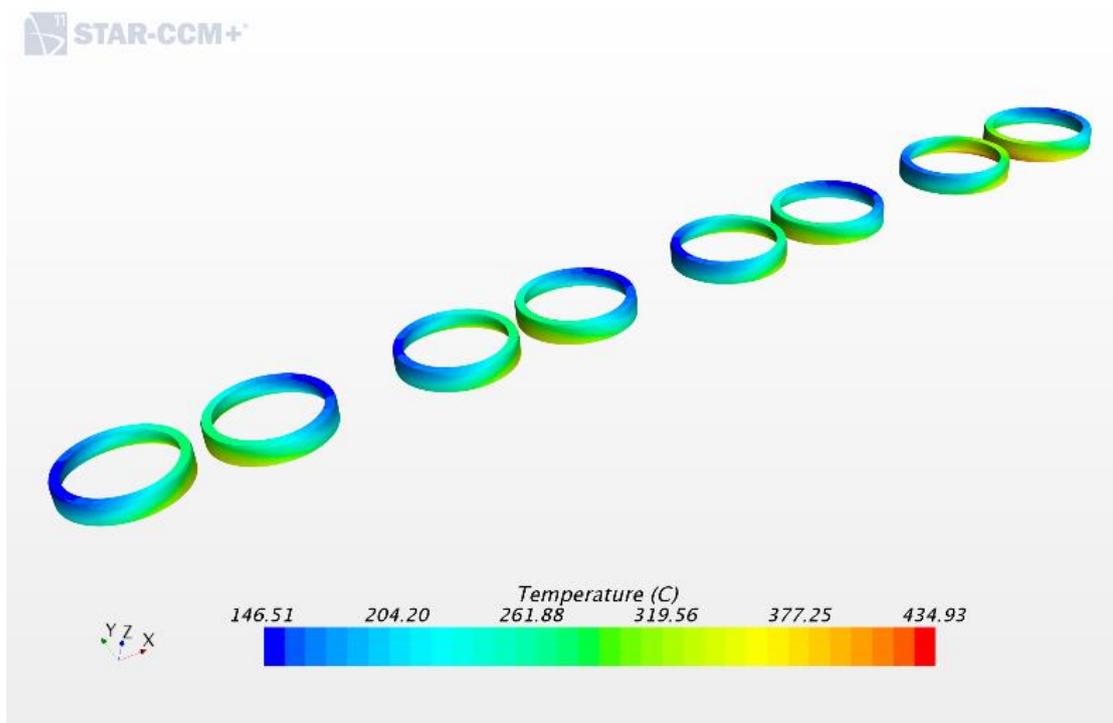
Fonte: Autor.

Figura C9 – Mapa térmico do camisa d'água.



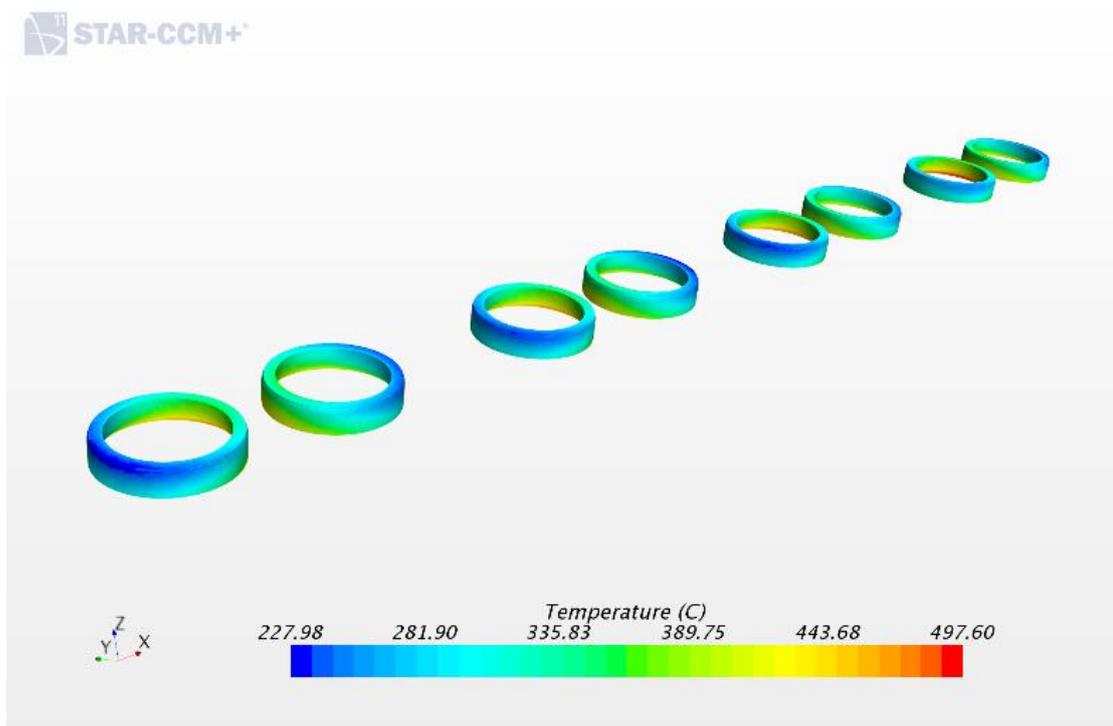
Fonte: Autor.

Figura C10 – Mapa térmico do assento de válvula admissão.



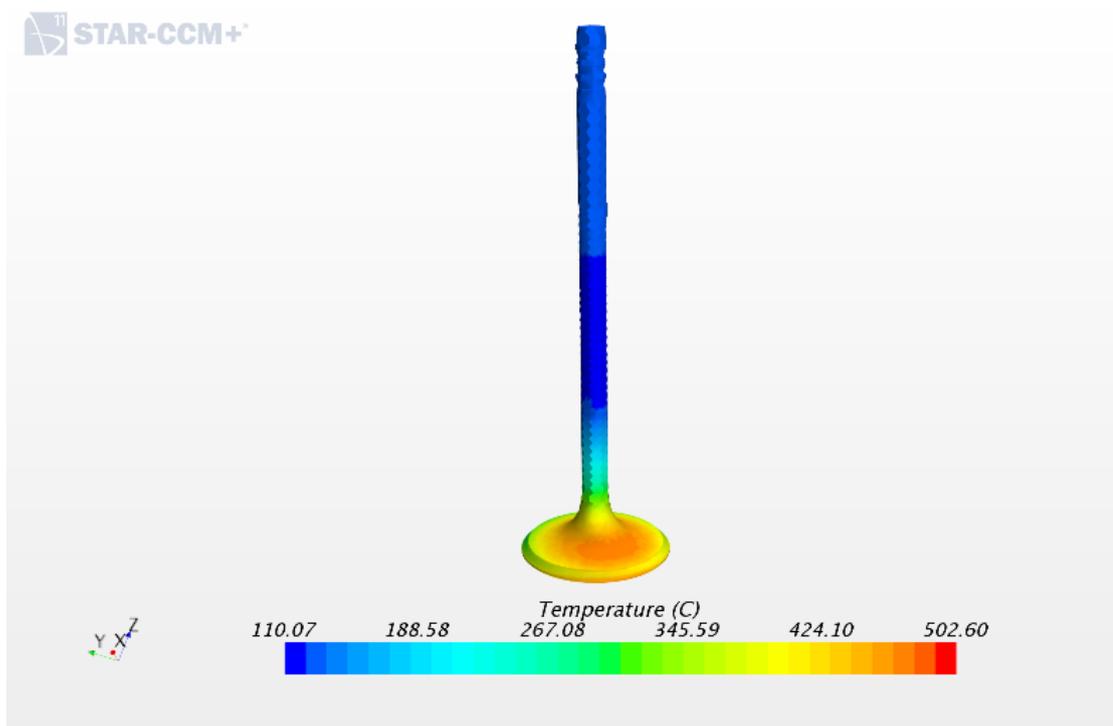
Fonte: Autor.

Figura C11 – Mapa térmico do assento de válvula exaustão.



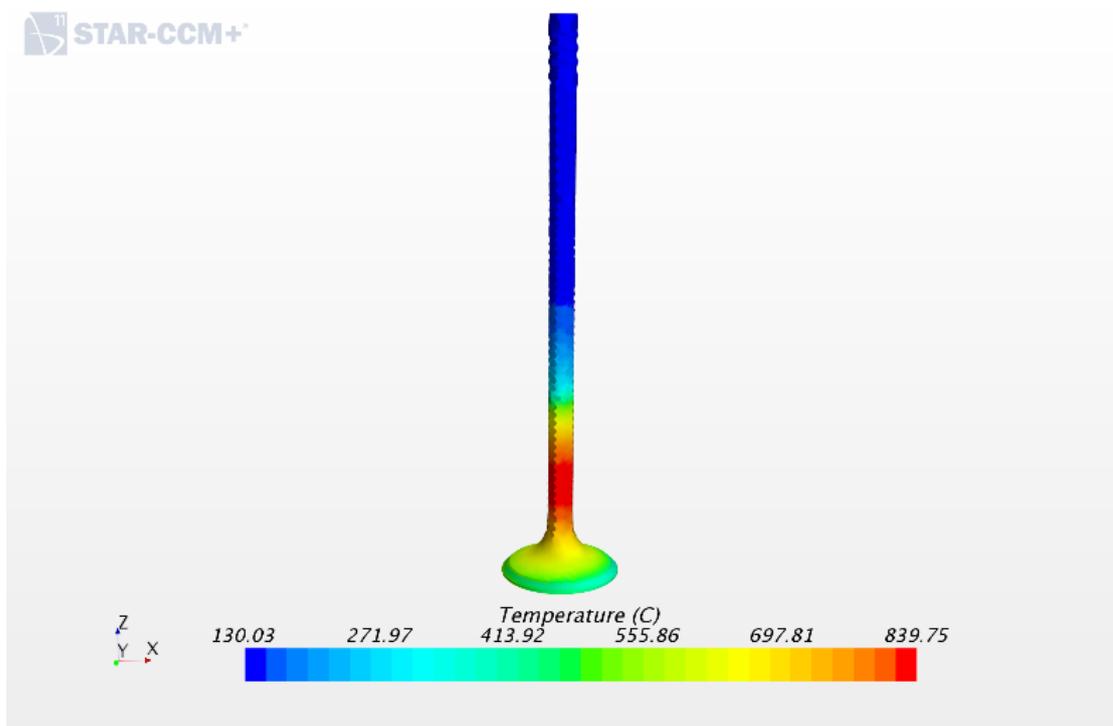
Fonte: Autor.

Figura C12 – Mapa térmico válvula admissão.



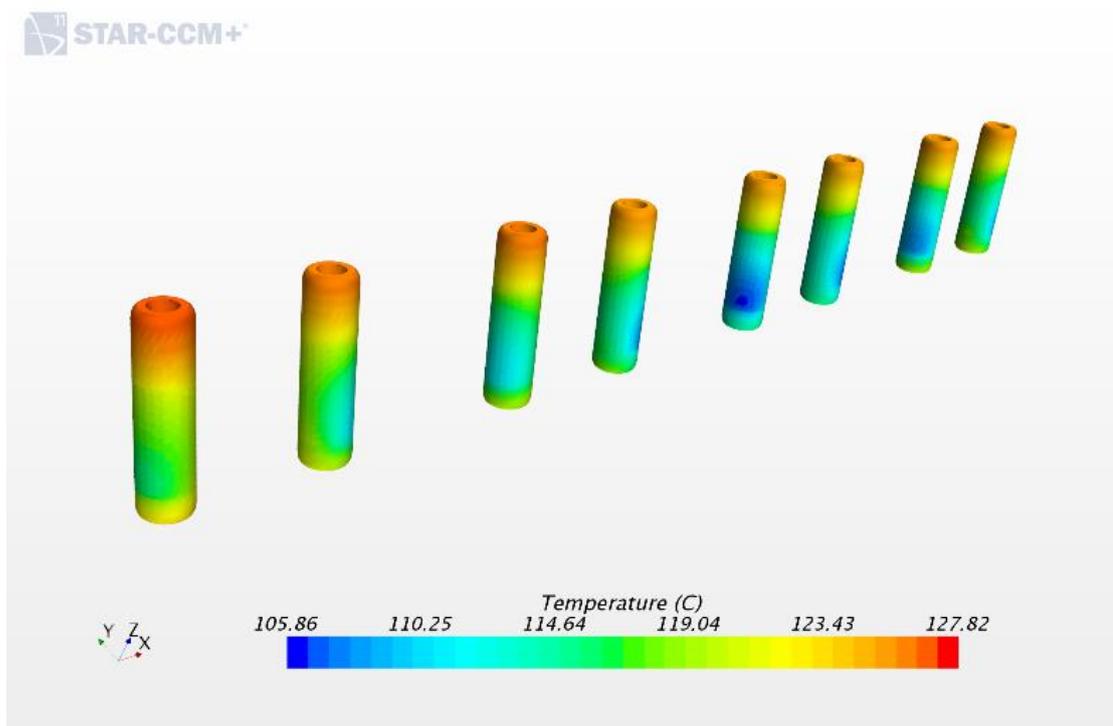
Fonte: Autor.

Figura C13 – Mapa térmico válvula exaustão.



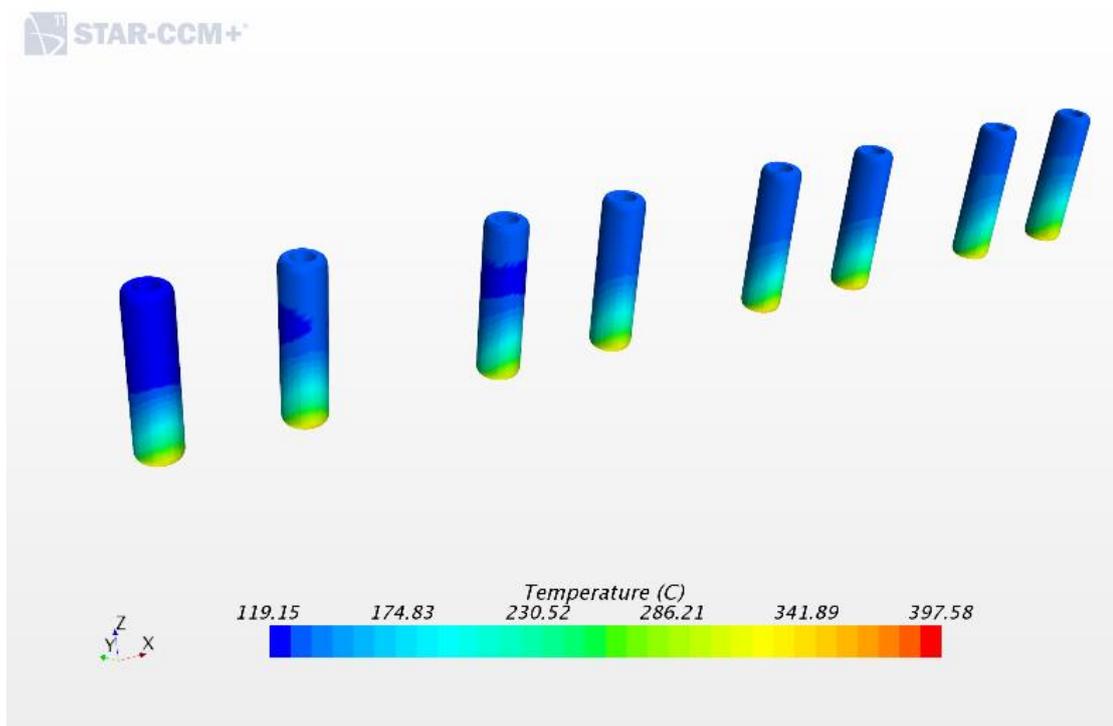
Fonte: Autor.

Figura C14 – Mapa térmico do guia de válvula admissão.



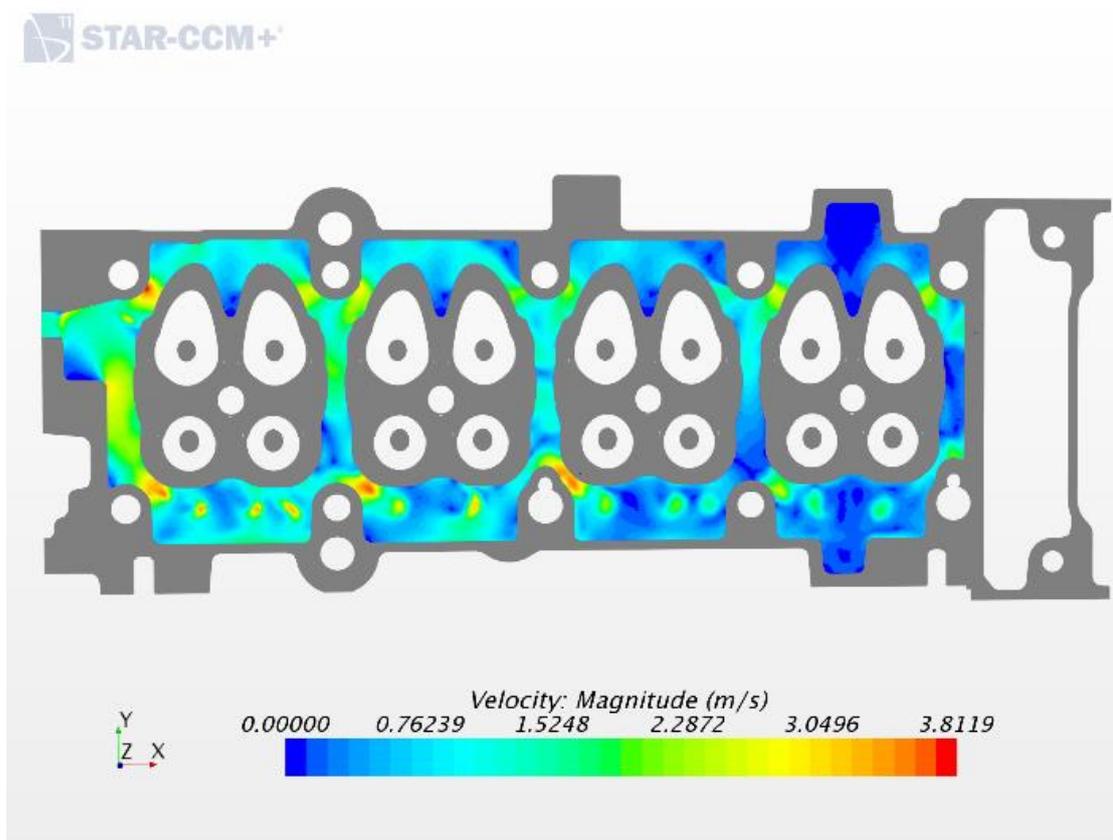
Fonte: Autor.

Figura C15 – Mapa térmico do guia de válvula exaustão.



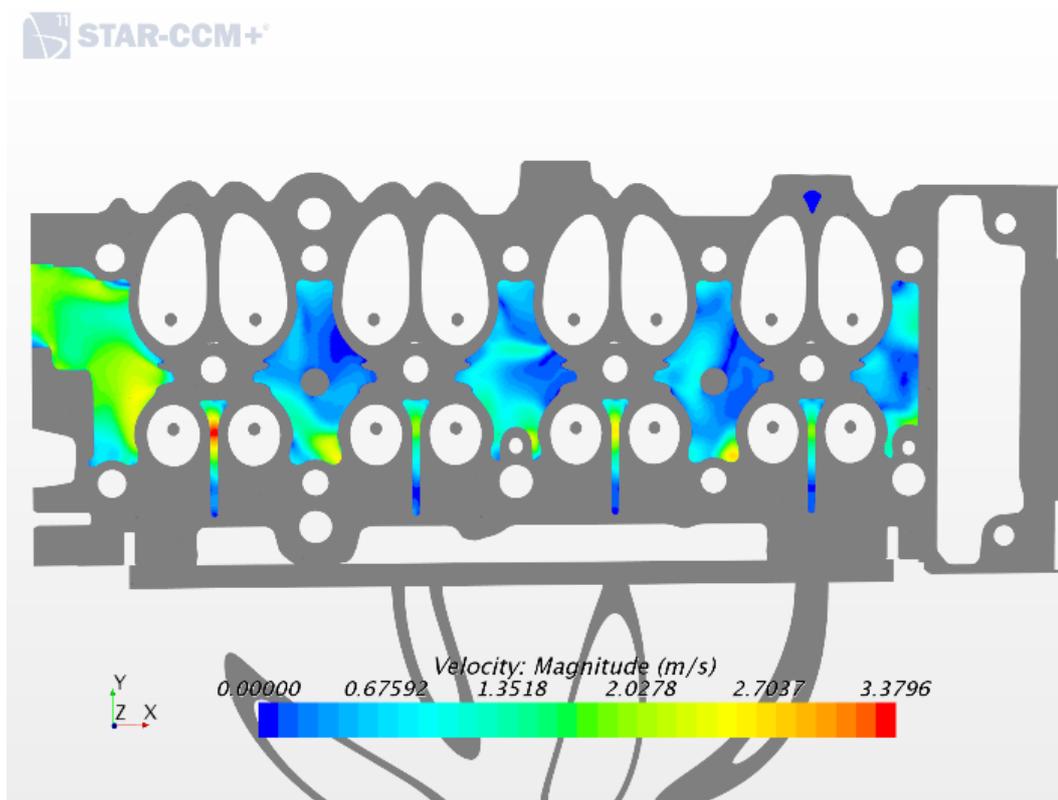
Fonte: Autor.

Figura C16 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 1 horizontal.



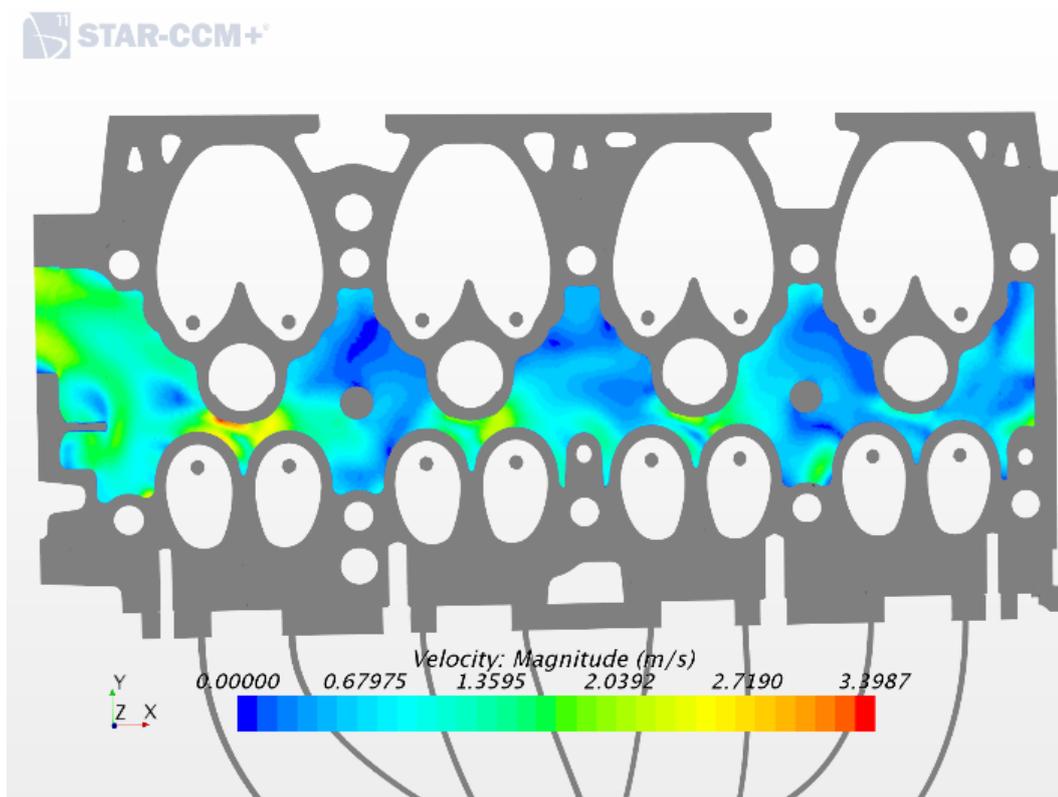
Fonte: Autor.

Figura C17 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 2 horizontal.



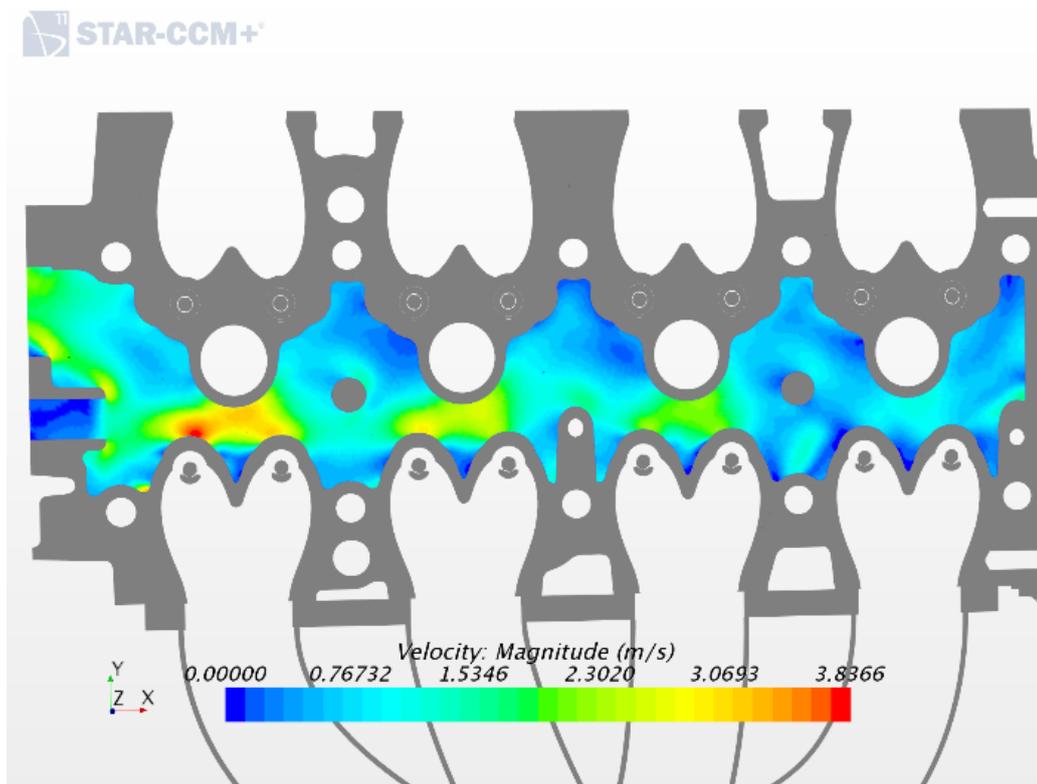
Fonte: Autor.

Figura C18 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 3 horizontal.



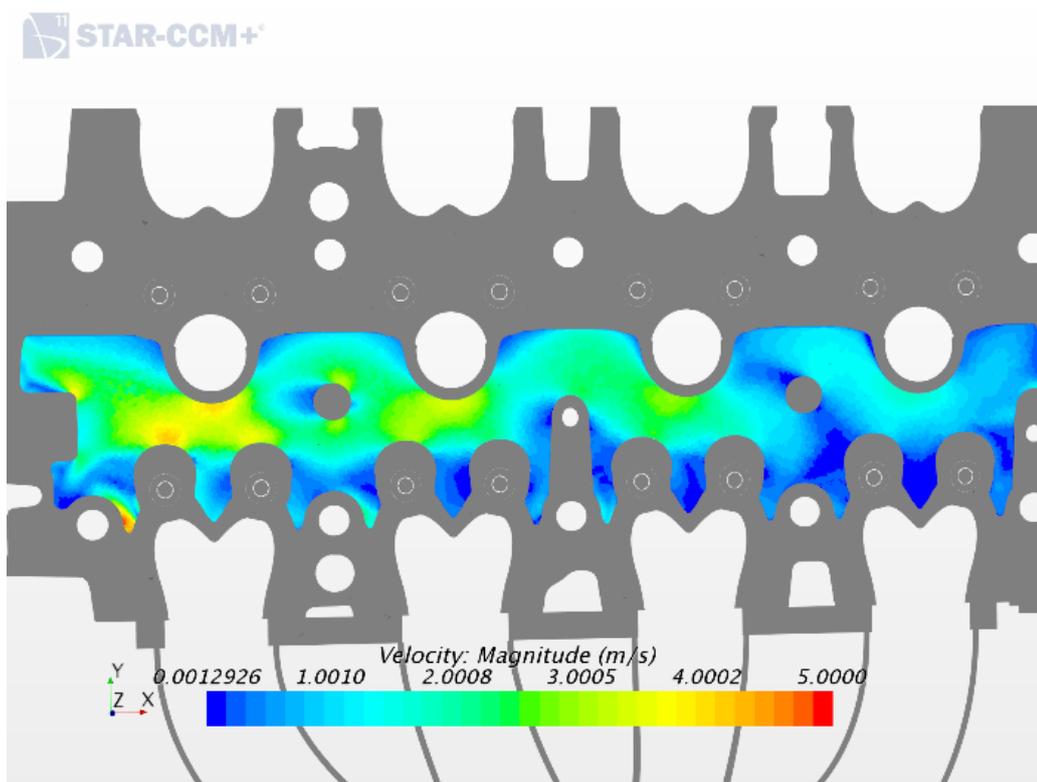
Fonte: Autor.

Figura C19 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 4 horizontal.



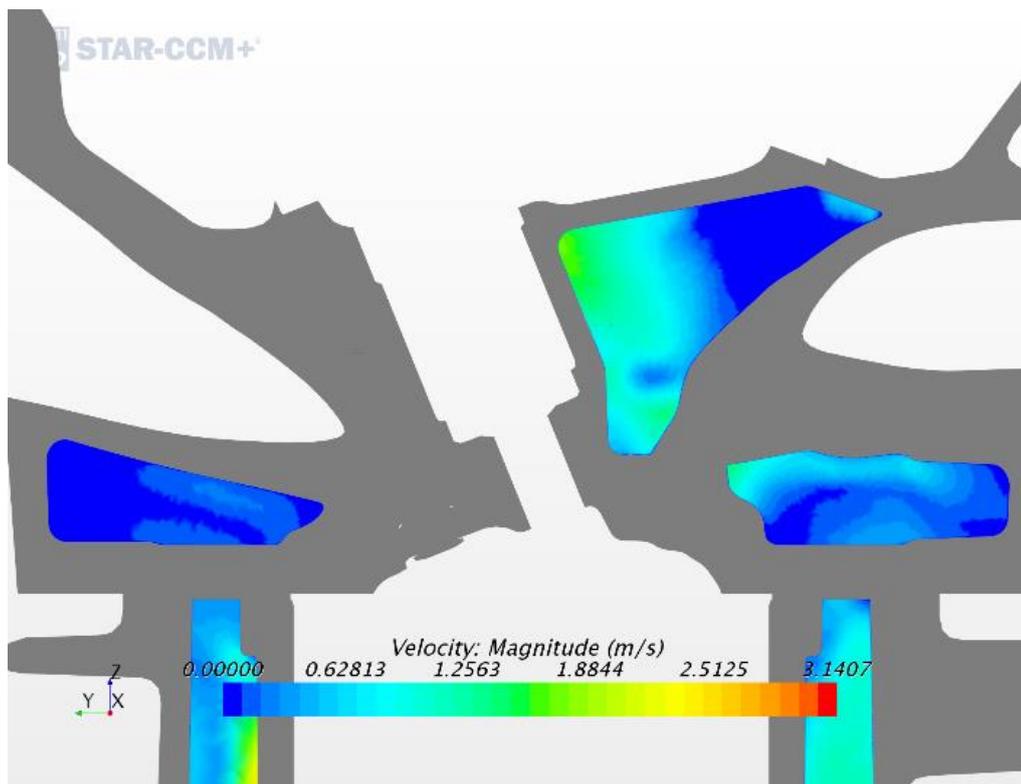
Fonte: Autor.

Figura C20 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 5 horizontal.



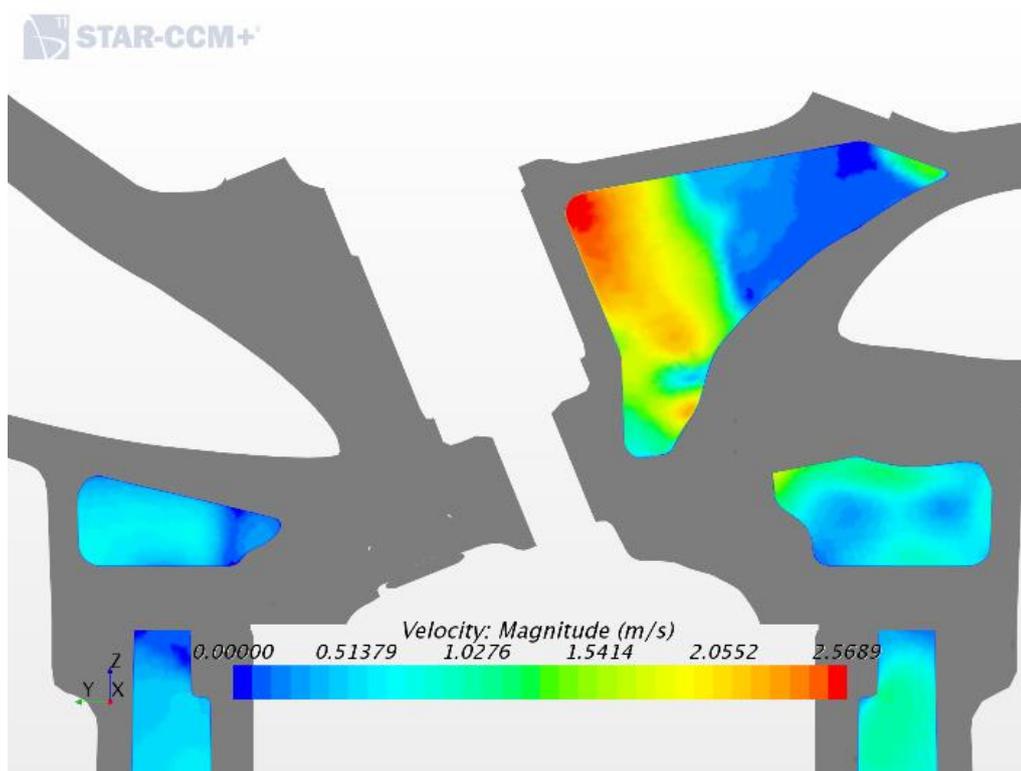
Fonte: Autor.

Figura C21 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 1.



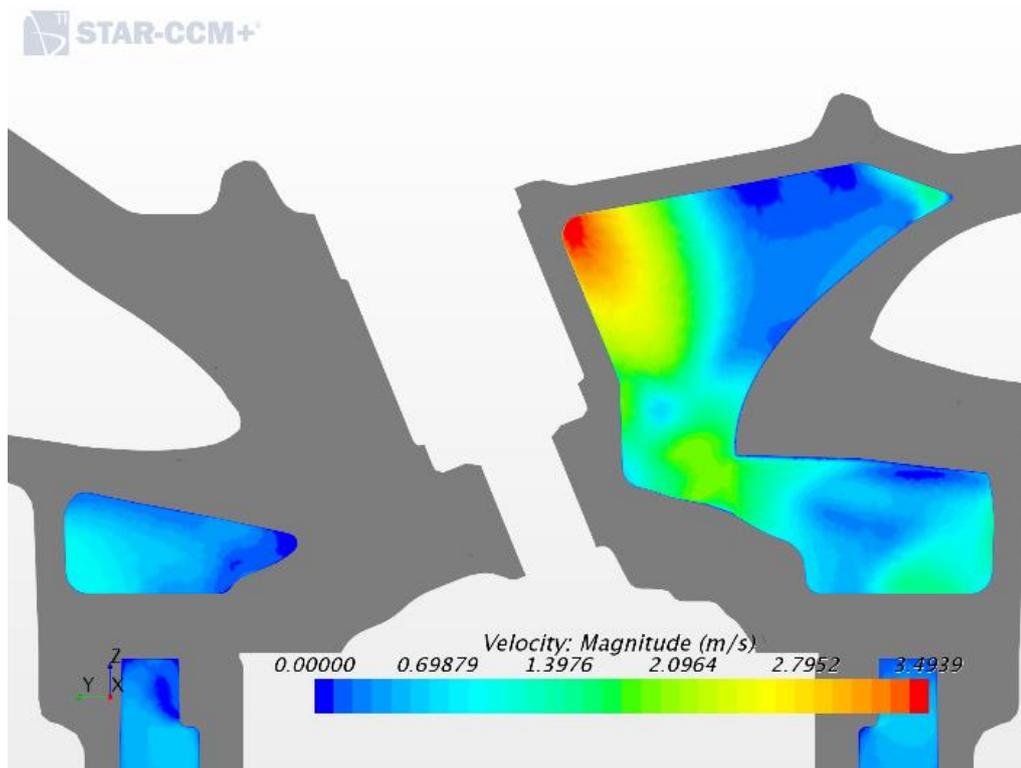
Fonte: Autor.

Figura C22 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 2.



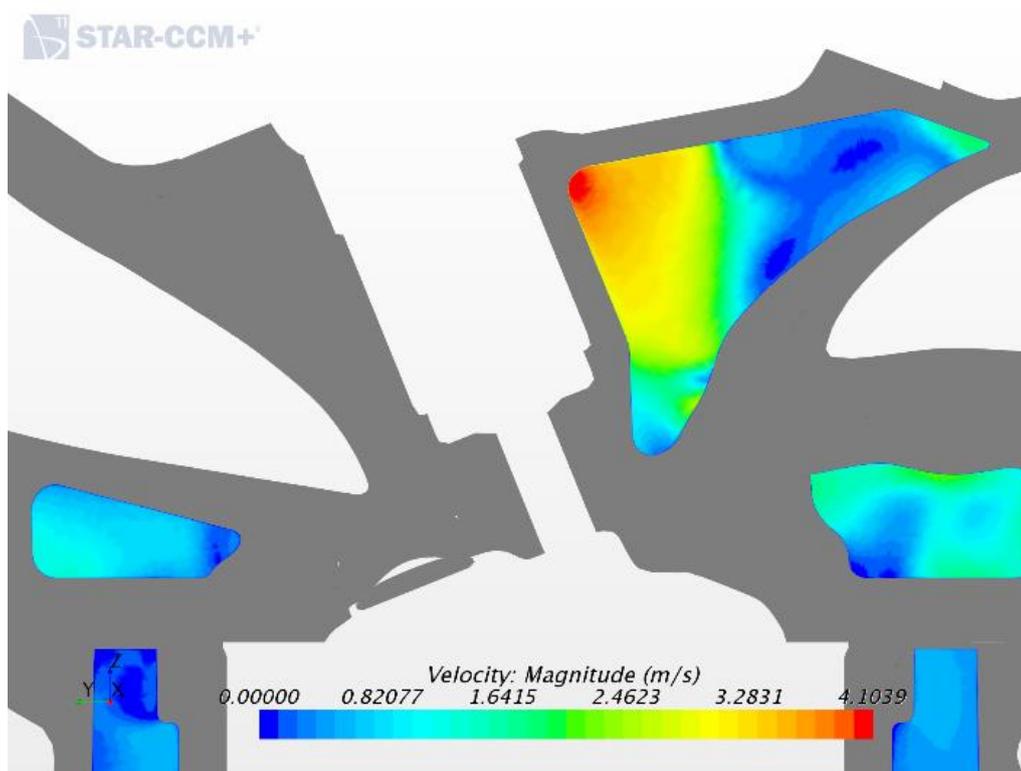
Fonte: Autor.

Figura C23 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 3.



Fonte: Autor.

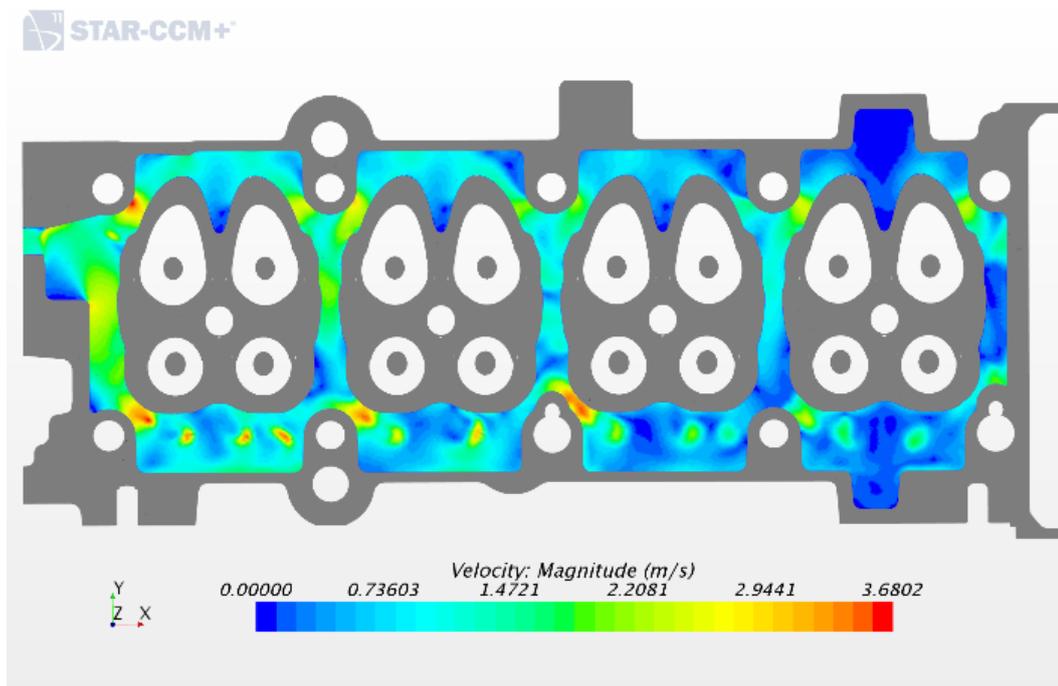
Figura C24 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 4.



Fonte: Autor.

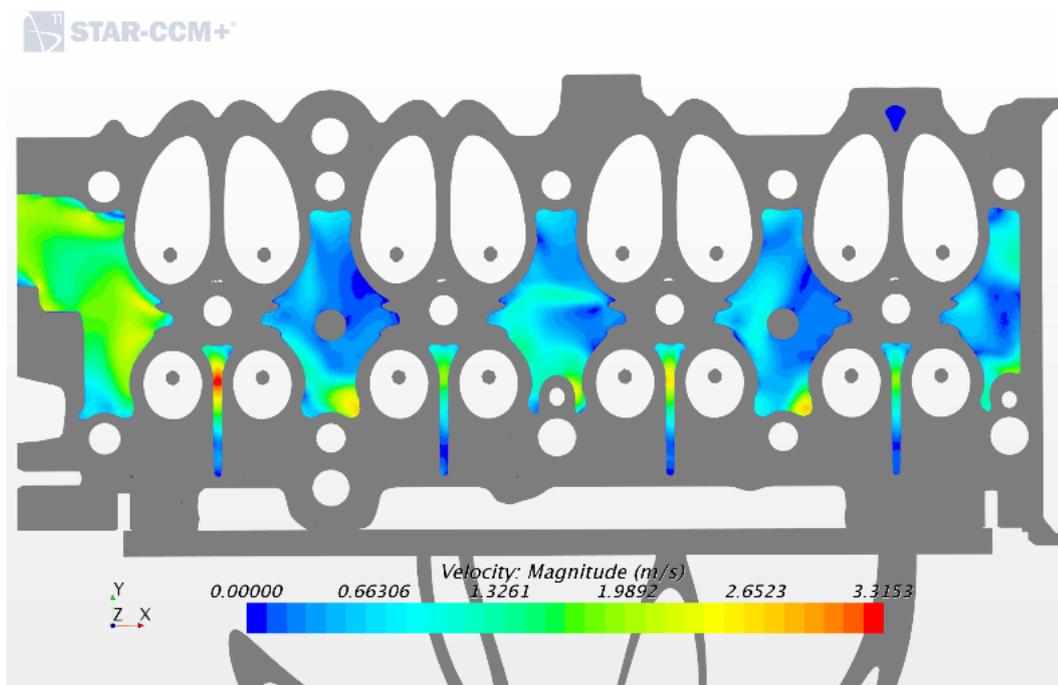
## Resultados as Simulação 2

Figura C25 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 1 horizontal para composição de 50% etilenoglicol.



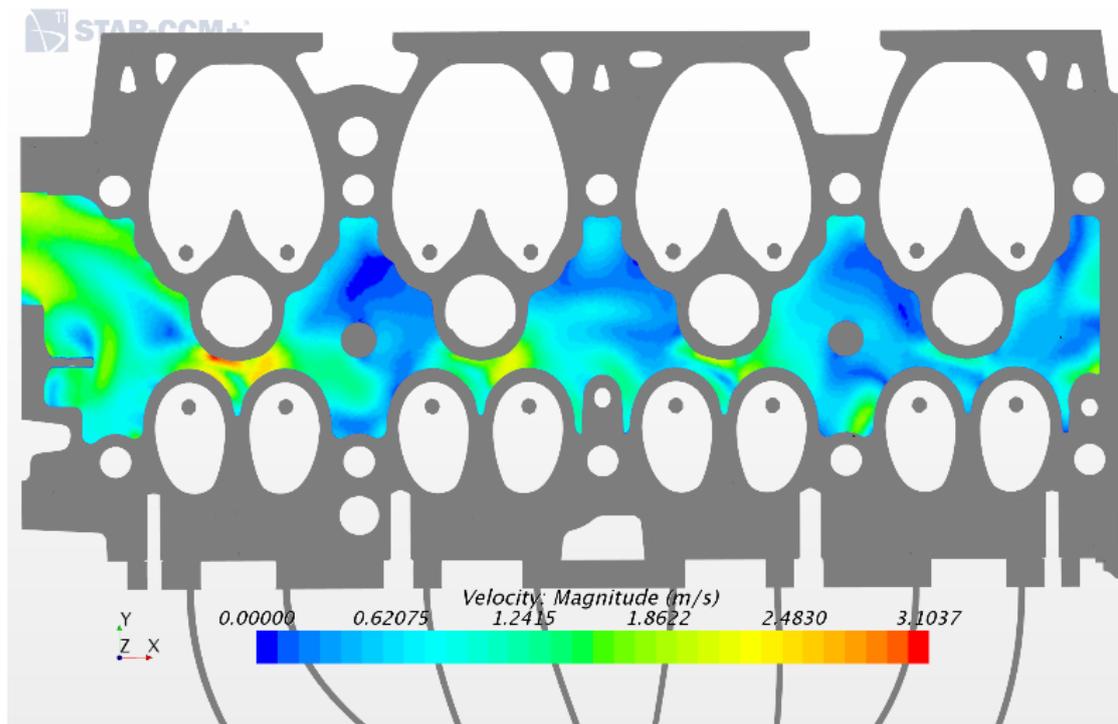
Fonte: Autor.

Figura C26 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 2 horizontal para composição de 50% etilenoglicol.



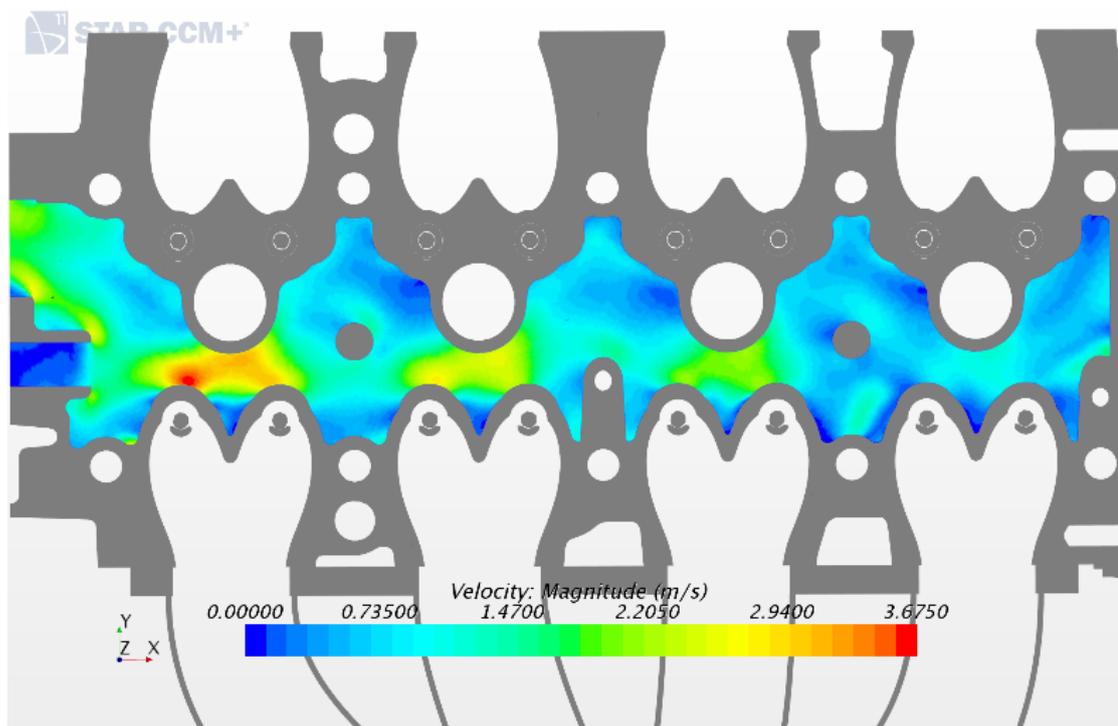
Fonte: Autor.

Figura C27 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 3 horizontal para composição de 50% etilenoglicol.



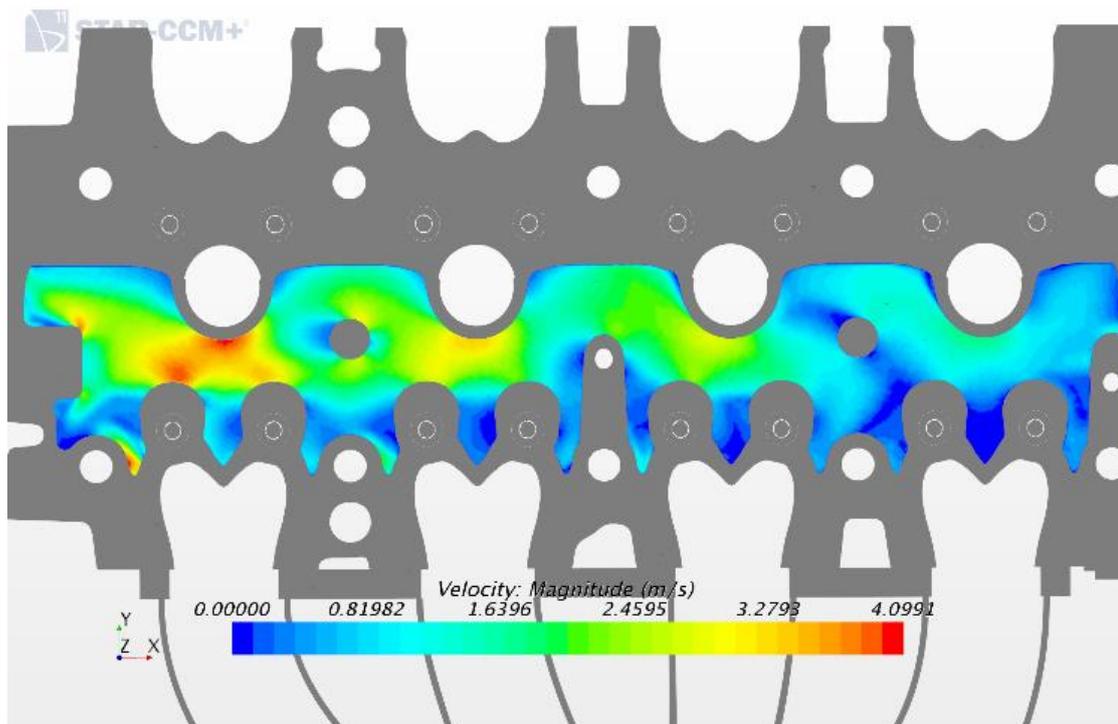
Fonte: Autor.

Figura C28 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 4 horizontal para composição de 50% etilenoglicol.



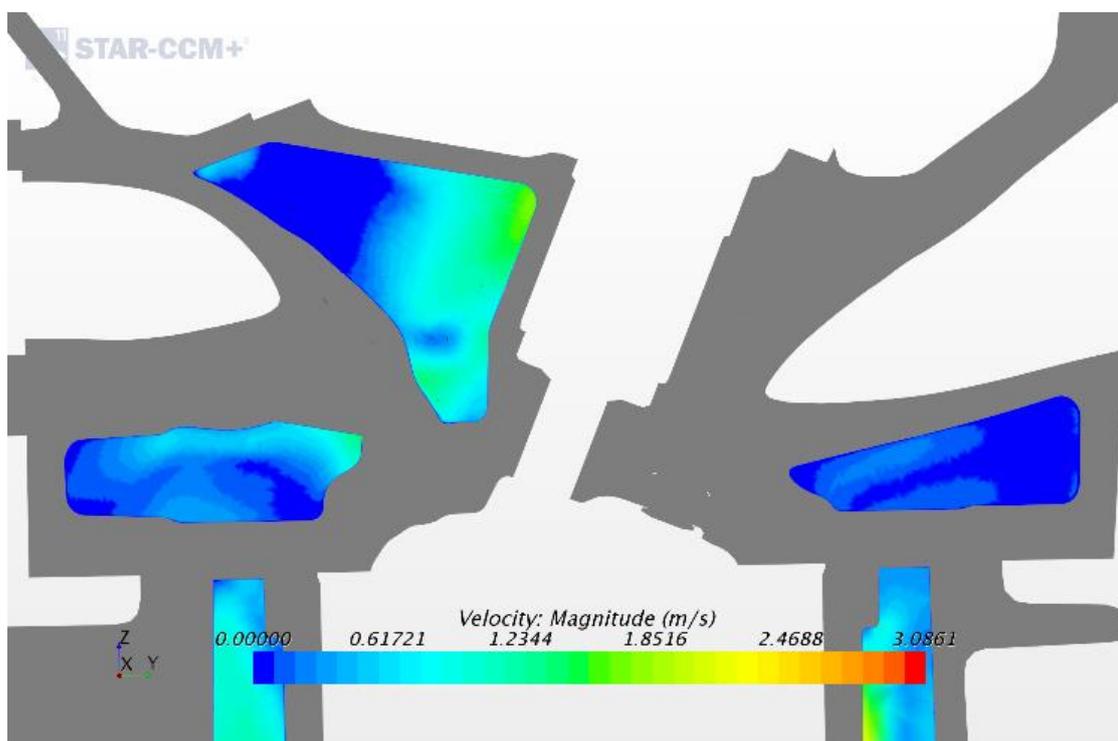
Fonte: Autor.

Figura C29 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 5 horizontal para composição de 50% etilenoglicol.



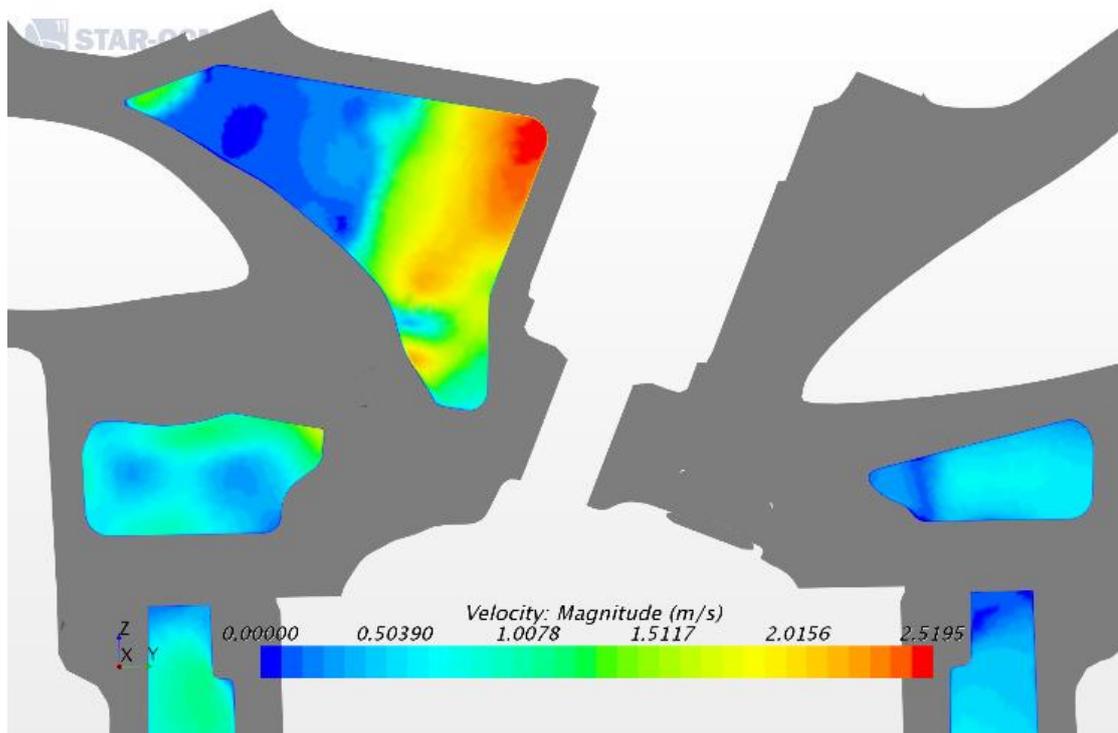
Fonte: Autor.

Figura C30 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 1 para composição de 50% etilenoglicol.



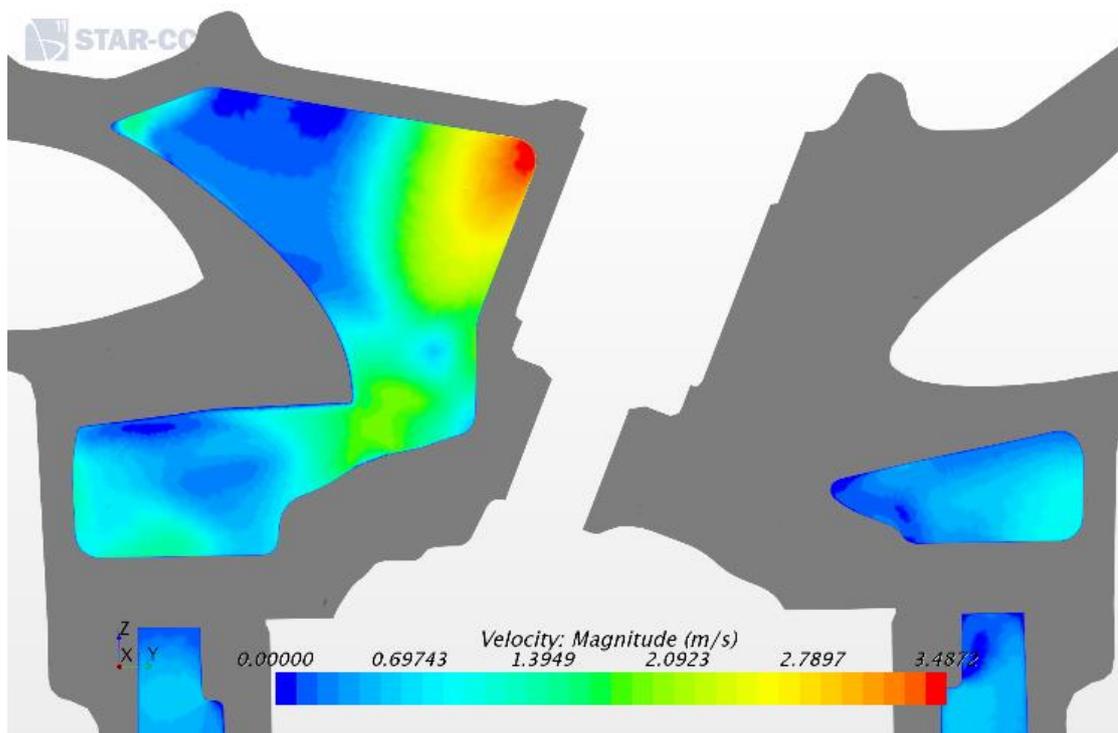
Fonte: Autor.

Figura C31 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 2 para composição de 50% etilenoglicol.



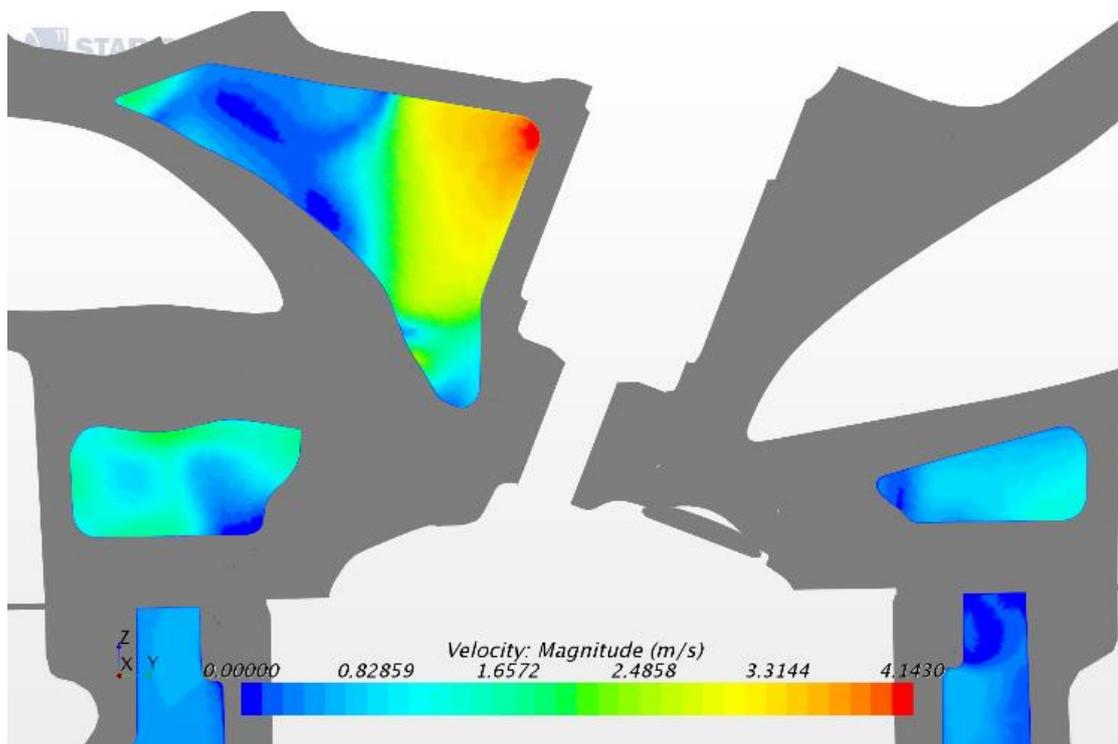
Fonte: Autor.

Figura C32 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 3 para composição de 50% etilenoglicol.



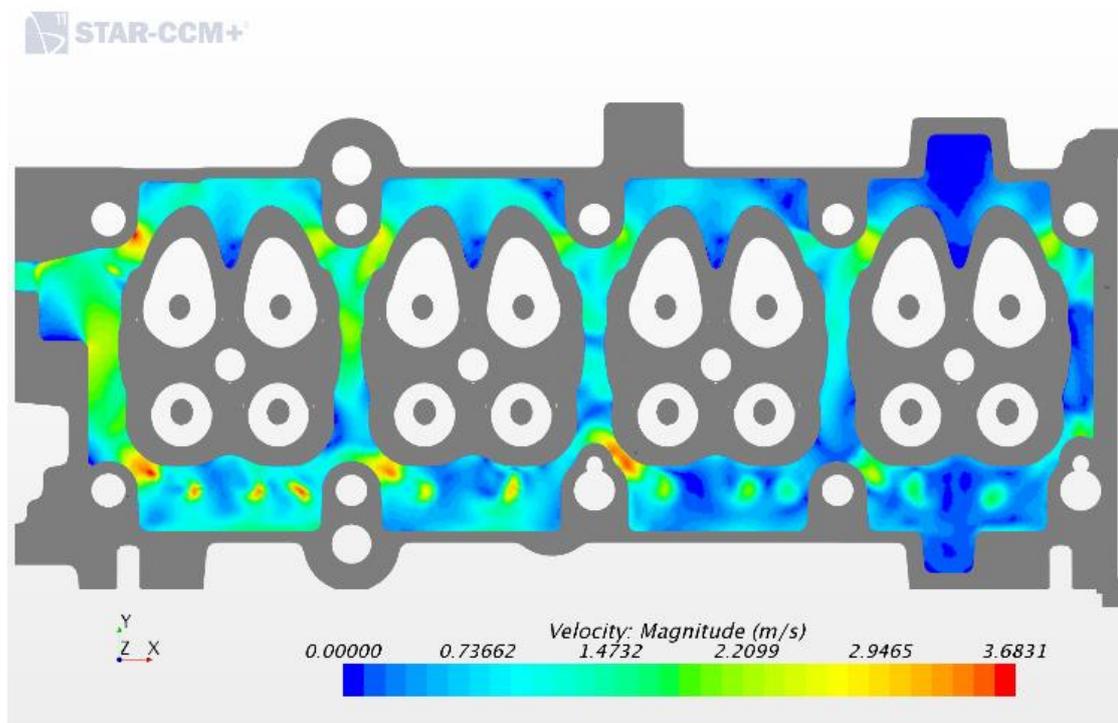
Fonte: Autor.

Figura C33 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 4 para composição de 50% etilenoglicol.



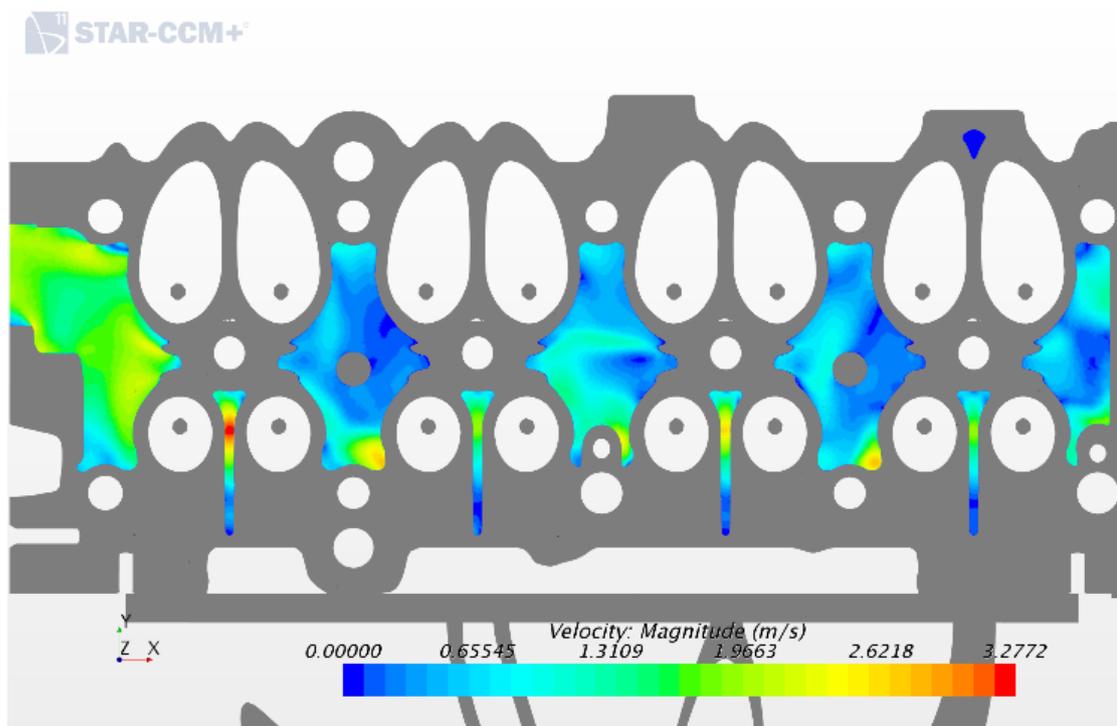
Fonte: Autor.

Figura C34 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 1 horizontal para composição de 75% etilenoglicol.



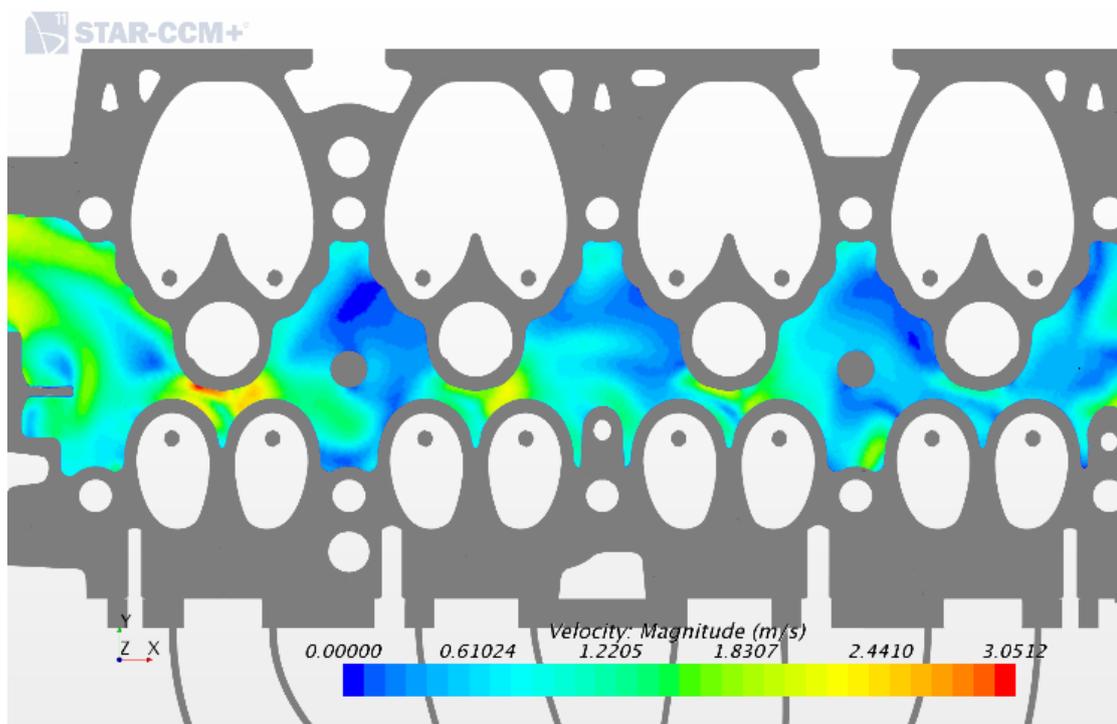
Fonte: Autor.

Figura C35 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 2 horizontal para composição de 75% etilenoglicol.



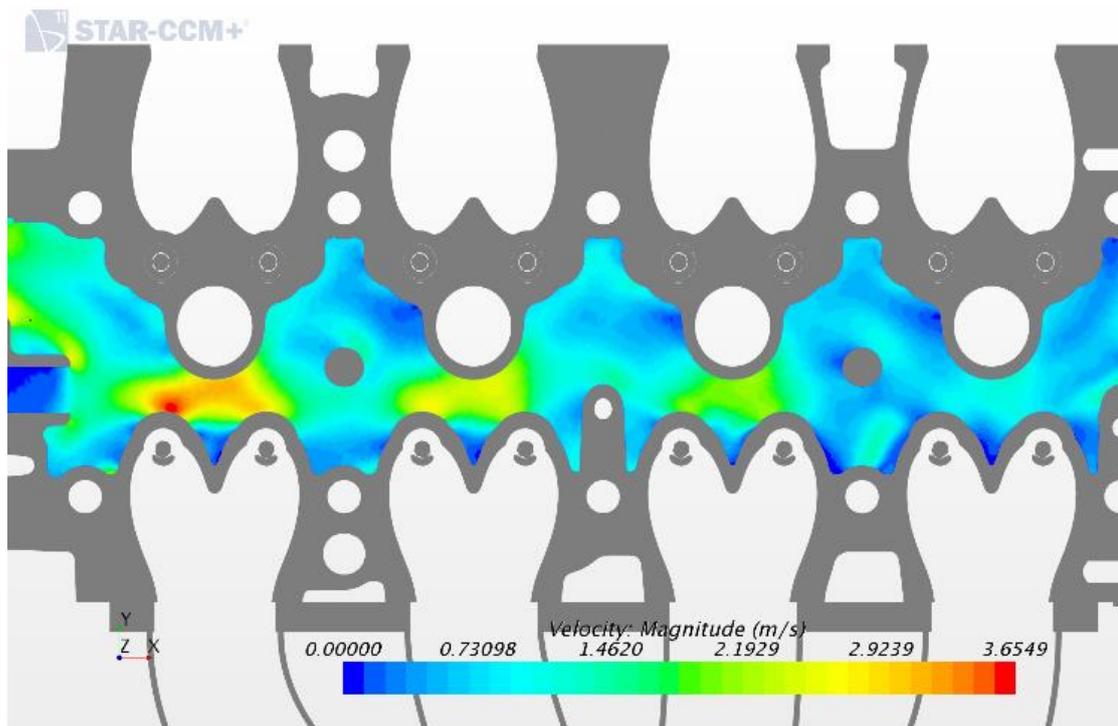
Fonte: Autor.

Figura C36 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 3 horizontal para composição de 75% etilenoglicol.



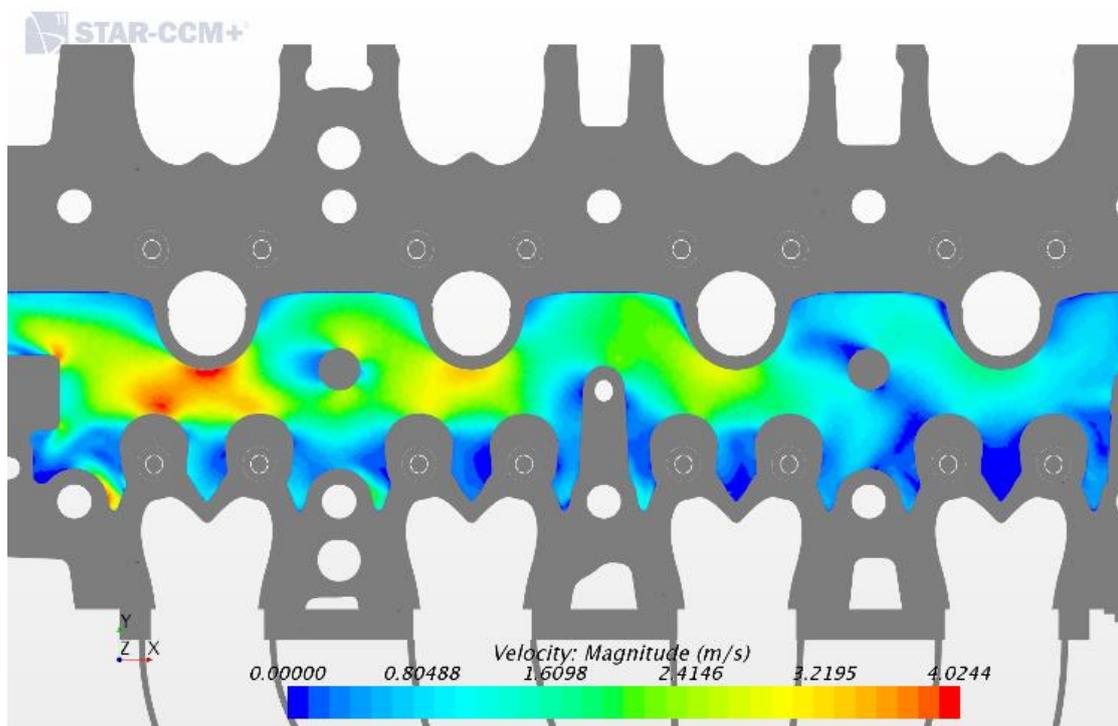
Fonte: Autor.

Figura C37 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 4 horizontal para composição de 75% etilenoglicol.



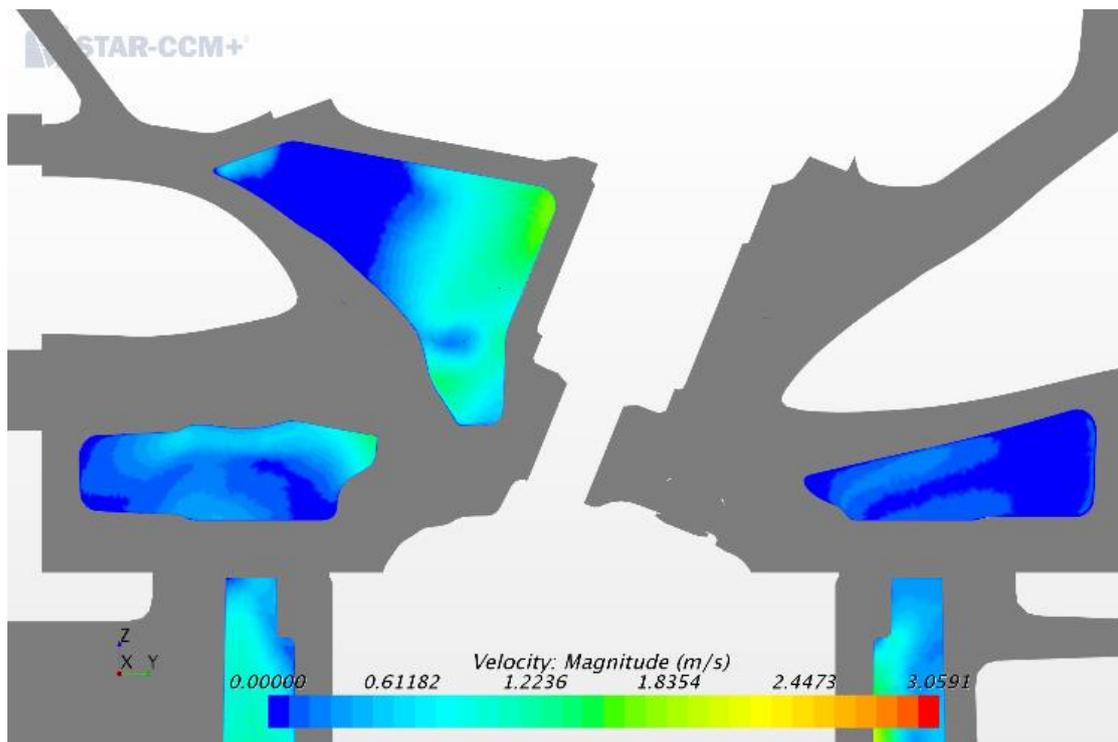
Fonte: Autor.

Figura C38 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 5 horizontal para composição de 75% etilenoglicol.



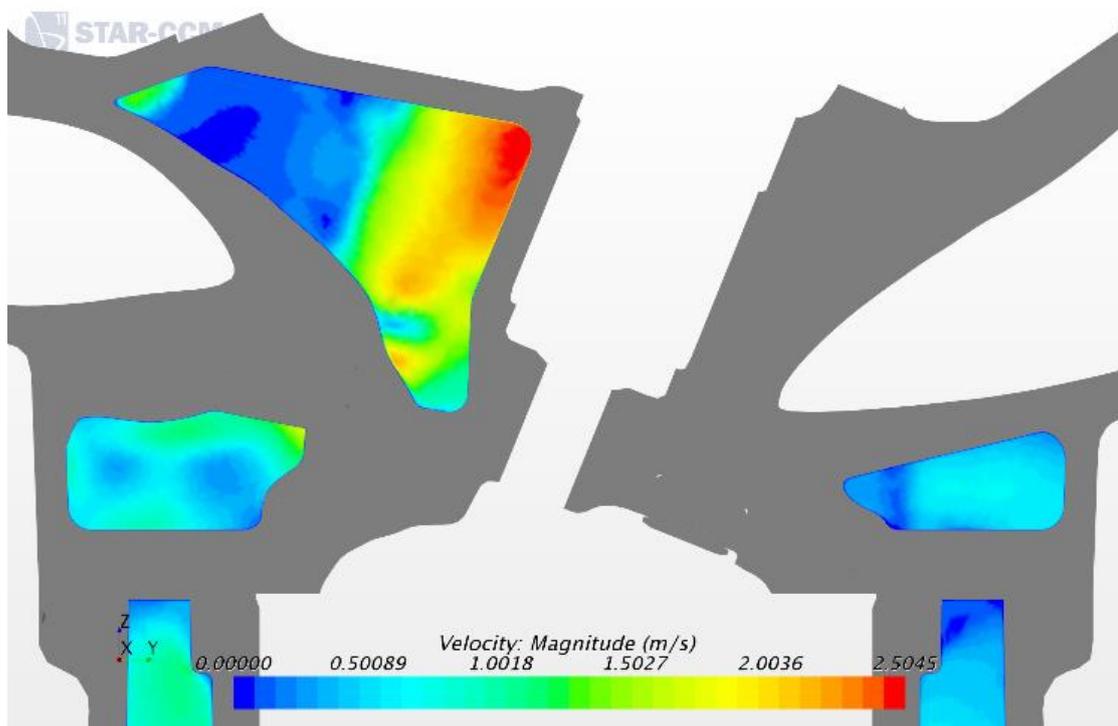
Fonte: Autor.

Figura C39 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 1 para composição de 75% etilenoglicol.



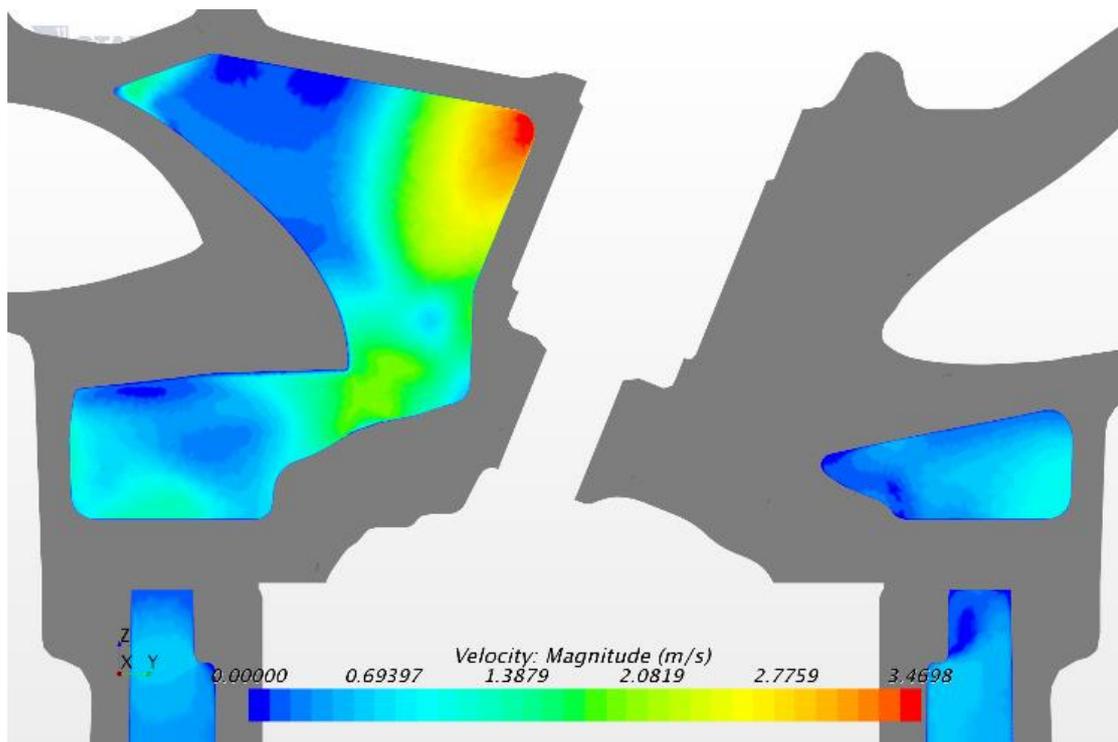
Fonte: Autor.

Figura C40 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 2 para composição de 75% etilenoglicol.



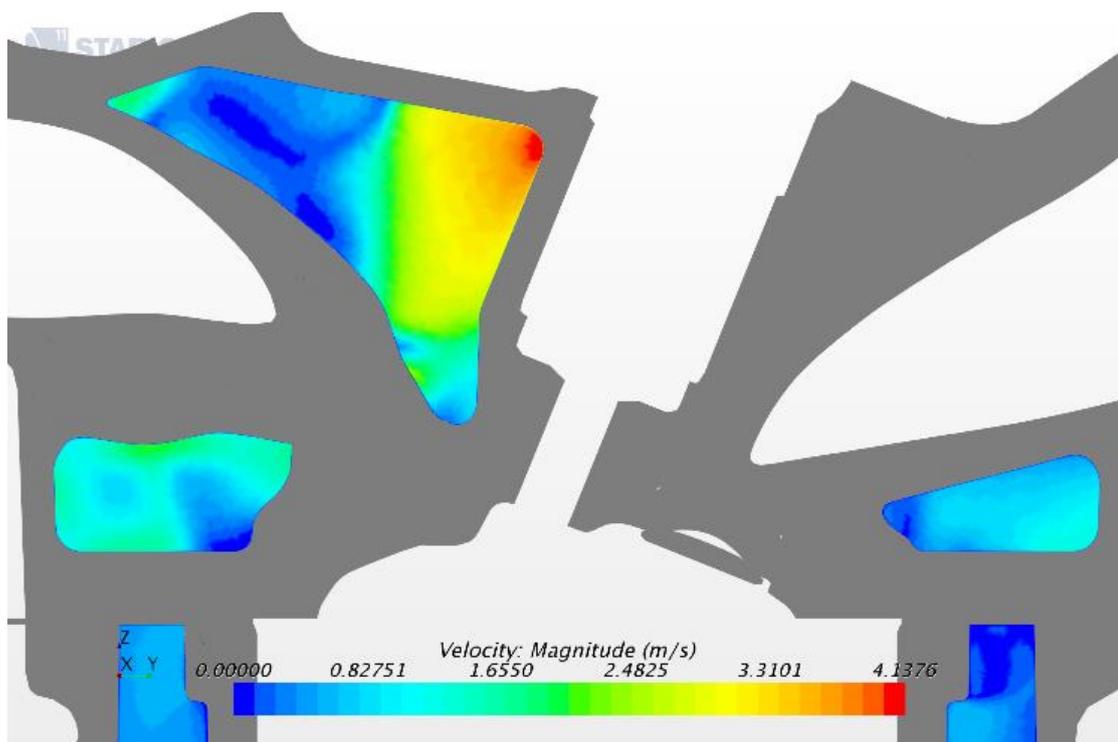
Fonte: Autor.

Figura C41 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 3 para composição de 75% etilenoglicol.



Fonte: Autor.

Figura C42 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 4 para composição de 75% etilenoglicol.

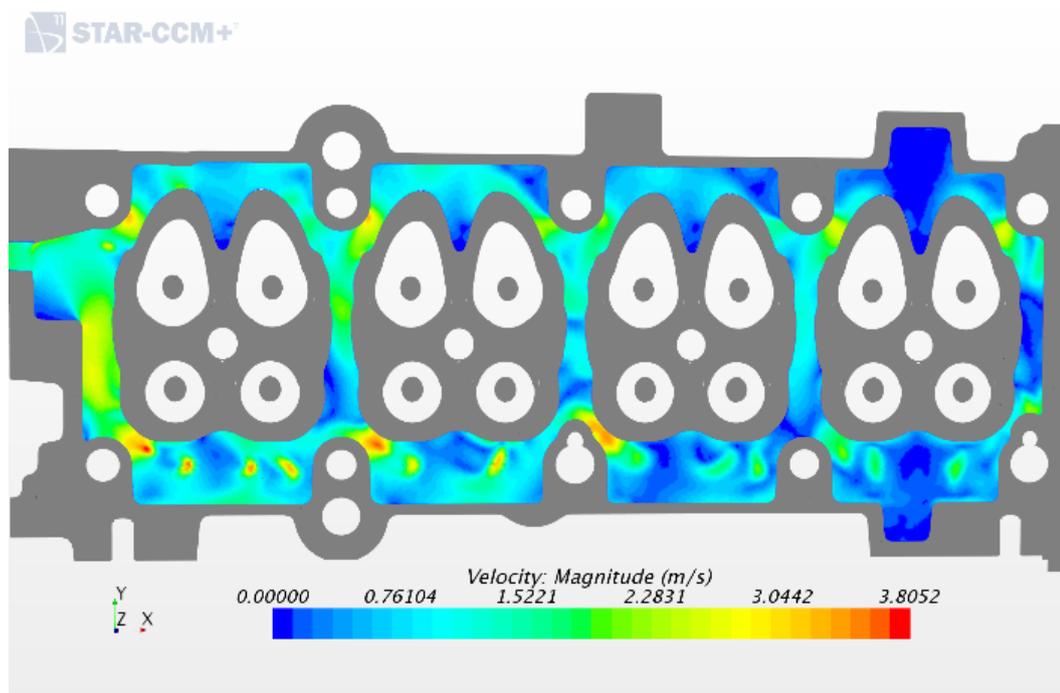


Fonte: Autor.

## Resultados as Simulação 3

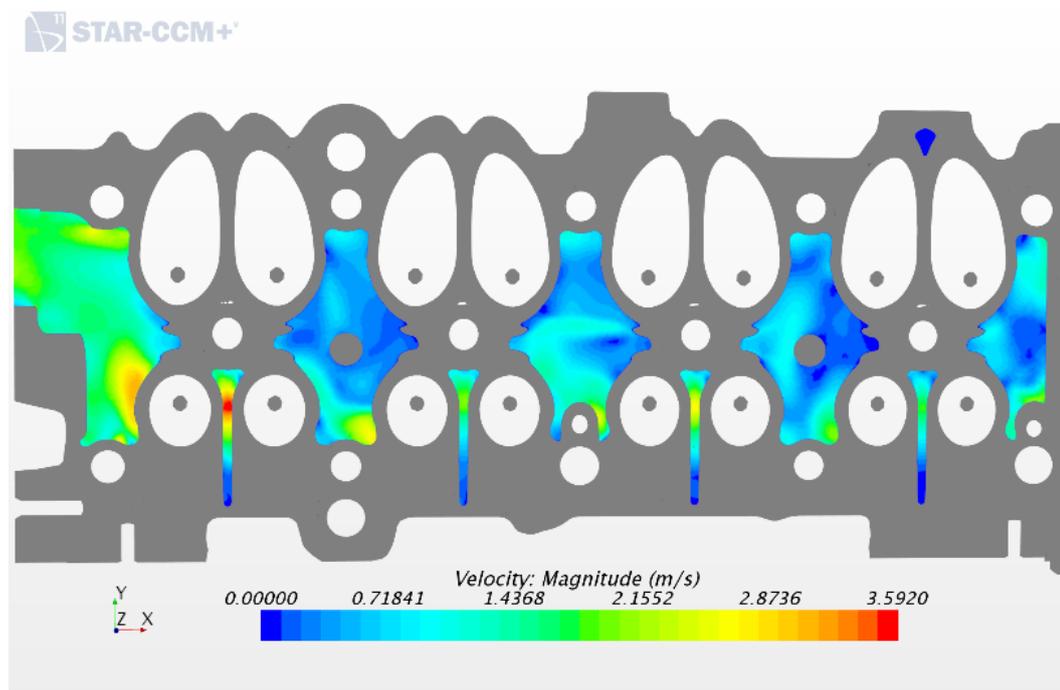
### Configuração 1

Figura C43 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 1 horizontal para configuração 1 da camisa d'água.



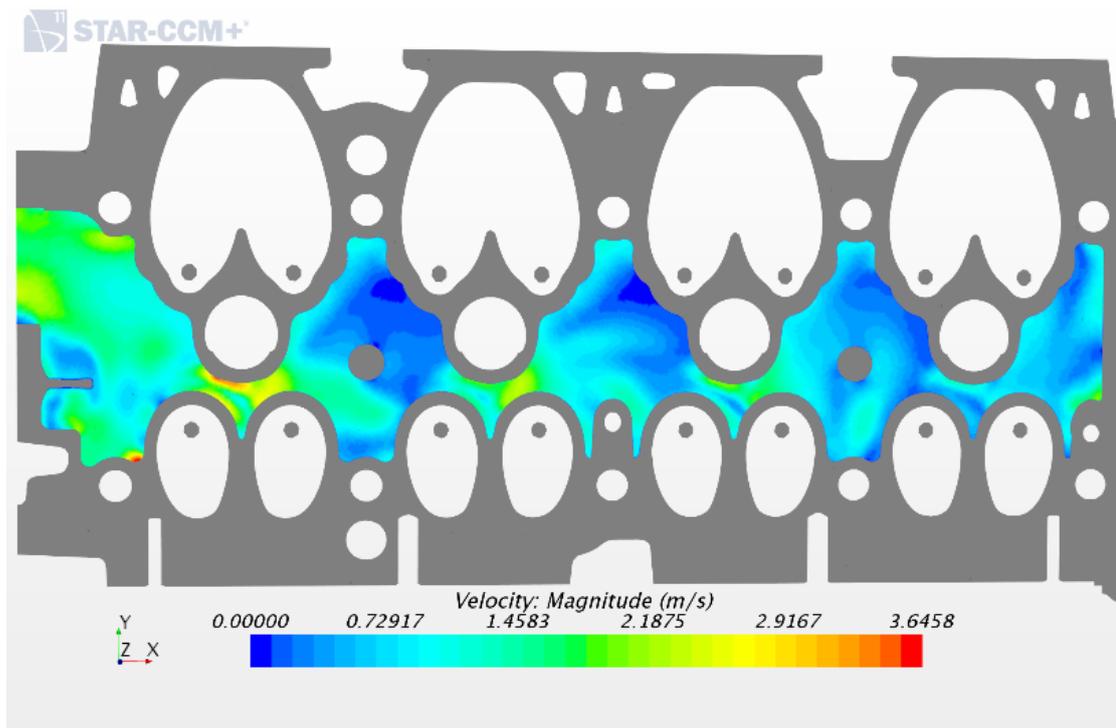
Fonte: Autor.

Figura C44 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 2 horizontal para configuração 1 da camisa d'água.



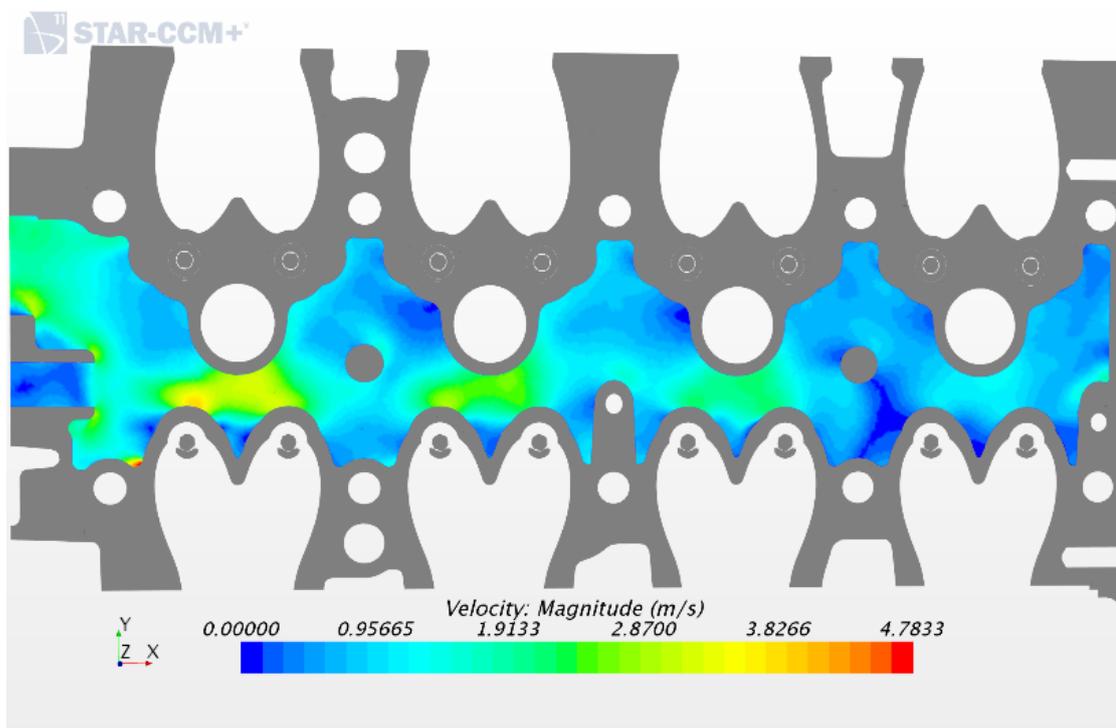
Fonte: Autor.

Figura C45 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 3 horizontal para configuração 1 da camisa d'água.



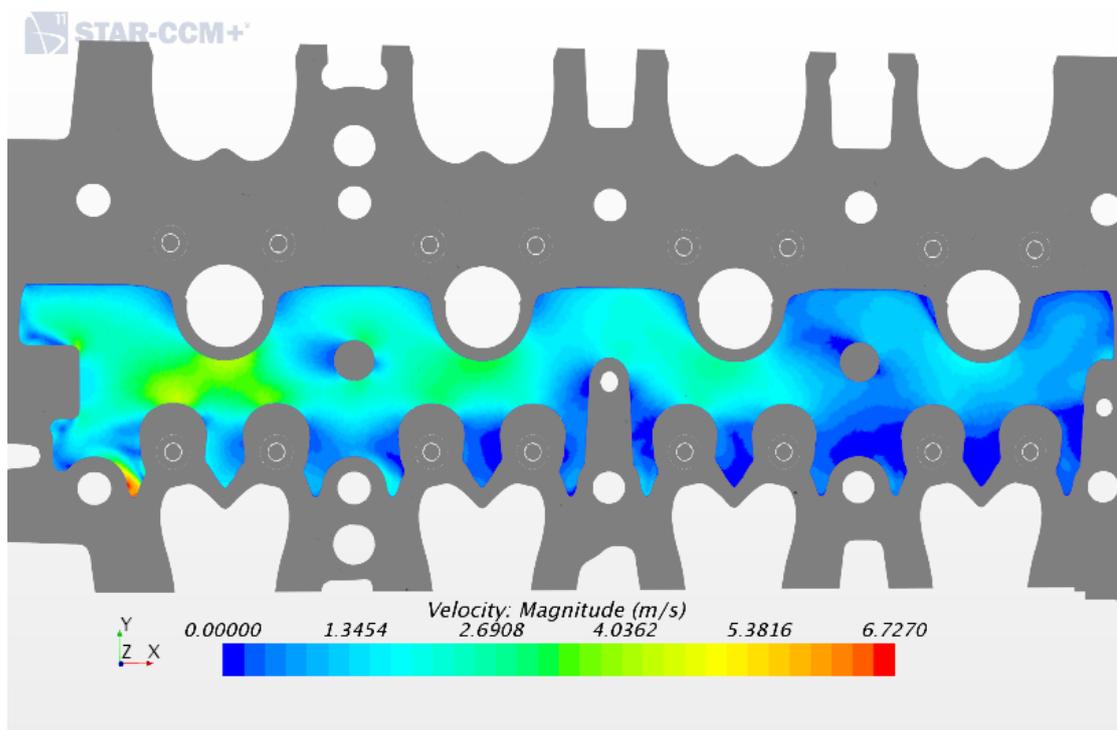
Fonte: Autor.

Figura C46 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 4 horizontal para configuração 1 da camisa d'água.



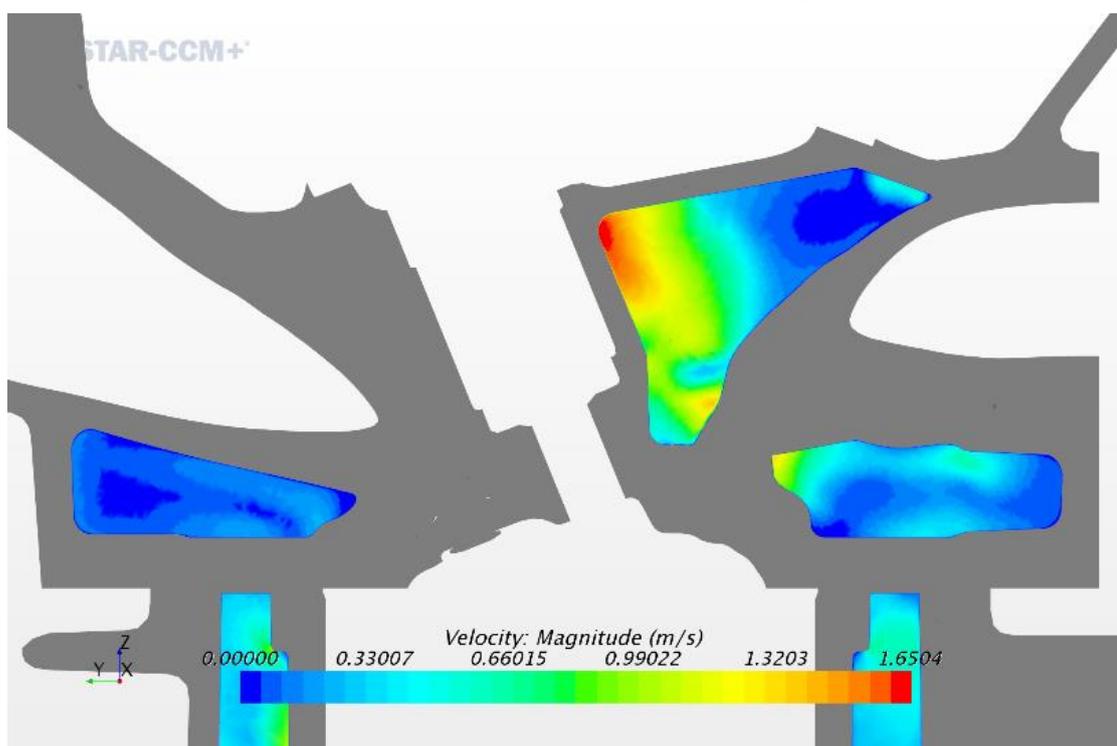
Fonte: Autor.

Figura C47 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 5 horizontal para configuração 1 da camisa d'água.



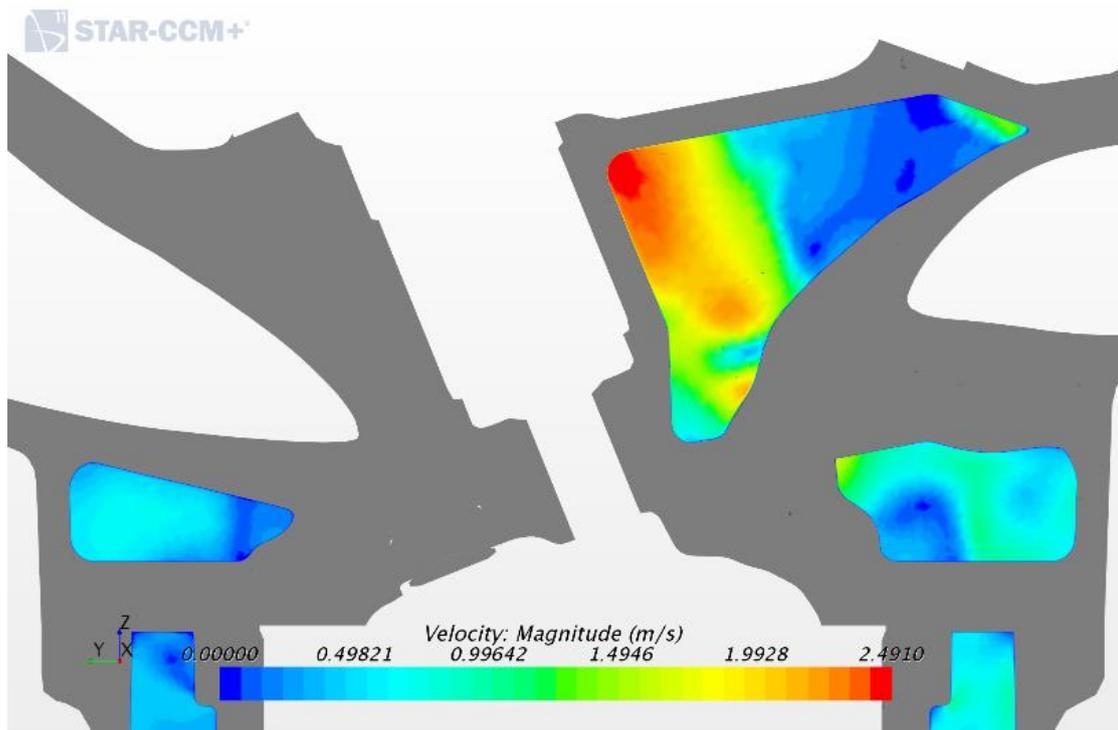
Fonte: Autor.

Figura C48 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 1 para configuração 1 da camisa d'água.



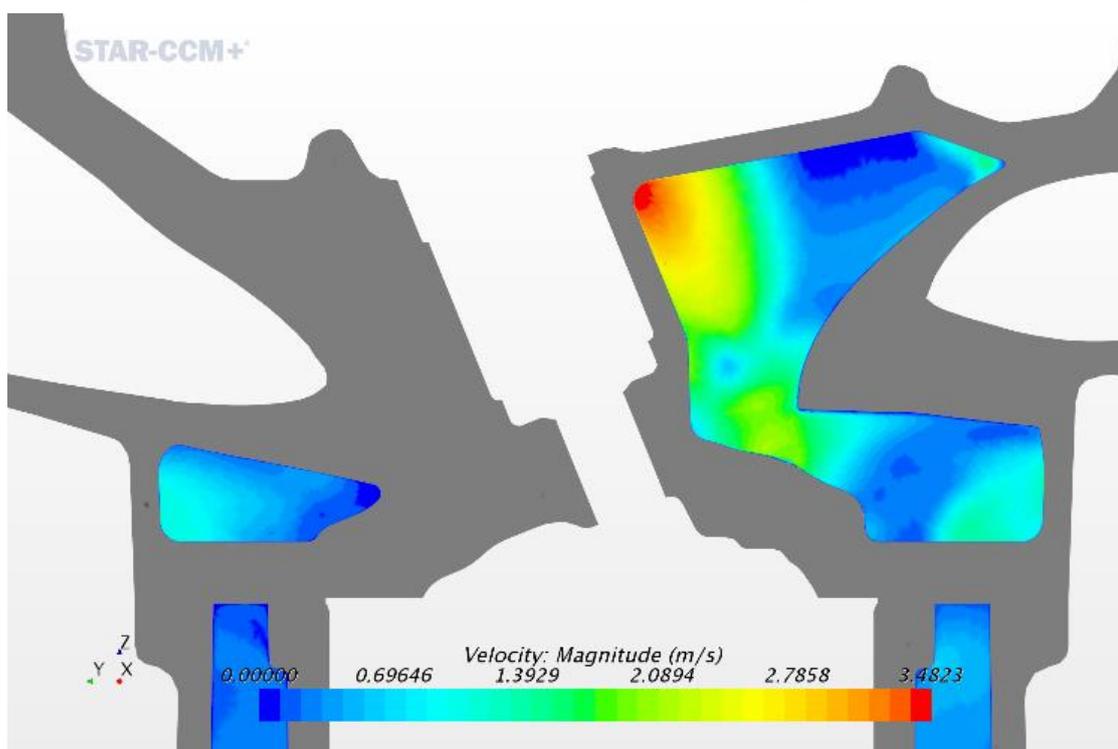
Fonte: Autor.

Figura C49 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 2 para configuração 2 da camisa d'água.



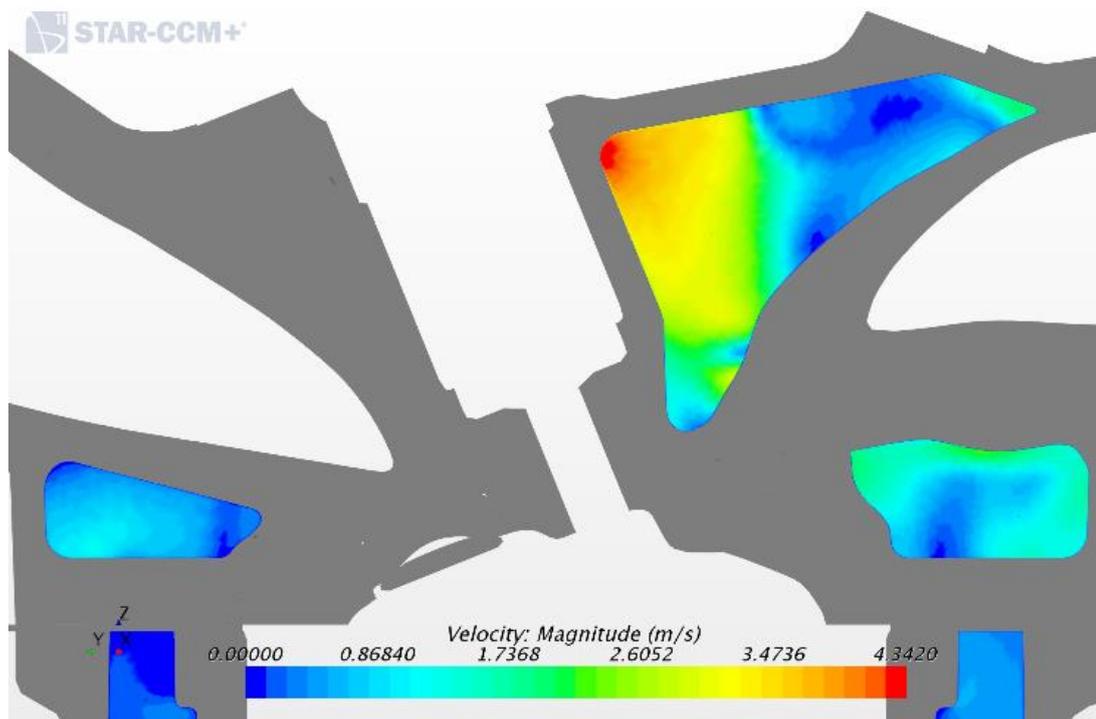
Fonte: Autor.

Figura C50 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 3 para configuração 2 da camisa d'água.



Fonte: Autor.

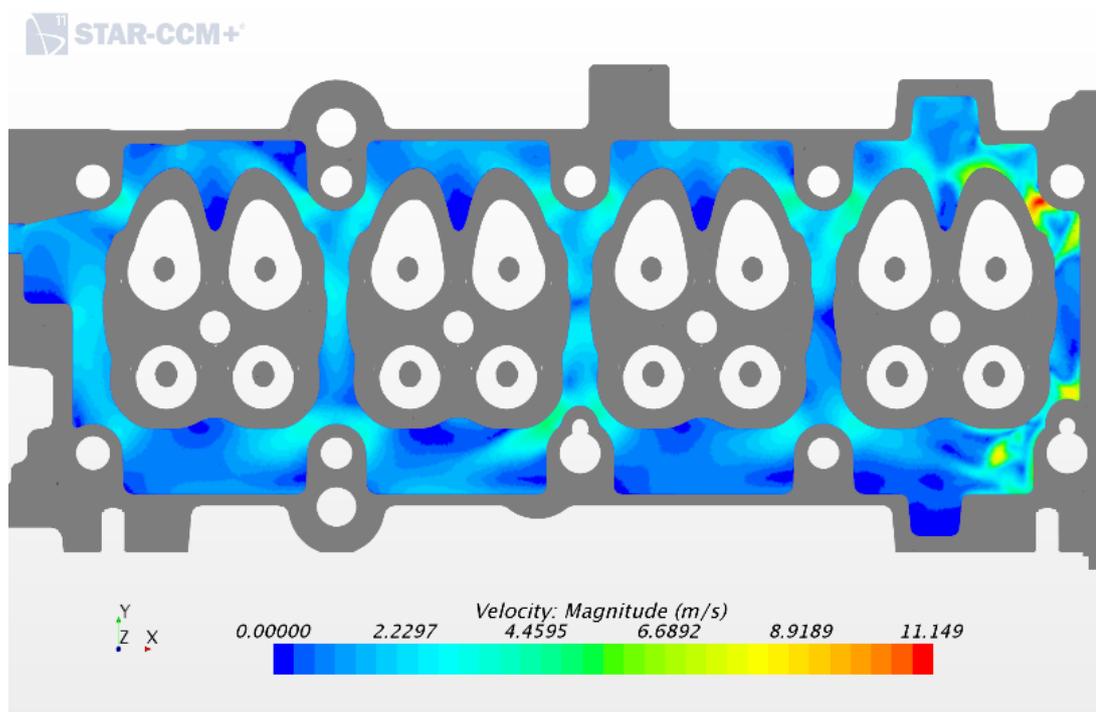
Figura C51 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 4 para configuração 2 da camisa d'água.



Fonte: Autor.

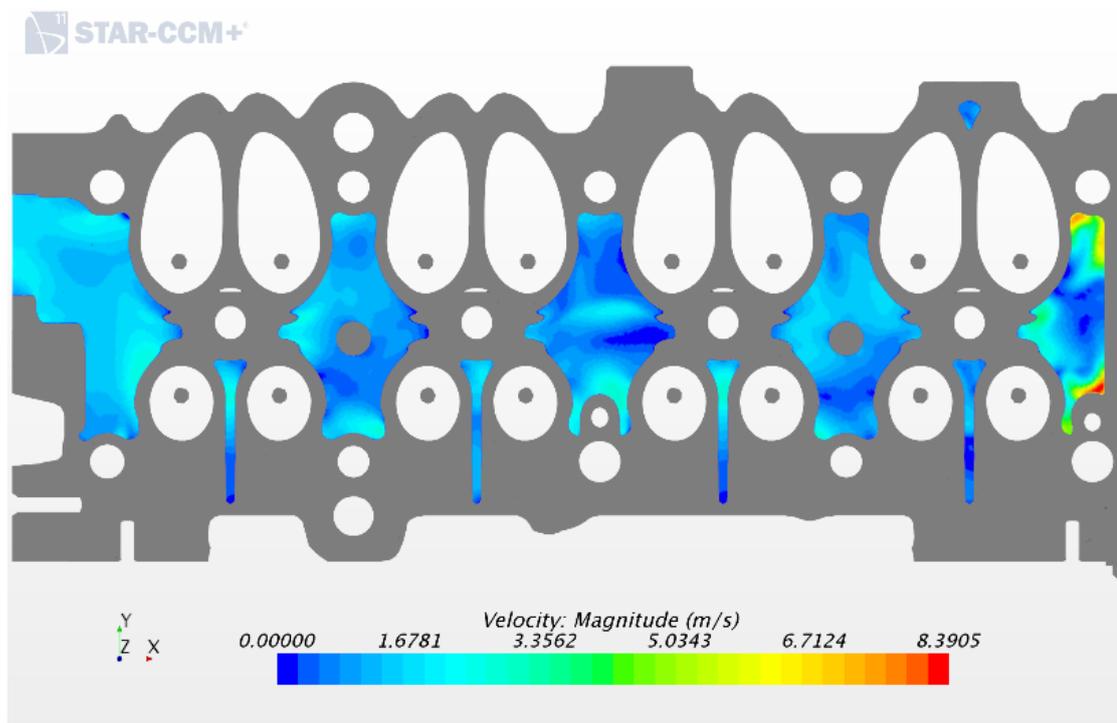
### Configuração 2

Figura C52 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 1 horizontal para configuração 2 da camisa d'água.



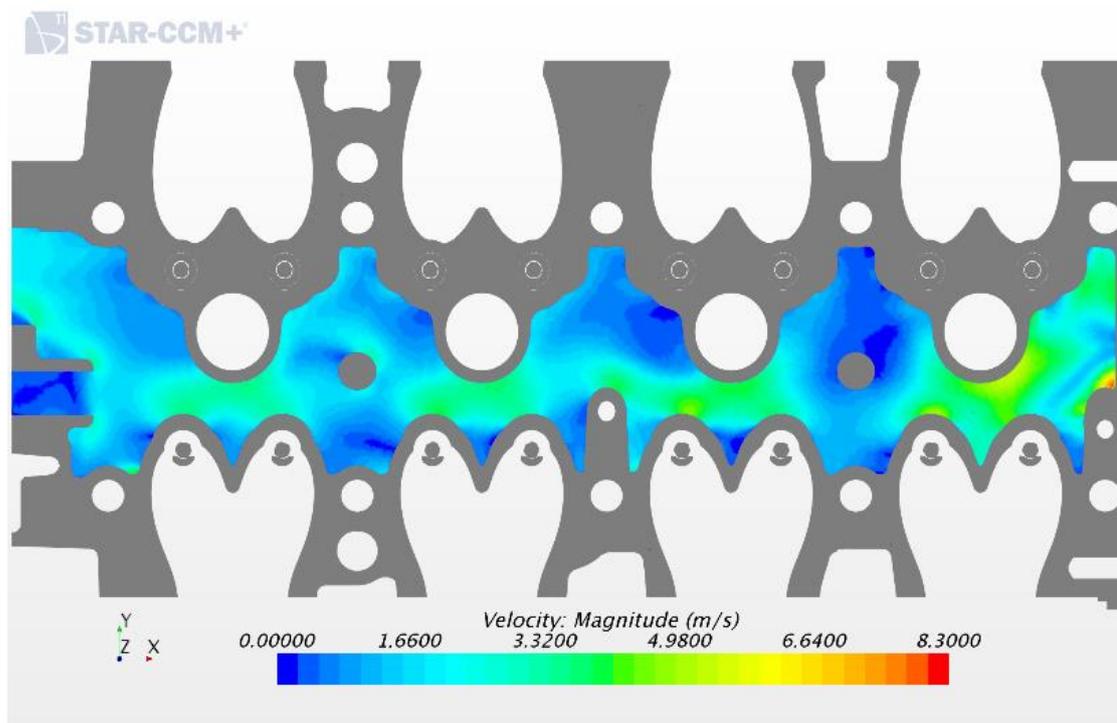
Fonte: Autor.

Figura C53 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 2 horizontal para configuração 2 da camisa d'água.



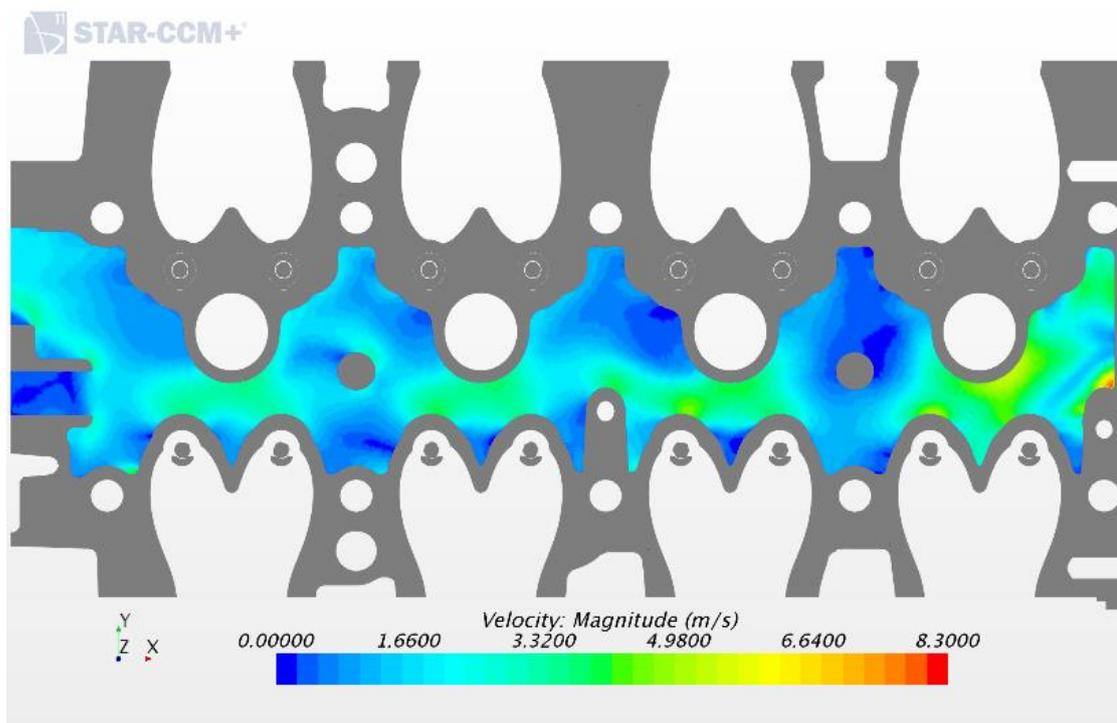
Fonte: Autor.

Figura C54 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 3 horizontal para configuração 2 da camisa d'água.



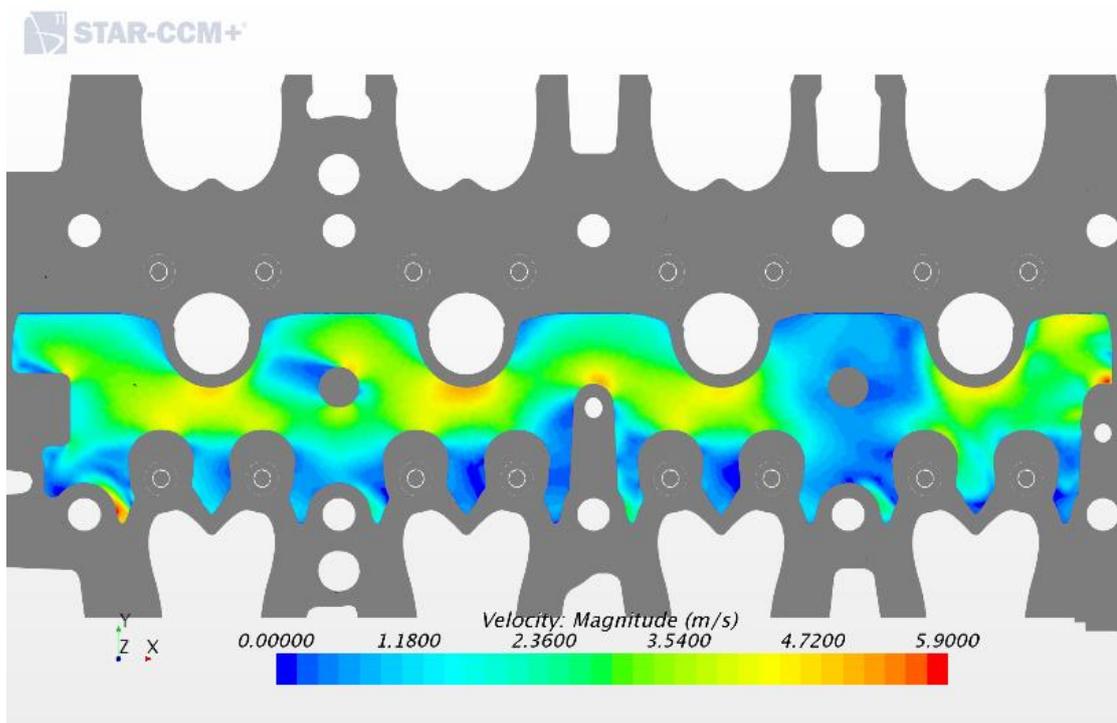
Fonte: Autor.

Figura C55 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 4 horizontal para configuração 2 da camisa d'água.



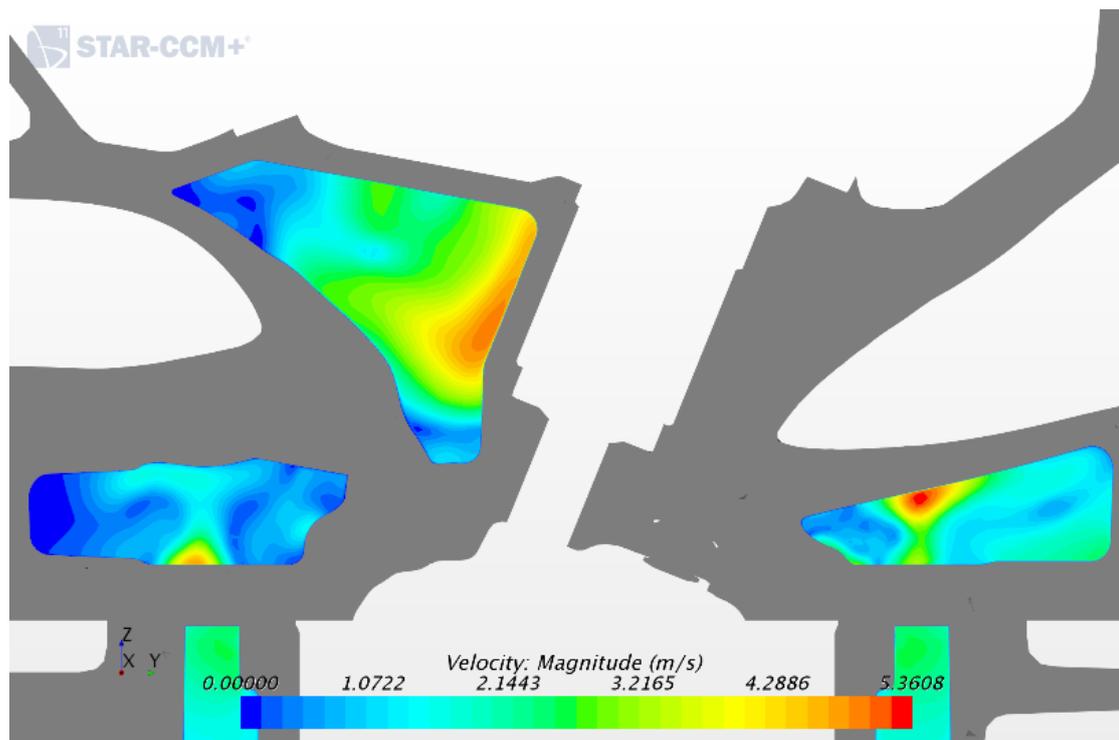
Fonte: Autor.

Figura C56 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano 5 horizontal para configuração 2 da camisa d'água.



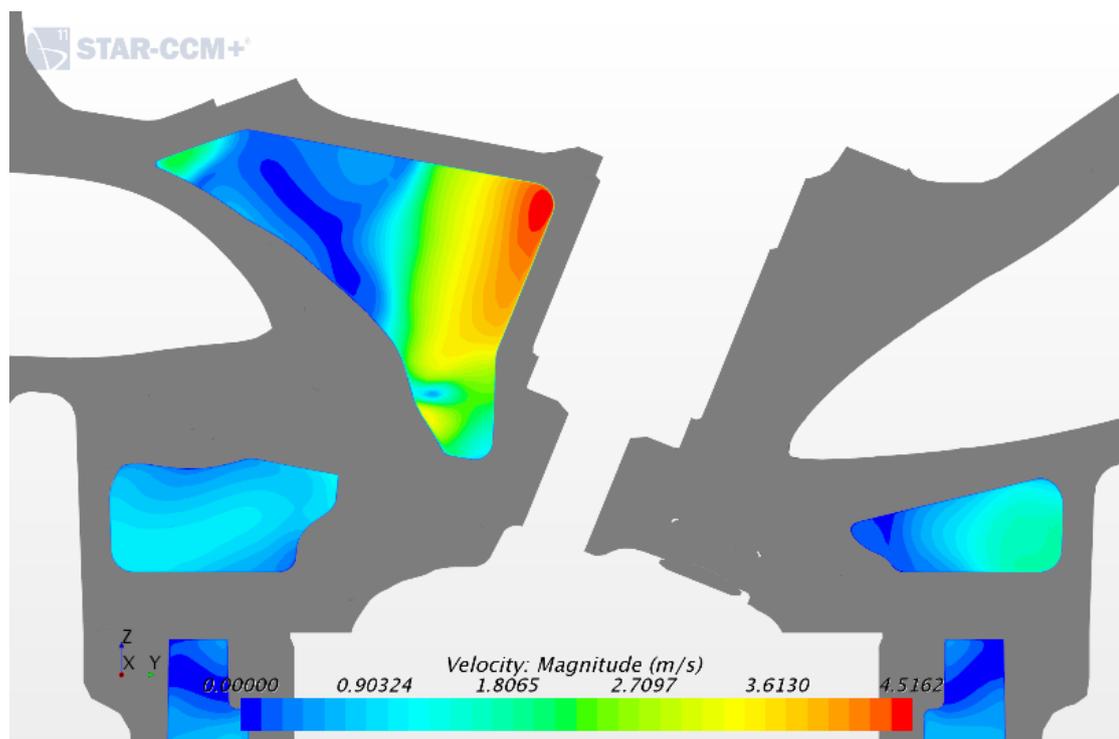
Fonte: Autor.

Figura C57 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 1 para configuração 2 da camisa d'água.



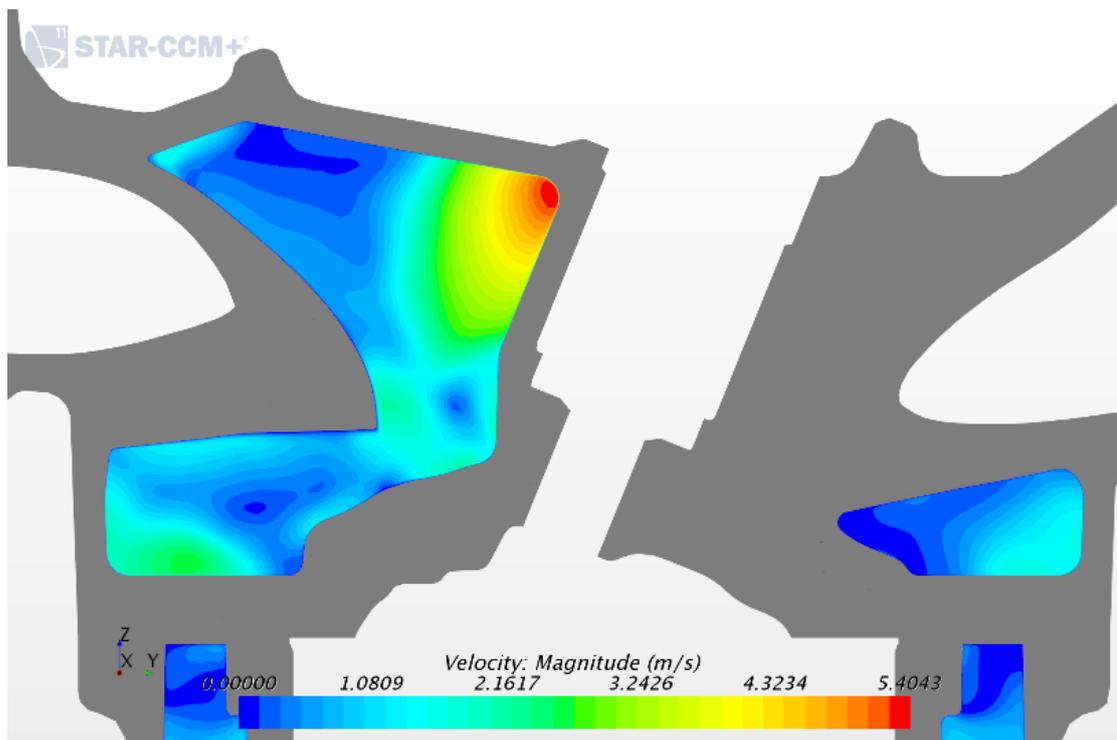
Fonte: Autor.

Figura C58 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 2 para configuração 2 da camisa d'água.



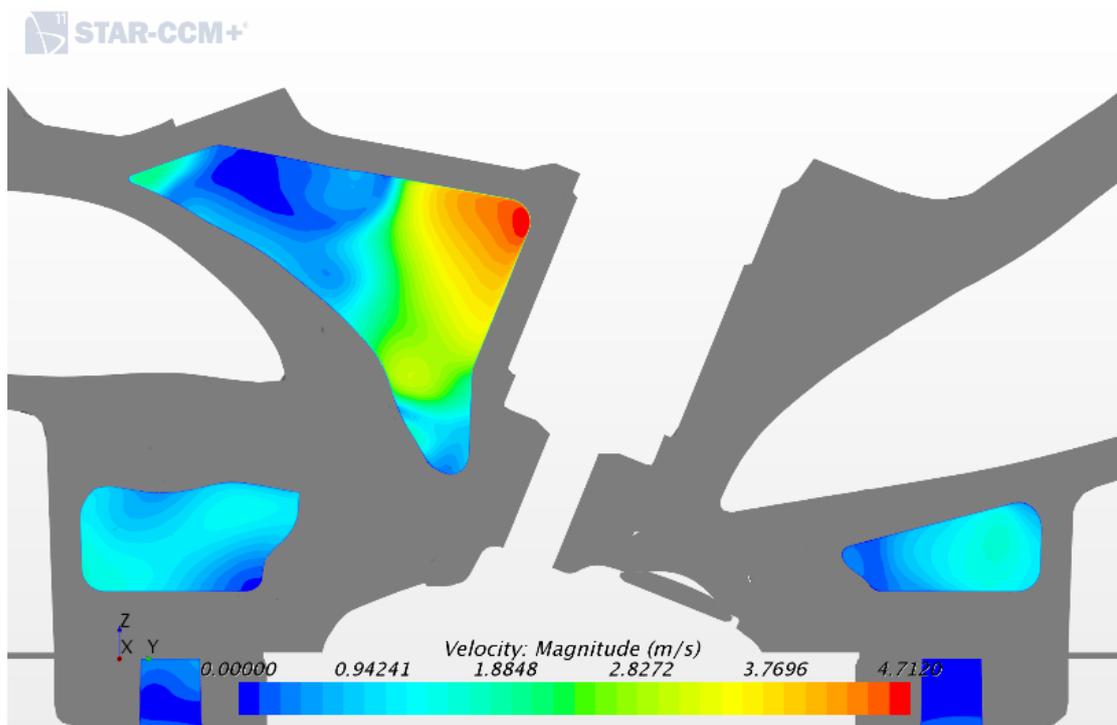
Fonte: Autor.

Figura C59 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 3 para configuração 2 da camisa d'água.



Fonte: Autor.

Figura C60 – Campo de velocidades da camisa d'água cabeçote no plano vertical para o cilindro 4 para configuração 2 da camisa d'água.



Fonte: Autor.