

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DO SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA
NÍVEL MESTRADO PROFISSIONAL

ÉDSON FLORES

METODOLOGIA DE MODELAGEM DE DIFERENTES
DISSIPADORES DE CALOR COM RESFRIAMENTO
LÍQUIDO EM MICROCANALIS

BRASIL

2016

Édson Flores

**METODOLOGIA DE MODELAGEM DE DIFERENTES
DISSIPADORES DE CALOR COM RESFRIAMENTO
LÍQUIDO EM MICROCANAIS**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS.

Orientador: Professor Dr. Eduardo Luis Rhod

Brasil

2016

F634m Flores, Édson
Metodologia de modelagem de diferentes dissipadores de calor com resfriamento líquido em microcanais / por Édson Flores. – 2016.
131 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (Mestrado) — Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica, São Leopoldo, RS, 2016.

“Orientador: Professor Dr. Eduardo Luis Rhod.”

1. Microcanais. 2. Simulação de dinâmica de fluidos. 3. CFD. I. Título.

CDU: 621.4

Édson Flores

**METODOLOGIA DE MODELAGEM DE DIFERENTES
DISSIPADORES DE CALOR COM RESFRIAMENTO
LÍQUIDO EM MICROCANAIS**

Dissertação apresentada como requisito parcial
para obtenção do título de Mestre em Engenharia
Elétrica, pelo Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Elétrica da Universidade do Vale do
Rio dos Sinos - UNISINOS.

Aprovado em 12 de abril de 2017.

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Giovani Bulla – UFRGS
Avaliador Externo

Prof. Dra. Jacqueline Biancon Copetti –
Unisinos
Avaliador

Prof. Dr. Willyan Hasenkamp Carreira –
Unisinos
Avaliador Externo

Professor Dr. Eduardo Luis Rhod (Orientador)

Visto e permitida a impressão
Brasil

Prof. Dr. Nome do Coordenador do curso
Coordenador PPG em Engenharia Elétrica

Dedico este trabalho aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à todos os professores e aos colegas de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Unisinos, pelo ambiente de colaboração e de aprendizado.

Agradeço à todos os bolsistas do laboratório de Modelagem (MODELAB) que direta ou indiretamente ajudaram na realização deste trabalho. Agradeço ao estudante de Engenharia Elétrica e bolsista do MODELAB Jackson dos Santos Veiga e também à estudante de Engenharia Mecânica Bruna Gomes pelo auxílio na geração do desenho de geometrias.

Agradeço aos meus familiares pelo apoio e pela tolerância nos momentos em que estive ausente.

*"Do rio que tudo arrasta,
diz-se que é violento.
Mas ninguém chama de violenta
às margens que o comprimem."
(Bertold Brecht)*

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo a modelagem de diferentes dissipadores de calor com resfriamento líquido em microcanais. A proposta é a utilização de softwares de dinâmica de fluidos para analisar o desempenho térmico em diferentes geometrias construtivas de microcanais. O software utilizado para a realização das simulações CFD foi o Ansys Fluent[®]. O trabalho aborda as etapas prévias necessárias para simulação CFD, destacando a etapa de geração de malha para as simulações, envolvendo o estudo de convergência de malha, os critérios de aceitação da simulação e as técnicas de refino na interface líquido-sólido, procedimento necessário para modelagem correta da física de transferência de calor. Foram estudadas geometrias de microcanais de seção retangular em paralelo, microcanais de estrutura pinada e microcanais em rede de fractal do tipo H. Este trabalho também apresenta o modelamento de um estudo de caso em que os microcanais em paralelo são formados pelas paredes de material adesivo fixado em um bloco de alumínio. Os resultados obtidos servem para auxílio em uma etapa de construção de um protótipo experimental. No estudo dos microcanais de seção retangular em paralelo e de microcanais de estrutura pinada, variou-se os aspectos dimensionais buscando a melhor resposta de desempenho térmico, sendo isso expresso em termos de resistência térmica. A simulação de microcanais em rede de fractal H foram realizadas para uma comparação qualitativa referente as demais geometrias estudadas. Um problema discutido no decorrer deste trabalho foi a necessidade de mudança do modelo de viscosidade laminar para um modelo de viscosidade turbulenta, apesar das velocidades do fluido no interior dos microcanais serem baixas e expressarem um número de Reynolds baixo. As técnicas de remoção de calor em microcanais podem colaborar de forma decisiva no gerenciamento térmico de um projeto, na menor energia empregada para o resfriamento e na diminuição das dimensões de um produto final. As geometrias estudadas podem ser construídas em uma camada metálica de uma placa de circuito impresso do tipo metal core, como também estarem presentes em uma estrutura de silício de um chip. O domínio das técnicas de modelagem térmica com softwares simuladores de dinâmicas de fluidos apresentados neste trabalho podem auxiliar na busca de soluções para a remoção de calor em micro-escala, reduzir a necessidade de produção de protótipos, e por consequência, diminuir custos.

Palavras-chaves: Microcanais. Simulação de Dinâmica de Fluidos. CFD.

ABSTRACT

This work has the objective of modeling different heat sinks with liquid cooling in microchannels. The proposal is the use of fluid dynamics software to analyze the thermal performance in different constructional geometries of microchannels. The software used to perform the CFD simulations was Ansys Fluent[®]. This work addresses the previous steps required for CFD simulation, highlighting the step of mesh generation for the simulations, involving mesh convergence study, simulation acceptance criteria and refining techniques at the liquid-solid interface, a procedure necessary for Modeling of heat transfer physics. The geometries studied were of rectangular section microchannels in parallel, microchannels of pinched structure and microchannels in fractal network of type H. A case study was also modeled in this work in which parallel microchannels were formed by walls of adhesive material In an aluminum block, in which the results obtained serve to aid in a stage of construction of an experimental prototype. In the study of the microchannels of rectangular section in parallel and microchannels of pinned structure, we varied the dimensional aspects seeking the best response of thermal performance, being expressed in terms of thermal resistance. The simulation of microchannels in fractal network H was performed for a qualitative comparison referring to the other geometries studied. A problem discussed in the course of this work was the need to change the laminar viscosity model to a turbulent viscosity model despite the velocity of the fluid inside the microchannels being low and expressing a low Reynolds number. Techniques for heat removal in microchannels can contribute decisively to the thermal management of a project, the lower energy used for cooling and the reduction of the dimensions of an end product. The geometries studied can be constructed in a metal layer of a metal core type printed circuit board, as well as being present in a one-chip silicon structure. The domain of thermal modeling techniques with fluid dynamics simulators presented in this paper can help in the search for technological solutions for micro-scale heat removal, reduce the need for prototype production, and consequently reduce costs.

Key-words: Microchannels. Fluid Dynamics simulation. CFD.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Aumento exponencial da taxa de falhas em função da temperatura	19
Figura 2 – Mecanismos de transferência de calor em uma placa de circuito impresso (PCB)	26
Figura 3 – Figura demonstrativa da Lei de Fourier.	27
Figura 4 – Figura demonstrativa do processo de convecção forçada e natural.	30
Figura 5 – Estrutura de um tubo de calor.	30
Figura 6 – (a) Fluxo laminar (a) e (b) Fluxo turbulento.	32
Figura 7 – Perfil de velocidade no interior de um tubo.	32
Figura 8 – Perfil de escoamento quando um fluido em alta velocidade atinge uma esfera.	33
Figura 9 – Perfil de escoamento em uma placa na horizontal.	33
Figura 10 – Perfil de escoamento em uma placa na horizontal em processo de convecção.	34
Figura 11 – Perfil de temperatura em uma placa na horizontal em processo de convecção.	34
Figura 12 – Movimento relativo de duas partículas do fluido na presença de tensão de cisalhamento.	35
Figura 13 – Comportamento dos fluidos newtonianos e não newtonianos.	36
Figura 14 – Estrutura de uma placa de circuito impresso do tipo Metal Core.	40
Figura 15 – Estrutura de uma placa de circuito impresso do tipo Metal Core.	41
Figura 16 – Tensão de ruptura em função do dielétrico.	43
Figura 17 – Impedância térmica em função do dielétrico.	43
Figura 18 – Diferença de perfil de velocidade diferente na camada sublaminar.	47
Figura 19 – Lei de parede em função de y^+	49
Figura 20 – Refino de malha de acordo com a lei de parede.	49
Figura 21 – Principais elementos de malha em 3 dimensões.	50
Figura 22 – Distorção de elementos de malha, parâmetro Skewness.	51
Figura 23 – Estudo de convergência de malha.	54
Figura 24 – Exemplos de fractais.	54
Figura 25 – Exemplo de estrutura fractal.	55
Figura 26 – Técnicas de refrigeração e a faixa de coeficiente de convecção.	56
Figura 27 – Técnicas de refrigeração fixadas no dispositivo à ser refrigerado.	56
Figura 28 – Tubo de calor em placa de circuito impresso.	57
Figura 29 – Fixação do componente mais próximo ao dissipador em placa de FR4.	58
Figura 30 – Microcanais construídos em dielétrico de FR4.	59
Figura 31 – Vista superior e lateral do trocador de calor.	60
Figura 32 – Vista da seção transversal dos microcanais.	61
Figura 33 – Visão geral do experimento de microcanais paralelos.	62
Figura 34 – Perfil de temperatura e velocidade obtido nas simulações.	63
Figura 35 – Microcanais na forma de pinos escalonados.	64

Figura 36 – Trocador de calor com microcanais em fractal rede H.	64
Figura 37 – Resistência térmica em canais paralelos e na rede de fractal H modificada.	66
Figura 38 – Trocador de calor com microcanais em fractal do tipo disco.	66
Figura 39 – Modelagem e simulação CFD do fractal tipo disco.	67
Figura 40 – Variação de pressão em função da frequência de pulsação do fluxo de fluido.	67
Figura 41 – Fluxograma do plano de execução para o desenvolvimento do trabalho.	68
Figura 42 – Trocador de calor com microcanais de estrutura pinada.	70
Figura 43 – Parâmetros dimensionais utilizados no trocador com microcanais pinados.	71
Figura 44 – Dimensões do fractal em rede H.	72
Figura 45 – Estudo de convergência de malha para microcanais em paralelo	82
Figura 46 – Localização da entrada, saída do fluido e fonte de calor	83
Figura 47 – Visão geral da malha construída no programa Ansys Meshing [®]	83
Figura 48 – Estatística da malha, mostrando o parâmetro skewness.	84
Figura 49 – Estatística da malha, mostrando o parâmetro ortogonalidade.	85
Figura 50 – Malha interna formada por elementos hexaédricos.	85
Figura 51 – Geração de camadas (<i>layers</i>) através do comando <i>Inflation</i>	86
Figura 52 – Resíduos modelo laminar de simulação.	88
Figura 53 – Resíduos para o modelo de turbulência <i>k-ω SST</i>	88
Figura 54 – Temperatura máxima da superfície aquecida em função do número de iterações.	89
Figura 55 – Temperatura média do fluido na saída em função do número de iterações.	89
Figura 56 – Balanço de massa na pressão de trabalho de 490Pa.	90
Figura 57 – Balanço de massa na pressão de trabalho é de 2940Pa.	90
Figura 58 – Comparativo de perfil de velocidade.	91
Figura 59 – Perfil de velocidade no plano de corte central.	92
Figura 60 – Velocidade média nos canais (pressão de trabalho de 490 Pa).	92
Figura 61 – Velocidade média nos canais (pressão de trabalho de 2940 Pa).	93
Figura 62 – velocidade no centro dos canais (pressão de 490 Pa).	94
Figura 63 – Velocidade no centro dos canais (pressão de 2940 Pa).	95
Figura 64 – Perfil de temperatura na superfície do trocador de calor.	96
Figura 65 – Perfil de temperatura na interface sólido-líquido.	97
Figura 66 – Perfil de temperatura na interface sólido-líquido (seção transversal).	97
Figura 67 – Resistência térmica em função da Razão de Aspecto (<i>Aspect Ratio</i>).	98
Figura 68 – Erro na simulação: Disparo do valor residual de energia.	100
Figura 69 – Erro na simulação: Disparo de temperatura na face.	100
Figura 70 – Gráfico de convergência de malha para o trocador de calor com microcanais pinados.	102
Figura 71 – Geração de camadas (comando <i>Inflation</i>) próximo aos pinos.	102
Figura 72 – Variável Valores de Y_{plus} ou Y^+	103
Figura 73 – Perfil de velocidade obtido para a geometria com $D=1,8375\text{ mm}$	104

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tabela mostrando a variação da condutividade térmica em função da temperatura para o cobre e alumínio.	28
Tabela 2 – Comparativo das propriedades de condutividade e calor específico da água com o ferro.	28
Tabela 3 – Coeficiente de convecção térmica de acordo com o método de convecção. . .	31
Tabela 4 – Densidade, viscosidade dinâmica e viscosidade cinemática em função da temperatura	37
Tabela 5 – Tabela mostrando condutividade térmica e coeficiente de expansão térmica de alguns materiais de enchimento	42
Tabela 6 – Faixa de valores de Skewness e qualidade de malha.	52
Tabela 7 – Parâmetro Ortogonalidade e qualidade de malha.	53
Tabela 8 – Parâmetros dimensionais utilizados nos microcanais paralelos.	70
Tabela 9 – Parâmetros dimensionais dos microcanais de estrutura pinada.	71
Tabela 10 – Dimensões do trocador de calor com microcanais em rede de fractal H. . . .	73
Tabela 11 – Propriedades dos materiais utilizados nas simulações.	80
Tabela 12 – Variação do número de elementos e valor da variável de interesse.	81
Tabela 13 – Resistência térmica na pressão de 490 <i>Pa</i>	99
Tabela 14 – Resistência térmica na pressão de 2940 <i>Pa</i>	99
Tabela 15 – Convergência de malha microcanais pinados.	101
Tabela 16 – Temperatura na superfície variando a geometria pinada.	104
Tabela 17 – Variações geométricas de passo e diâmetro.	105
Tabela 18 – Comparativo da resistência térmica entre microcanais paralelos e pinados (pressão 490 <i>Pa</i>).	106
Tabela 19 – Comparativo da resistência térmica entre microcanais paralelos e pinados (pressão 2940 <i>Pa</i>).	106
Tabela 20 – Modelo de <i>k-ω</i> SST e influência do comando <i>Inflation</i>	109
Tabela 21 – Resistência térmica e velocidade de injeção do fluido em função da pressão de entrada.	117

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MEMS	<i>Microelectromechanical systems</i>
LED	<i>Light-Emitting Diodo</i>
LCD	<i>Liquid Crystal Display</i>
MCPCB	<i>Metal Core Printed Circuit Board</i>
FR4	<i>Placa de Circuito Impresso com dielétrico de Fibra de Vidro</i>
PCB	<i>Printed Circuit Board</i>
SMT	<i>Surface Mount Thecnologic</i>
CFD	<i>Fluidodinâmica computacional ou dinâmica dos fluidos computacional (em inglês: Computational Fluid Dynamics)</i>
CAD	<i>Computer Aided Design.</i>
DNS	<i>Direct Numerical Solution</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
RANS	<i>Reynolds Avarage Navies-Stokes</i>
EVM	<i>Eddy Viscosity Models</i>
RNS	<i>Reynolds Stress Model</i>
SMD	<i>Surface Mount Device</i>
FET	<i>Field Effect Transistor</i>
RNG	<i>Renormalization Group Method</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

E	Energia
Q	Energia térmica
\dot{Q}	Taxa de calor (potência)
t	tempo
P	Potência elétrica
V	Diferença de Potencial Elétrico
I	Corrente Elétrica
R	Resistência Elétrica
q''	Fluxo de calor por unidade de área
A	Área
q'''	Fluxo de calor por unidade de volume
V_{ol}	Volume
T	Temperatura
k	Condutividade Térmica
x, y, z	Sistemas de coordenadas cartesianas
R_{term}	Resistência Térmica
c_p	Calor Específico
c_{ter}	Capacidade Térmica
ρ	Massa Específica
D_t	Difusividade Térmica
h	Coefficiente de Convecção Térmica
d	Distância
u, v, w	Velocidade na direção x, y, z respectivamente
δ	Espessura da camada limite hidrodinâmica

T_{sup}	Temperatura na superfície
T_{∞}	Temperatura do fluido longe de influência da placa ou tubo (infinito)
δ_t	Espessura da camada limite térmica
μ	Viscosidade dinâmica
τ	Tensão de cisalhamento
ν	Viscosidade cinemática
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
avg	Valor médio
D_h	Diâmetro hidráulico
A_{ch}	Área da seção transversal do canal.
P	Perímetro da seção transversal
T_{cir}	Temperatura circundante
ε	Emissividade
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
oz	Unidade de medida de espessura da camada de cobre que formam as trilhas em uma placa de circuito impresso. $1oz = 0,0347mm$
CTE	Coefficiente de expansão térmica
p	Pressão
u_t	Velocidade de atrito
u_{plus} ou u^+	Relação entre velocidade e a velocidade de atrito
Y_{plus} ou Y^+	Relação entre velocidade de atrito e a velocidade cinemática
D	Diâmetro

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Definição do Tema	20
1.2	Delimitações do Trabalho	21
1.3	Objetivos	21
1.3.1	Objetivo Geral	21
1.3.2	Objetivos Específicos	22
1.4	Justificativa	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	Calor e fluxo de calor	24
2.2	Transferência de Calor	25
2.2.1	Condução e a Lei de Fourier	26
2.2.2	Calor Específico e Difusividade Térmica	28
2.3	Convecção	29
2.3.1	Lei de Resfriamento de Newton	31
2.4	Perfil de Escoamento	32
2.4.1	Camada Limite Hidrodinâmica e Camada Limite Térmica	33
2.4.2	Viscosidade	35
2.4.3	Número de Prandtl	37
2.4.4	Número de Reynolds	38
2.5	Radiação Térmica	39
2.6	Placa de circuito impresso do tipo <i>Metal Core</i>	40
2.7	Características do dielétrico em uma MCPCB	41
2.8	Características da Camada Metal Base de uma MCPCB	44
2.9	Simulação por Elementos Finitos	44
2.9.1	Lei de Parede	46
2.9.2	Elementos de Malha	50
2.9.3	Parâmetros de qualidade de malha	51
2.9.4	Estudo de Convergência de Malha	53
2.9.5	Fractais	54
2.10	Trabalhos Correlatos	55
2.10.1	Microcanais de Seção Retangular em Paralelo	60
2.10.2	Microcanais com Estrutura Pinada	63
2.10.3	Microcanais com Geometria de Fractais	64
3	METODOLOGIA	68

3.1	Definir as Condições Iniciais do Cenário de Simulação	68
3.2	Aprender a Utilizar os Diferentes Softwares	69
3.3	Reproduzir Simulações de Artigos Publicados	69
3.4	Definir Parâmetros Geométricos dos Modelos Simulados	69
3.4.1	Parâmetros Dimensionais dos Microcanais Paralelos	69
3.4.2	Parâmetros Dimensionais dos Microcanais de Estrutura Pinada	70
3.4.3	Parâmetros Dimensionais dos Microcanais da Forma Fractal (Rede Tipo H)	72
3.5	Estabelecer as Condições de Contorno	73
3.6	Definir Parâmetros de Geração de Malha	74
3.6.1	Elementos de Malha	74
3.6.2	Refino de Malha na Interface Líquido-Sólido	74
3.6.3	Estudo de Convergência de Malha	75
3.7	Estabelecer Critérios de Aceitação da Simulação CFD	76
3.8	Definir Modelo de Viscosidade	76
3.9	Validar os Resultados	77
3.10	Comparar os Resultados entre as Diferentes Geometrias de Microcanais	78
3.11	Ferramentas Utilizadas	78
3.12	Materiais Utilizados e Propriedades	79
4	RESULTADOS	81
4.1	Simulação com Microcanais de Seção Retangular em Paralelo	81
4.1.1	Estudo de Convergência de Malha	81
4.1.2	Geração de Malha	82
4.1.3	Parâmetros de Qualidade da Malha Gerada	84
4.1.4	Refino de Malha na Interface Líquido-Sólido (Comando Inflation)	85
4.1.5	Aceitação das Simulações Através dos Critérios Residuais	86
4.1.6	Verificação de Convergência das Variáveis de Interesse	88
4.1.7	Verificação do Balanço de Massa	89
4.1.8	Resultados do Perfil de Velocidade do Fluido	91
4.1.9	Resultados do Perfil de Temperatura e Resistência Térmica	96
4.2	Simulação de Microcanais Pinados	99
4.2.1	Escolha do Modelo de Viscosidade Turbulenta	100
4.2.2	Estudo de Convergência de Malha	101
4.2.3	Refino de Malha na Interface Líquido-Sólido (Comando Inflation)	102
4.2.4	Verificação da Variável Y_{plus}	102
4.2.5	Resultados do Perfil de Velocidade do Fluido	103
4.2.6	Resultados do Perfil de Temperatura e Resistência Térmica	104
4.2.7	Comparativo de Resistência Térmica entre Microcanais Paralelos e Microcanais Pinados	106

4.3	Simulação dos Microcanais de Seção Retangular (Canais Paralelos) Utilizando Modelo de Viscosidade Turbulenta	108
4.3.1	Estudo da Influência do Modelo de Turbulência e do Comando <i>Inflation</i> nos Resultados	109
4.3.2	Verificação da variável Y_{plus}	109
4.4	Simulação do Trocador de calor em Forma de Fractal	111
4.4.1	Geração de Malha	111
4.4.2	Refino de Malha na Interface Líquido-Sólido (<i>Comando Inflation</i>)	112
4.4.3	Parâmetros de Qualidade de Malha	113
4.4.4	Resultados do Perfil de Velocidade do Fluido	114
4.4.5	Resultados do Perfil de Temperatura e Resistência Térmica	115
4.5	Simulação de um Microtrocador de Calor	119
4.5.1	Aspectos Geométricos	119
4.5.2	Análise em Regime Permanente	120
4.5.3	Resultados do Perfil de Temperatura	123
5	CONCLUSÃO	125
5.1	Trabalhos futuros	126
	REFERÊNCIAS	127
	APÊNDICES	129
	APÊNDICE A – CONFIGURAÇÃO DE MALHA NO SOFTWARE ANSYS MESHING®: MICROCANAIS EM PARALELO	130
	APÊNDICE B – CONFIGURAÇÃO DE MALHA NO SOFTWARE ANSYS MESHING®: MICROCANAIS DE ESTRUTURA PINADA	131

1 INTRODUÇÃO

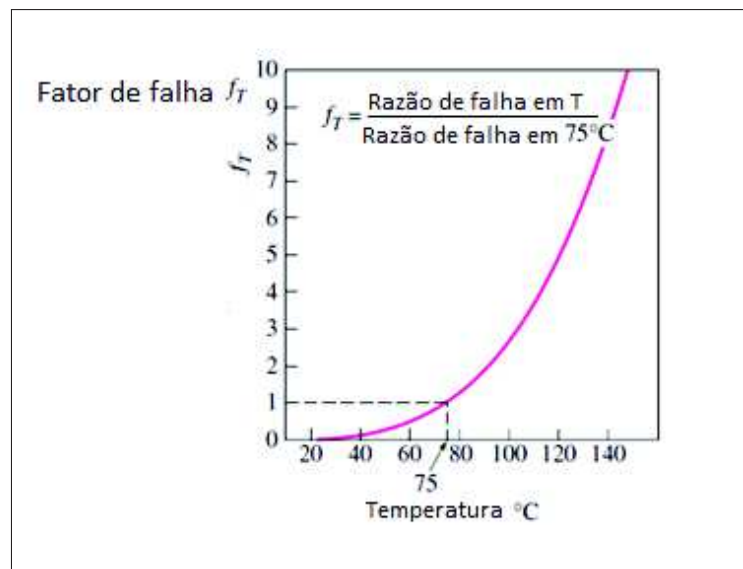
Moore (1965) observou que a cada período de 12 a 18 meses duplica-se o número de transistores por cm^2 (Lei de Moore) e fez o seguinte questionamento: será possível remover o calor gerado por dezena de milhares de componentes em um único chip?

Dispositivos eletrônicos estão em todos os aspectos da vida moderna, seja em brinquedos, aparelhos domésticos, computadores, celulares, *tablets*, equipamentos na área da medicina, indústria automotiva, aplicações militares, na evolução dos sensores MEMS. Em todos estes dispositivos busca-se a miniaturização (maior número de funções, menor espaço ocupado e também a portabilidade).

Entretanto, a miniaturização continuada de sistemas eletrônicos resultou em um aumento do calor gerado por unidade de volume. Se estas altas taxas de geração de calor não forem devidamente controladas na concepção do projeto, elas irão resultar em altas temperaturas de operação, o que põe em risco sua segurança e sua confiabilidade (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

A Figura 1 mostra que a taxa de falha de equipamento eletrônicos aumenta exponencialmente com a temperatura (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Figura 1 – Aumento exponencial da taxa de falhas em função da temperatura



Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

Podemos citar alguns exemplos de geração de falhas em função da temperatura elevada:

- Estresse mecânico nas juntas de solda de componentes eletrônicos em uma placa de circuito impresso. A variação de temperatura pode resultar em fadiga térmica, que resulta em quebra ou rompimento de contatos;

- Incompatibilidade de expansão térmica dos diferentes materiais induz ao estresse mecânico;
- Modificação do desempenho elétrico do dispositivo, alterando os parâmetros operacionais;
- Aumento de correntes de fuga;
- Aceleração do processo de corrosão quando trabalhamos em diferenças elevadas de temperatura;
- Aceleração de processos químicos, como a eletromigração, situação em que os elétrons arrastam material de um canal de condução de um transistor ou de um fio condutor, gerando afinamento no material e posterior ruptura;
- O chip de silício (die) possui um limite máximo de temperatura que não pode ser ultrapassado.

Por esses motivos, diversos autores abordam o tema gerenciamento térmico (*Thermal Management*) de um produto eletrônico, seja ele um componente, um MEMS (*Microelectromechanical Systems*), um circuito integrado, uma placa de circuito impresso ou um produto acabado.

Outro aspecto é a busca de eficiência energética. Neste campo, podemos destacar os diodos emissores de luz (LEDs) de alta potência (elevado calor gerado), que possuem maior brilho e maior eficiência ano após ano. Atualmente, o brilho de um LED de alta potência pode chegar a 100 lm/W e podem ser utilizados em um número maior de campos de atuação, incluindo iluminação de painéis de *display* de cristal líquido LCD (*Liquid Crystal display*), luz principal utilizada em faróis de automóveis, iluminação pública e em ambientes domésticos (HUANG; HUANG; LIN, 2010).

Neste contexto, as placas de Circuito Impresso do tipo *Metal Core* (MCPCB) tem-se apresentado como solução para melhorar a dissipação de calor de LEDs e componentes eletrônicos quando comparadas às placas de circuito impresso tradicional de FR4¹. As placas de circuito impresso do tipo *Metal Core* possibilitam resultados construtivos que diminuem ou isentam a necessidade de grandes dissipadores de calor, resultando na diminuição do tamanho físico e de peso.

1.1 Definição do Tema

A busca pela miniaturização dos componentes eletrônicos, aliado a possibilidade de montá-los muito próximos com o advento da tecnologia de montagem em superfície (SMT),

¹ FR-4 (ou FR4) é uma classificação internacional amplamente aceita para laminados de epóxi reforçado com fibra de vidro (compósito) utilizadas em Placa de Circuito Impresso (PCB) com características retardadora de chama auto-extinguível (*Flame Retardant*) devido às suas características construtivas.

propiciaram o aumento densidade de calor produzido pelos componentes. Frente a este cenário, as técnicas e materiais convencionais utilizados em refrigeração dos produtos eletrônicos não atendem a demanda por resfriamento.

Portanto, novas técnicas de retirada de calor, devem ser avaliadas como alternativas aos tradicionais dissipadores de calor. Uma destas alternativas é construir um trocador de calor na própria placa de circuito impresso, através da circulação de fluido refrigerante em microcanais construídos diretamente na camada metal base de uma placa de circuito impresso do tipo Metal Core.

É com este fim que este trabalho propõe analisar o processo de resfriamento deste trocador de calor em diferentes geometrias e dimensões construtivas de microcanais, tendo como fluido refrigerante água, ar ou outro líquido. Este processo envolve o estudo do escoamento do fluido refrigerante por convecção forçada nas diferentes geometrias de microcanais e a respectiva influência das geometrias estudadas no processo de refrigeração da superfície da placa de circuito impresso.

1.2 Delimitações do Trabalho

Este trabalho limita-se à simulações através de software de dinâmica de fluidos (CFD) de diferentes arranjos de microcanais como trocadores de calor, que poderão ser construídos em uma estrutura de alumínio ou cobre de uma placa de circuito impresso do tipo Metal Core, visando o melhor resultado no resfriamento de componentes eletrônicos.

Este processo envolve o estudo do escoamento do fluido refrigerante por convecção forçada em um arranjo de microcanais, formando um trocador de calor.

Neste trabalho, a camada metal base da placa, considerada inicialmente de alumínio, pode ser projetada para conter um arranjo de trocador de calor, tendo como fluido a água. Para trabalhos futuros, obtendo-se um maior domínio das técnicas de modelagem, teremos possibilidade de avançar em simulações com outros fluidos refrigerantes (jatos sintéticos e processos que envolvam mudança de fase do fluido refrigerante).

1.3 Objetivos

Os objetivos deste trabalho são descritos a seguir de forma mais global no objetivo geral e, em seguida, com detalhamento nos objetivos específicos.

1.3.1 Objetivo Geral

Estudar a dissipação de calor em trocadores de calor formados por microcanais de diferentes geometrias, que possam ser construídos em uma base de alumínio de uma placa de circuito impresso do tipo Metal Core ou em um chip de silício.

1.3.2 Objetivos Específicos

São objetivos específicos deste trabalho:

- Realizar a modelagem destes trocadores de calor construídos por meio de microcanais para a simulação CFD;
- Propor e avaliar diferentes topologias construtivas dos microcanais em busca de melhores resultados na refrigeração de uma PCB;
- Variar aspectos dimensionais e parâmetros operacionais de pressão e vazão do fluido, comparando os resultados obtidos.

1.4 Justificativa

O processo de miniaturização dos componentes eletrônicos propiciaram o aumento da densidade de calor produzido (maior número de Watts por cm^2). No projeto térmico do circuito temos que remover este calor devido aos limites operacionais do circuito integrado, como também isolar o sistema, evitando que o calor gerado se propague para outros componentes. Neste contexto, abre-se um campo de pesquisa em que se buscam novos arranjos construtivos, novos materiais e novas técnicas de refrigeração, no intuito de diminuir os aspectos dimensionais e a própria energia gasta no processo.

Um dos segmentos de pesquisa é a circulação de fluidos refrigerantes em microcanais de diferentes formas construtivas. Um exemplo é o trabalho de pesquisa de Zheng, Zangh e Bakir (2015a) que utiliza como fluido refrigerante água desmineralizada circulando em microcanais construídos com pinos finos de $200\mu\text{m}$ de altura e $150\mu\text{m}$ de diâmetro, com espaçamento na ordem de $225\mu\text{m}$, junto a plataforma *Silicon Interposer*. Esta estrutura permite o empilhamento de circuitos de memórias e circuitos lógicos conectados por ligações curtas, permitindo maior largura de banda na comunicação entre os circuitos, e no aspecto referente à refrigeração, permite a remoção de calor próximo do local gerado, garantindo o isolamento térmico em relação à outros componentes do sistema.

Outra linha de estudo refere-se à tecnologia de materiais utilizados como dielétricos e como solda em uma placa de circuito impresso. No que se refere a dielétricos, busca-se otimizar a relação de menor resistência térmica com o maior isolamento elétrico.

As placas de circuito impresso do tipo *Metal Core* possuem uma base de alumínio ou de cobre em que pode ser base construtiva de diferentes arranjos de microcanais e utilizar diferentes fluidos refrigerantes no processo de refrigeração de componentes eletrônicos. Neste contexto, o domínio das técnicas e ferramentas de simulações CFD podem auxiliar na busca do melhor arranjo construtivo e nos melhores materiais na otimização da remoção de calor e análise térmica

nos diferentes projetos de placas de circuito impresso, diminuindo custos com protótipos e a integração com outros tipos de física, como a eletromagnética e a integridade de sinais.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentado a fundamentação teórica relacionada aos conceitos necessários para a execução deste trabalho. Inicialmente são vistos alguns conceitos básicos relacionados aos mecanismos de transferência de calor, mecânica de fluidos e materiais utilizados. Em seguida, são descritos os principais aspectos ligados às simulações por elementos finitos. Para finalizar, apresentamos alguns trabalhos correlatos ao tema.

2.1 Calor e fluxo de calor

Existem várias formas de energia, como térmica, mecânica, cinética, potencial, elétrica, magnética e nuclear e a soma delas constitui a energia total (E) relacionado a uma determinada massa de um sistema.

Calor está associado ao movimento aleatório de átomos e moléculas. Por definição, calor é a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para o outro em consequência da diferença de temperatura entre eles. Calor é energia térmica e será representada pela letra Q, e a unidade de energia no Sistema Internacional de Unidades é o Joule (J).

A taxa de calor (\dot{Q}) é a energia por unidade de tempo (J/s), que corresponde a potência dada em Watt (W), conforme mostra a Equação 1.

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t} \quad (1)$$

Sendo:

- \dot{Q} é a taxa de calor em Watt (W);
- Q é a energia térmica em Joule (J);
- t é a unidade de tempo em segundos (s).

Energia elétrica é transformada em energia térmica pelo efeito Joule. Sabemos que uma corrente elétrica passando por uma resistência produz uma taxa de calor gerado, o que chamamos de potência elétrica (P) expressa com a unidade de Watt (W), conforme a Equação 2.

$$Q = P = V \cdot I = I^2 \cdot R \quad (2)$$

Sendo:

- P é a potência elétrica em Watt (W), que corresponde a uma taxa de calor gerado;

- V é a diferença de potencial elétrico sobre o dispositivo em Volts (V);
- I é a corrente Elétrica através do dispositivo em Ampere (A);
- R é a resistência à circulação de corrente elétrica em Ohms (Ω).

Por sua vez, o fluxo de calor (\mathbf{q}'') é uma grandeza vetorial (possui módulo e direção) e é dado pela relação entre a taxa de calor (\dot{Q}) por unidade de área, conforme Equação 3.

$$\mathbf{q}'' = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (3)$$

Sendo:

- \mathbf{q}'' é o fluxo de calor na unidade de Watt por metro quadrado (W/m^2);
- \dot{Q} é a taxa de calor em Watt (W);
- A é a medida de área, geralmente em m^2 .

Também podemos expressar a taxa de calor gerado por unidade de volume (\mathbf{q}'''), conforme a Equação 4:

$$\mathbf{q}''' = \frac{\dot{Q}}{Vol} \quad (4)$$

Sendo:

- \mathbf{q}''' é a taxa de calor gerado na unidade de Watt por metro cúbico (W/m^3);
- \dot{Q} é a taxa de calor em Watt (W);
- Vol é a medida de volume, geralmente em m^3 .

O fluxo de calor é relevante para a configuração das condições de contorno da simulação CFD. Neste trabalho utilizamos como referência o software Ansys Fluent para a simulação CFD e podemos especificar tanto um fluxo de calor superficial como também uma fonte de calor por unidade volumétrica (representando por exemplo, a fonte de calor em um bloco).

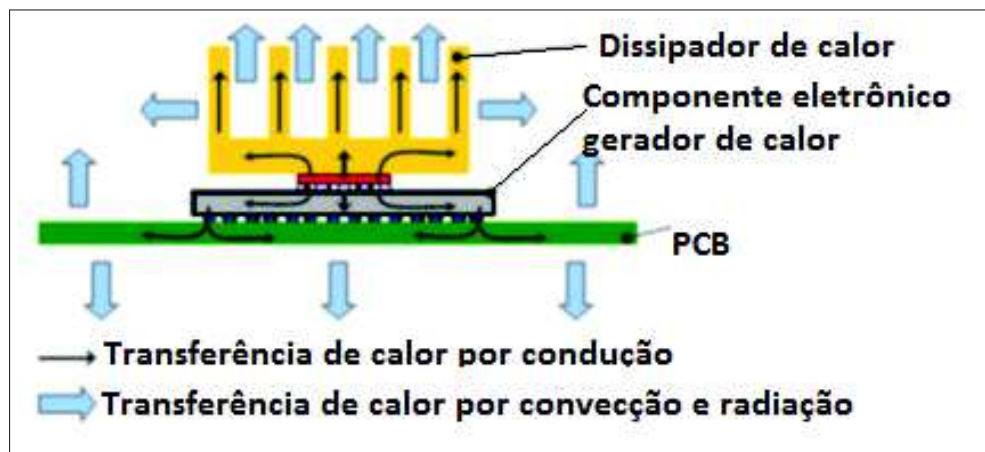
2.2 Transferência de Calor

O calor gerado no chip de silício de um componente eletrônico tem que ser dissipado (removido) para a região de menor temperatura. Três mecanismos de calor estão presentes no processo de dissipação de calor de um componente.

- **Condução:** O calor é transmitido pelo contato entre a fonte geradora de calor (por exemplo o chip de silício) e as diferentes partes do sistema, como o contato com o encapsulamento, as soldas, a placa de circuito impresso, as diferentes camadas da placa e o dissipador de calor.
- **Convecção:** O calor é transmitido pelo contato da superfície externa do sistema (dissipador de calor e a área da placa) com fluido adjacente em movimento forçado ou natural.
- **Radiação:** Emissão de energia em forma de ondas eletromagnéticas entre duas superfícies separadas por vácuo ou ar.

A Figura 2 ilustra estes três mecanismos de transmissão de calor envolvidos em um componente fixado à uma placa de circuito impresso.

Figura 2 – Mecanismos de transferência de calor em uma placa de circuito impresso (PCB)



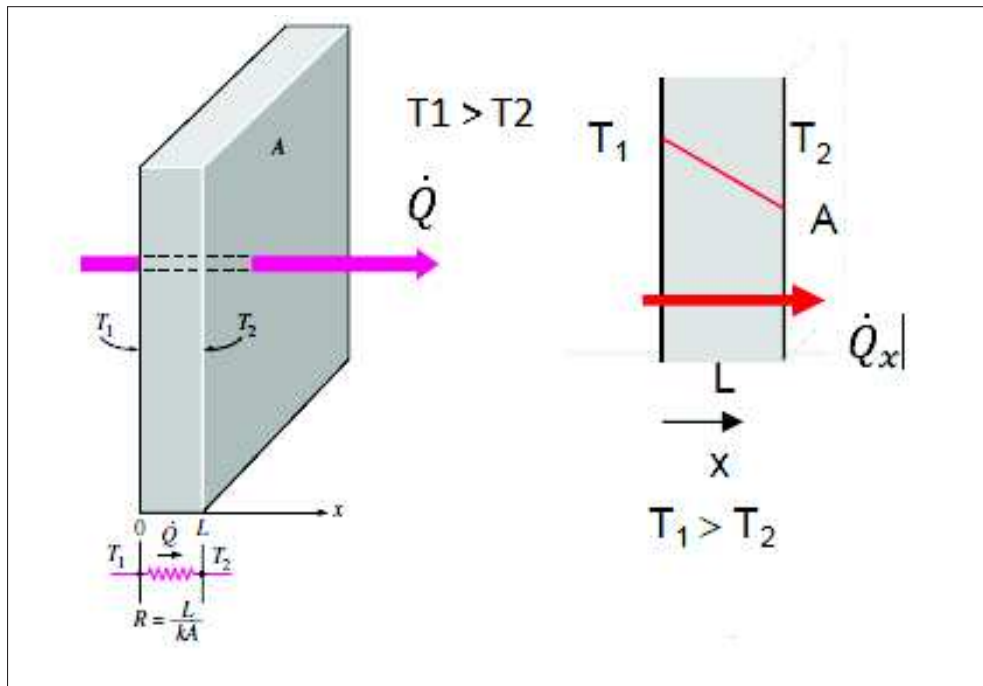
Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

2.2.1 Condução e a Lei de Fourier

Condução é a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para partículas vizinhas adjacentes menos energéticas, como resultado da interação entre elas. A condução pode ocorrer em sólidos ou líquidos e gases estacionários. Em líquidos e gases, a condução deve-se às colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios. Nos sólidos, a condução acontece por causa da vibração das moléculas em rede, e a energia é transportada por elétrons livres.

A taxa de condução de calor através de um meio depende da geometria, da espessura, do tipo de material e da diferença de temperatura ao qual o meio está submetido. A Figura 3 ilustra a taxa de condução de calor, em que a taxa de calor (\dot{Q}) é aplicada em um material com área A e espessura L , considerando que a temperatura T_1 é maior que a temperatura T_2 .

Figura 3 – Figura demonstrativa da Lei de Fourier.



Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Na Figura 3, a temperatura T_1 (superfície à esquerda) é maior que a temperatura T_2 (superfície à direita). O sentido do fluxo de calor é da área de maior temperatura para a área de menor temperatura. Sob condições de regime estacionário, temos a Equação 5:

$$\int_{x=0}^{x=L} \dot{Q} dx = \int_{T_1}^{T_2} -kAdT \quad (5)$$

Sendo que a constante de proporcionalidade k é a condutividade térmica, uma propriedade específica do material ¹.

Considerando a taxa de calor constante na direção x , através da resolução da Equação 5 obtemos a Lei de Fourier conforme a Equação 6:

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} = -kA \frac{(T_2 - T_1)}{L} = kA \frac{(T_1 - T_2)}{L} \quad (6)$$

Desta forma, a Resistência Térmica (R_{term}) da parede pode ser definida conforme a Equação 7, na unidade de $\left[\frac{^{\circ}C}{W} \right]$:

$$R_{term} = \frac{L}{kA} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right] \quad (7)$$

¹ A unidade de condutividade térmica k é expressa em W/mK ou $W/m^{\circ}C$. Não há nenhuma necessidade de conversão de valores pois neste caso, as unidades K ou $^{\circ}C$ expressam uma diferença de temperatura ($T_1 - T_2$).

Como também pode ser expressa pela Equação 8:

$$R_{term} = \frac{T1 - T2}{\dot{Q}} \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right] \quad (8)$$

A condutividade térmica é uma propriedade específica de cada material e um aspecto relevante é o fato de que a condutividade térmica de um determinado material pode sofrer variação de valor em função da temperatura. A tabela 1 mostra a variação da condutividade em função da temperatura, destacando a faixa de 26,85°C à 126,85°C.

Tabela 1 – Tabela mostrando a variação da condutividade térmica em função da temperatura para o cobre e alumínio.

<i>T</i> (K)	<i>T</i> (°C)	Cu <i>k</i> (W/m°C)	Al <i>k</i> (W/m°C)
100	-173,15	482	302
200	-73,15	413	237
300	26,85	401	237
400	126,85	393	240
600	326,85	379	231
800	526,85	366	218

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

2.2.2 Calor Específico e Difusividade Térmica

Calor específico (c_p) é a capacidade que um determinado material possui de armazenar energia térmica (ÇENGEL; GHAJAR, 2012) e é expresso na unidade kJ/kgK .

O calor específico é importante em análises que consideram a variação da temperatura ao longo do tempo (regime transitório).

A título de exemplo, colocamos na tabela 2 um comparativo de condutividade térmica (k) e calor específico (c_p) entre a água e o alumínio.

Tabela 2 – Comparativo das propriedades de condutividade e calor específico da água com o ferro.

Material	<i>k</i> (w/mK)	<i>c_p</i> (kJ/kgK)
Água	0,607	4,18
Alumínio	202,4	0,871

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

Podemos dizer que o alumínio conduz calor 300 vezes mais rápido que a água. Em contrapartida, a água é capaz de armazenar cerca de 5 vezes mais energia que o alumínio. O

produto do calor específico pela massa específica (ρ) é a Capacidade Térmica (c_{term}) do material, na unidade J/m^3K , conforme a Equação 9:

$$c_{ter} = \rho \cdot c_p \left[\frac{J}{m^3s} \right] \quad (9)$$

Tanto o calor específico quanto a capacidade térmica expressam a capacidade de armazenamento de calor de um determinado material, porém o calor específico é expresso em função de sua massa e a capacidade térmica é expressa em função de seu volume.

A Difusividade Térmica (D_t) é a propriedade que representa a velocidade com que o calor se difunde por um determinado material e sua unidade é em m^2/s e é expressa na Equação 10:

$$D_t = \frac{\text{calorconduzido}}{\text{calorarmazenado}} = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (10)$$

Sendo:

- D_t é a Difusividade Térmica expressa em m^2/s .
- k é a Condutividade Térmica expressa em W/mK .
- $\rho \cdot c_p$ é a capacidade térmica em J/m^3K .

O calor específico e a difusividade são propriedades importantes para análises em regime transiente, em que estamos interessados na variação da temperatura em relação ao tempo, fator importante para simulações CFD usadas em caracterização de materiais para processos de soldas e pastas térmicas, em que estamos interessados em avaliar como um material absorve energia térmica e sua condutividade térmica.

2.3 Convecção

Convecção é o mecanismo de transferência de energia entre uma superfície sólida e um fluido (líquido ou gás) adjacentes em movimento quando estão em diferentes temperaturas. Envolve efeitos combinados de condução e movimento de um fluido. Se não houver movimento do fluido, só há transferência de calor por condução.

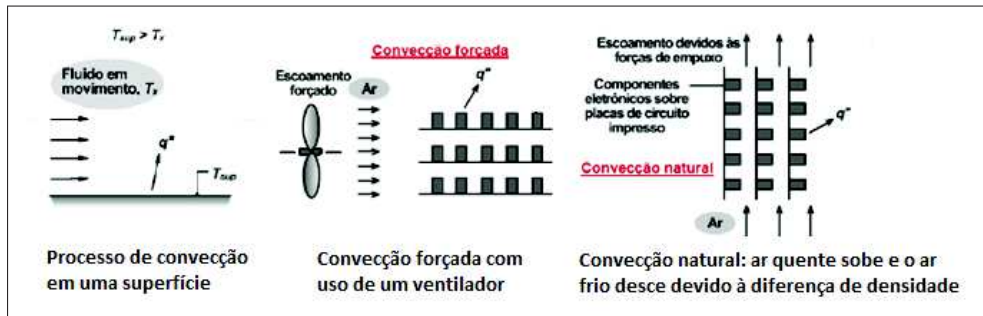
A presença de movimento macroscópico do fluido intensifica a transferência de calor.

A convecção forçada ocorre quando forçamos o movimento do fluido por meios externos, como um ventilador ou uma bomba. A convecção natural é quando ocorre a movimentação do fluido por forças de flutuação causadas pela diferença de densidade do fluido. Esta diferença de densidade é gerada pela variação de temperatura do fluido (ar quente sobe e ar frio desce).

A Figura 4 mostra a ideia básica sobre o processo de convecção, que ocorre pela diferença de temperatura do fluido em movimento em uma superfície, que pode ser externa ou interna (paredes internas de um tubo, por exemplo).

Em um processo de convecção forçada também coexiste a convecção natural, e pode se tornar mais ou menos evidenciada de acordo com a velocidade do fluido (convecção mista).

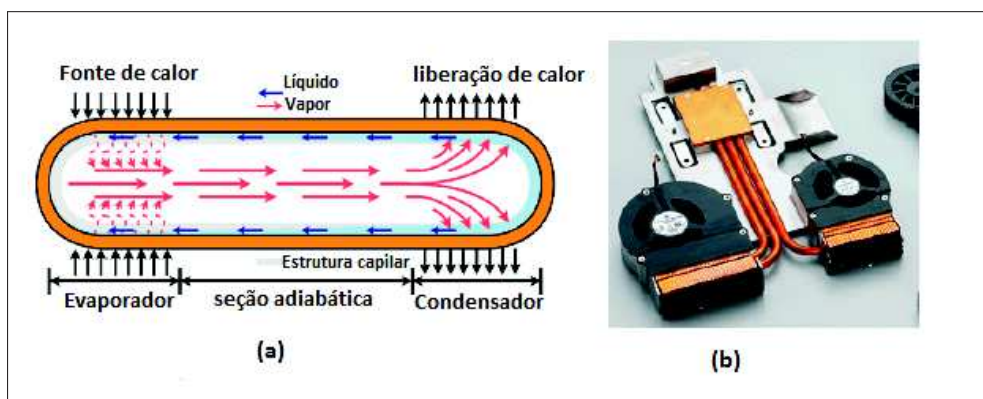
Figura 4 – Figura demonstrativa do processo de convecção forçada e natural.



Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

A convecção também pode ocorrer por mudança de fase. O movimento é induzido pelas bolhas e gotículas do líquido, devido a diferença de densidade em função da temperatura. Um exemplo de convecção por mudança de fase é o que acontece em uma estrutura de um tubo de calor (*Heat Pipe*), em que temos uma região de aquecimento do fluido, uma região onde ocorre a ebulição (região de transformação adiabática) e a região de condensação. Este processo é apresentado na Figura 5 (a). A Figura 5 (b) mostra toda a estrutura para funcionamento de um tubo de calor, tendo a região de aquecimento (fonte de calor) e a região de condensação (dissipadores a ar) utilizados em computador portátil (*notebook*).

Figura 5 – Estrutura de um tubo de calor.



Fonte: Adaptado de Wits e Riele (2010).

2.3.1 Lei de Resfriamento de Newton

A taxa de transferência de calor por convecção é definida pela Lei de Resfriamento de Newton, conforme mostra a Equação 11:

$$\dot{Q} = hA(T_{sup} - T_{\infty}) \quad (11)$$

Sendo:

- \dot{Q} é a taxa de transferência de calor em W ;
- T_{sup} é a temperatura da superfície em graus Celsius ($^{\circ}C$) ou Kelvin (K);
- T_{∞} é a temperatura do fluido longe da influência da superfície em Celsius ($^{\circ}C$) ou Kelvin (K);
- h é o coeficiente de transferência de calor por convecção na unidade de $W/m^2^{\circ}C$ ou W/m^2K .

Podemos observar que a taxa de transferência de calor por convecção é proporcional a diferença de temperatura entre a superfície e o fluido. A dificuldade está em determinar o coeficiente de convecção, que depende de vários fatores tais como:

- Características relativas à geometria da superfície, se o escoamento é interno, externo e a rugosidade da superfície;
- Características relativas à natureza do escoamento devido à velocidade: regime laminar, regime turbulento;
- Características relativas às propriedades do fluido, como massa específica, viscosidade, calor específico, condutividade térmica.

A tabela 3 nos dá uma ideia das faixas de valores de coeficiente de convecção térmica de acordo com o processo de convecção utilizado:

Tabela 3 – Coeficiente de convecção térmica de acordo com o método de convecção.

Processo de Convecção	h (W/m^2K)
Natural com gases	2-25
Natural com líquidos	50-1.000
Forçada com gases	25-250
Forçada com líquidos	50-20.000
Mudança de fase	2.500 - 100.000

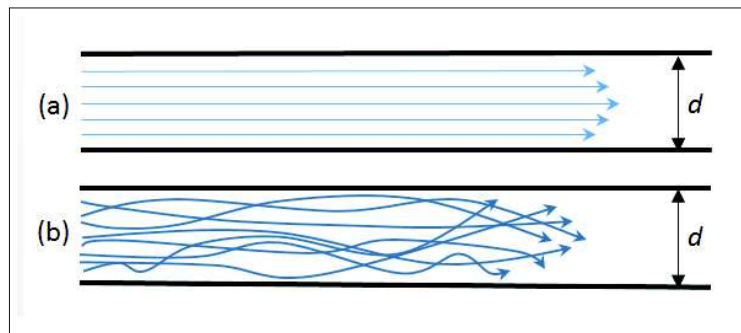
Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

2.4 Perfil de Escoamento

Um escoamento laminar é aquele em que as partículas fluidas movem-se em camadas lisas, ou lâminas; um escoamento turbulento é aquele em que as partículas fluidas rapidamente se misturam enquanto se movimentam ao longo do escoamento, devido às flutuações aleatórias do campo tridimensional de velocidades (MCDONALD; PRITCHARD; FOX, 2014).

Na Figura 6 (a) temos o fluxo laminar, em que as partículas do fluido movem-se em uma única direção. Na Figura 6 (b) temos o regime turbulento, em que as partículas movem-se em diferentes direções e velocidades, misturando-se. Na Figura 6, d representa a distância entre as paredes do tubo.

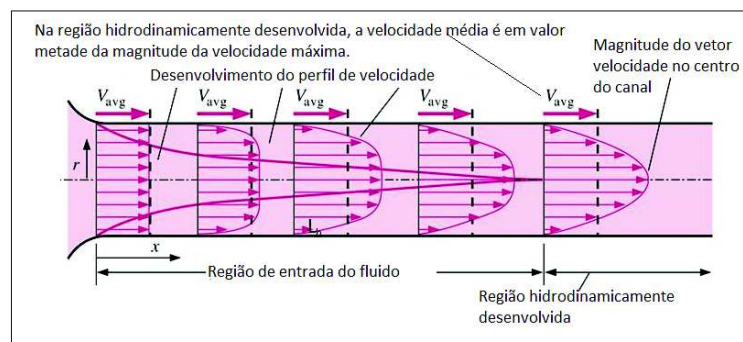
Figura 6 – (a) Fluxo laminar (a) e (b) Fluxo turbulento.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Um fluido ao percorrer um tubo muda seu perfil de velocidade ao longo do comprimento deste. Em um escoamento laminar, observa-se a tendência de crescimento do vetor velocidade em direção ao comprimento do canal (em direção ao ponto de saída do fluido), sendo que a magnitude do vetor velocidade é máxima no centro do tubo somente após o fluido percorrer uma determinada distância da região de entrada do tubo, alcançando a região hidrodinamicamente desenvolvida (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). O desenvolvimento do vetor velocidade é mostrado na Figura 7:

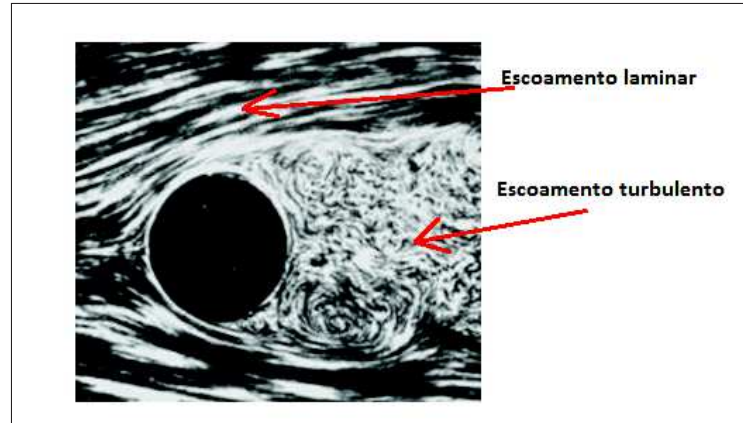
Figura 7 – Perfil de velocidade no interior de um tubo.



Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

A Figura 8 mostra a presença do perfil de escoamento laminar e turbulento presentes quando um fluido em alta velocidade atinge uma esfera ou cilindro.

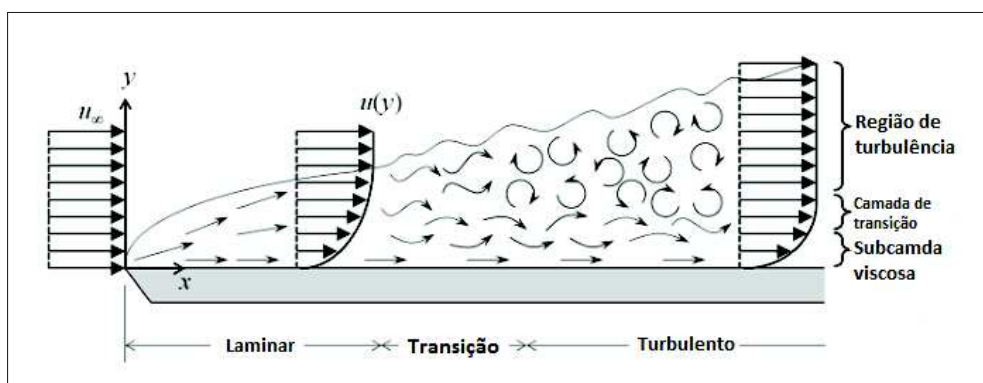
Figura 8 – Perfil de escoamento quando um fluido em alta velocidade atinge uma esfera.



Fonte: Martin (2016)

A Figura 9 mostra didaticamente o perfil de escoamento de um fluido quando atinge uma placa plana na horizontal. O fluido possui uma velocidade e atinge a placa no sentido do eixo x (da direita para a esquerda). Podemos observar a formação de regiões de padrões de escoamento ao longo do comprimento da placa. No início do desenvolvimento do escoamento, o regime é laminar, logo em seguida, temos uma região de transição e o desenvolvimento para o regime turbulento, com a presença de uma subcamada viscosa (laminar) nesta região. A subcamada laminar surge pois na região junto a parede a velocidade do fluido é zero e vai crescendo e tendo um comportamento laminar até um determinado afastamento da parede do tubo.

Figura 9 – Perfil de escoamento em uma placa na horizontal.

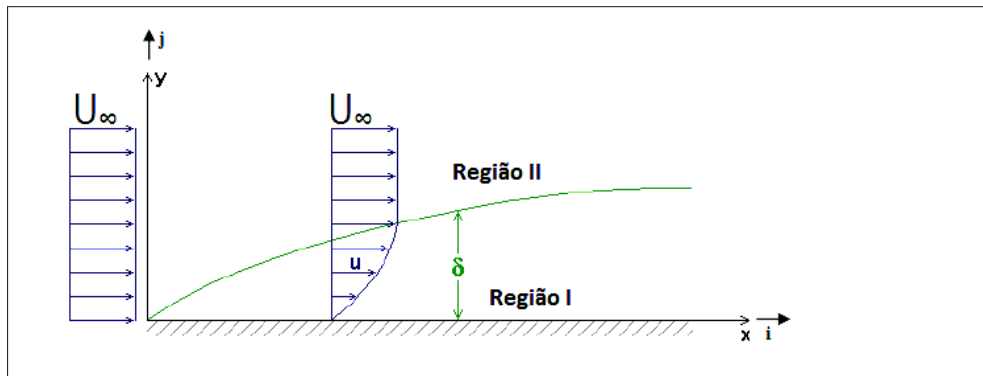


Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

2.4.1 Camada Limite Hidrodinâmica e Camada Limite Térmica

Na Figura 10 podemos observar um perfil de velocidade do fluido quando atinge uma placa plana ou a parede de um tubo. A espessura da camada limite (δ) corresponde a uma distância em que o fluido em movimento não sofre influência da placa ou da parede.

Figura 10 – Perfil de escoamento em uma placa na horizontal em processo de convecção.

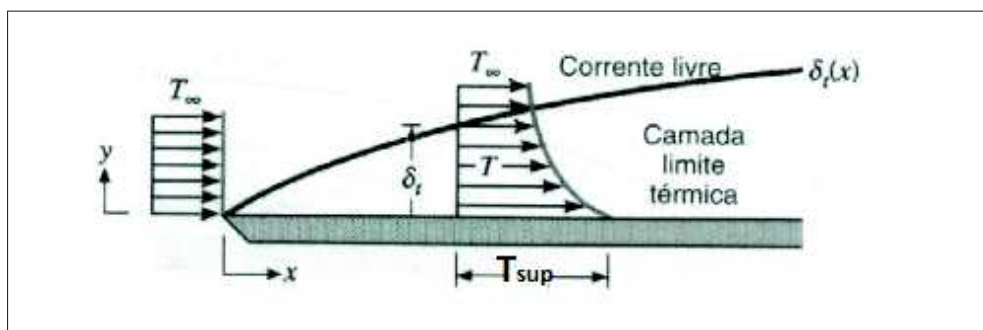


Fonte:Passos (2010).

Todo fluido real é viscoso. As observações experimentais mostram que quando um fluido escoar, paralelamente a uma superfície, as partículas do fluido em contato com a superfície aderem a esta. É como se a viscosidade tivesse o efeito de uma cola. A velocidade relativa fluido-placa na superfície ($y = 0$) é zero ($u = 0$). A Figura 10 apresenta um esquema representativo do perfil de velocidade para um escoamento em regime laminar paralelo a uma placa em repouso. As partículas do fluido aderidas à superfície em $y = 0$, exercem sobre as demais um efeito de frenagem que diminui, à medida que y aumenta até se atingir a região II, onde a velocidade do escoamento é quase uniforme. Na região II, externa à camada limite, a velocidade praticamente não varia com a altura y (PASSOS, 2010).

Em um conceito semelhante, tem-se a camada limite térmica. A Figura 11 mostra o perfil de temperatura de uma placa plana aquecida.

Figura 11 – Perfil de temperatura em uma placa na horizontal em processo de convecção.



Fonte:Çengel e Ghajar (2012).

A temperatura T_{sup} é a temperatura da superfície da placa aquecida. A espessura da camada limite térmica (δ_t) é a distância em relação a superfície aquecida na qual a temperatura do fluido refrigerante (T_∞) não sofre mais influência da placa aquecida.

2.4.2 Viscosidade

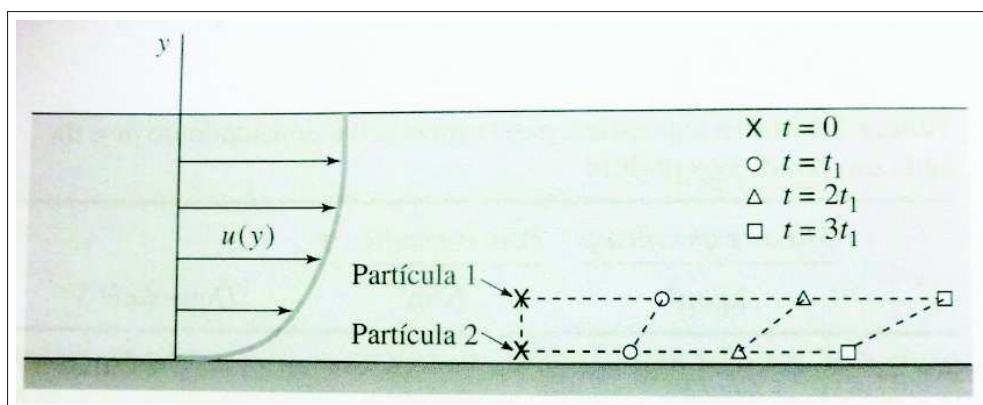
Pode-se pensar na viscosidade como sendo a aderência interna de um fluido. É a propriedade física que caracteriza a resistência de um fluido ao escoamento e é responsável pelas perdas de energia associadas ao transporte de fluidos em dutos, canais e tubulações. Além disso, a viscosidade têm papel primário na geração de turbulência.

Viscosidade é a propriedade associada à resistência que o fluido oferece à deformação por cisalhamento. De outra maneira pode-se dizer que a viscosidade corresponde ao atrito interno nos fluidos devido basicamente a interações intermoleculares, sendo em geral função da temperatura. É comumente percebida como a "grossura", ou resistência ao despejamento. Assim, informalmente dizemos que a água é "fina", tendo uma baixa viscosidade, enquanto óleo vegetal é "grosso", tendo uma alta viscosidade.

A taxa de deformação de um fluido é diretamente ligada à viscosidade do fluido. Para uma determinada tensão, um fluido altamente viscoso deforma-se numa taxa menor que um fluido com baixa viscosidade (POTTER; WIGGERT; RAMADAN, 2014).

Na Figura 18, as partículas do fluido movem-se na direção x com velocidades diferentes, de tal forma que as velocidades das partículas (u) variam com a coordenada y . Duas posições de partículas são mostradas em tempos diferentes. Podemos observar que as partículas movem-se relativamente umas às outras.

Figura 12 – Movimento relativo de duas partículas do fluido na presença de tensão de cisalhamento.



Fonte: Potter, Wiggert e Ramadan (2014).

Podemos definir a viscosidade dinâmica (μ) do fluido pela lei de viscosidade de Newton, conforme a Equação 12:

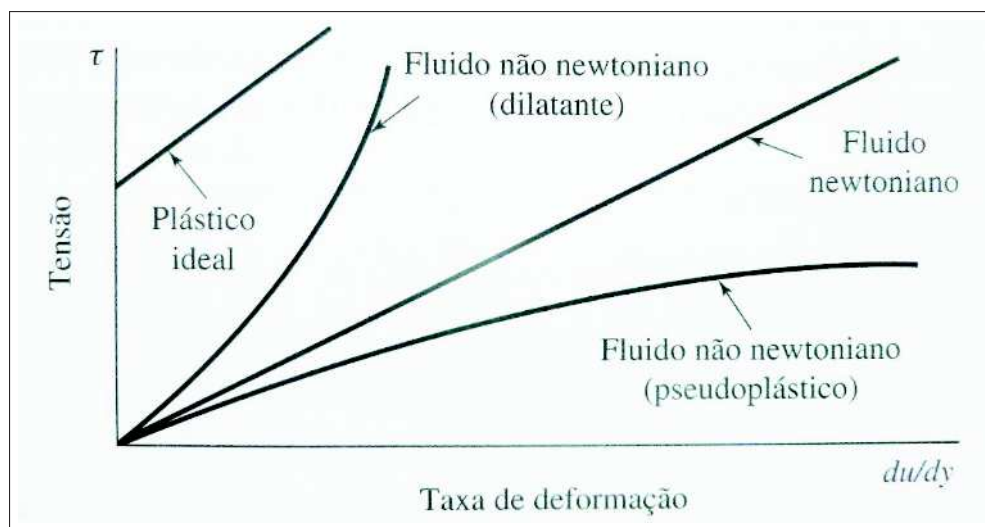
$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (12)$$

Sendo:

- τ é a tensão de cisalhamento na unidade N/m^2 ou Pascal.
- du/dy é um gradiente de velocidade e pode ser interpretado como taxa de deformação ou taxa de cisalhamento, na unidade $1/s$.
- μ é chamada de viscosidade dinâmica do fluido, com unidade de $N \cdot s/m^2$ no Sistema Internacional de unidades. Também pode ser expressa em $kg/m \cdot s$, sendo que $1N \cdot s/m^2$ corresponde a $1kg/m \cdot s$.

Muitos fluidos, como a água ou a maioria dos gases, satisfazem os critérios de Newton e tem um comportamento linear na deformação em função da tensão aplicada. Por isso são conhecidos como fluidos newtonianos. Os fluidos não newtonianos têm um comportamento mais complexo e não linear. As suspensões coloidais, as emulsões e os géis são exemplos de fluidos não newtonianos, assim como o sangue, o ketchup, as suspensões de amido, as tintas e o petróleo. O coeficiente de viscosidade desses fluidos não é constante. isto é mostrado na Figura 13.

Figura 13 – Comportamento dos fluidos newtonianos e não newtonianos.



Fonte:Potter, Wiggert e Ramadan (2014).

Na derivação de equações a viscosidade muitas vezes é dividida pela massa específica (densidade). Desta forma, tornou-se útil definir o conceito de viscosidade cinemática (ν), que possui a unidade correspondente de m^2/s , conforme a Equação 13:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (13)$$

Sendo:

- ν é a viscosidade cinemática, com unidade correspondente de m^2/s

- μ é chamada de viscosidade dinâmica do fluido, com unidade de $N \cdot s/m^2$ no Sistema Internacional de unidades. Também pode ser expressa em $kg/m \cdot s$, sendo que $1N \cdot s/m^2$ corresponde a $1kg/m \cdot s$).
- ρ é a massa específica do fluido no Sistema Internacional de Unidades em kg/m^3 .

A viscosidade sofre variação significativa com a temperatura. A tabela 4 apresenta os valores de massa específica, viscosidade dinâmica e viscosidade cinemática para o fluido água em função da temperatura. Podemos observar na tabela 4 que conforme a temperatura aumenta, a viscosidade diminui.

Tabela 4 – Densidade, viscosidade dinâmica e viscosidade cinemática em função da temperatura

T (°C)	ρ (kg/m^3)	μ ($\times 10^{-3} Kg/m \cdot s$)	ν ($\times 10^{-3} m^2/s$)
0	999,9	1,792	1,792
5	1000,0	1,519	1,519
10	997,7	1,308	1,308
15	999,1	1,140	1,141
20	998,2	1,005	1,007
30	995,7	0,801	0,804
40	992,2	0,656	0,661
50	988,1	0,549	0,556
60	983,2	0,469	0,477
70	977,8	0,406	0,415
80	971,8	0,357	0,367
90	965,3	0,317	0,328
100	958,4	0,284	0,296

Fonte: Adaptado de Potter, Wiggert e Ramadan (2014).

2.4.3 Número de Prandtl

A espessura relativa das camadas limites hidrodinâmica e térmica pode ser melhor expressado pelo parâmetro adimensional Número de Prandtl P_r , que relaciona a difusividade de quantidade de movimento e a difusividade térmica, conforme Equação 14:

$$P_r = \frac{\nu}{\alpha} \quad (14)$$

Sendo:

- P_r é o número adimensional de Prandtl;
- ν é a difusividade cinemática, expressa a difusividade molecular de quantidade de movimento, na unidade de m^2/s ;
- α é a difusividade térmica, também expressa na unidade m^2/s .

O número de Prandtl para os gases, é na faixa de 0,7 a 1, o que indica que tanto a quantidade de movimento quanto a quantidade de calor se difundem mais ou menos na mesma taxa. Para a água o número de Prandtl é na ordem de 10, ou seja, a quantidade de movimento se difunde mais que a difusividade térmica (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

2.4.4 Número de Reynolds

A transição de escoamento laminar para turbulento depende da geometria da superfície, da rugosidade superficial, da velocidade de escoamento, da temperatura da superfície e do tipo de fluido, entre outros fatores (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). O número adimensional de Reynolds caracteriza o regime de escoamento e é a razão entre as forças de inércia para as forças viscosas do fluido, de acordo com a Equação 15:

$$Re_{avg} = \frac{\rho v_{avg} D_h}{\mu} \quad (15)$$

Sendo:

- Re_{avg} é o número adimensional de Reynolds médio por canal, em que podemos ter uma referência se este número esta acima ou abaixo do número de Reynolds Crítico e com isso ter uma definição se o escoamento é laminar ou turbulento;
- ρ é a massa específica do líquido refrigerante em kg/m^3 ;
- V_{avg} é a velocidade média do fluido no interior dos canais em m/s ;
- μ é a viscosidade dinâmica do líquido refrigerante em kg/ms ;
- D_h = diâmetro hidráulico do canal em m .

O escoamento é considerado laminar se o número de Reynolds for inferior ao número de Reynolds Crítico. Acima do valor de número do Reynolds Crítico, o escoamento passa a ter característica de turbulência. Este valor crítico é diferente para diferentes geometrias e condições de escoamento. No caso de tubos, o valor de número de Reynolds crítico é na ordem de 2300 (MCDONALD; PRITCHARD; FOX, 2014).

O diâmetro hidráulico (D_h) é uma relação entre área da seção transversal do canal e o perímetro da seção transversal do canal (ÇENGEL; GHAJAR, 2012), definido conforme a Equação 16:

$$D_h = \frac{4A_{ch}}{P} \quad (16)$$

Sendo:

- D_{hc} = Diâmetro hidráulico em m ;
- A_{ch} = Área da seção transversal do canal em m^2 ;
- P = O Perímetro da seção transversal do canal em m .

2.5 Radiação Térmica

Radiação é energia emitida sob a forma de ondas eletromagnéticas (ou fótons) como resultado das configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas em função de sua temperatura. Todos os corpos com temperatura superior ao $0K$ (zero absoluto) emitem radiação térmica. A radiação é um fenômeno volumétrico e todos os sólidos, líquidos e gases emitem, absorvem ou transmitem a radiação em diferentes graus. No entanto, a radiação térmica é geralmente considerada um fenômeno superficial para os sólidos opacos, como metais, madeira e rochas, uma vez que as emissões produzidas no interior destes materiais não podem chegar a superfície (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Quando uma superfície com uma determinada área superficial A_s e com a respectiva característica de emissividade ε , estando a uma temperatura termodinâmica T_{sup} é completamente delimitada por uma superfície maior (ou preta) a uma temperatura termodinâmica T_{cir} , separada por um gás (como ar) que não intervém na radiação, a taxa de transferência de calor por radiação entre essas duas superfícies é dada pela Equação 17:

$$\dot{Q} = \varepsilon \sigma A_s (T_{sup}^4 - T_{cir}^4) \quad (17)$$

Sendo:

- \dot{Q} é a taxa de transferência de calor em W .
- ε é a propriedade de emissividade para os diferentes materiais, com valores atribuídos entre 0 e 1 ($0 < \varepsilon < 1$).
- σ é a constante de Stefan-Boltzmann, que corresponde a $5,6697 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$.
- T_{sup} é a temperatura da superfície.
- T_{cir} é a temperatura da superfície maior, circundante ao meio de interesse.

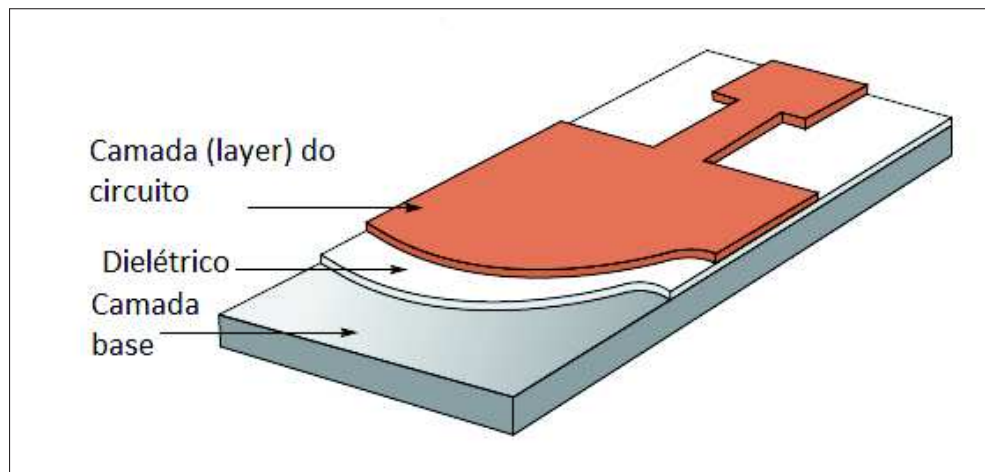
Materiais metálicos polidos, brilhosos possuem valores de emissividade baixos (cobre polido = 0,03; folha de alumínio = 0,07; alumínio anodizado = 0,82). Materiais oxidados em sua superfície tem seu valor de emissividade aumentado. Cobertura de tintas aumenta a emissividade térmica (tinta preta = 0,98, tinta branca = 0,90). Estes valores de emissividade são para a temperatura de 300K (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

2.6 Placa de circuito impresso do tipo *Metal Core*

A placa de circuito impresso do tipo *Metal Core* possui melhor desempenho térmico e mecânico devido à característica de menor impedância térmica quando comparado à uma placa de circuito com FR4. A utilização deste tipo de placa está associada aos componentes construídos com a técnica de montagem em superfície, do inglês *Surface Mount Technology–SMT*. Isto contribui para o menor tamanho físico de um produto eletrônico, podendo eliminar a necessidade de dissipadores de calor ou diminuir o tamanho dos mesmos.

A Figura 14 mostra a estrutura básica de uma placa de circuito impresso do tipo *Metal Core* (*Metal Core Printed Circuit Board-MCPCB*).

Figura 14 – Estrutura de uma placa de circuito impresso do tipo *Metal Core*.

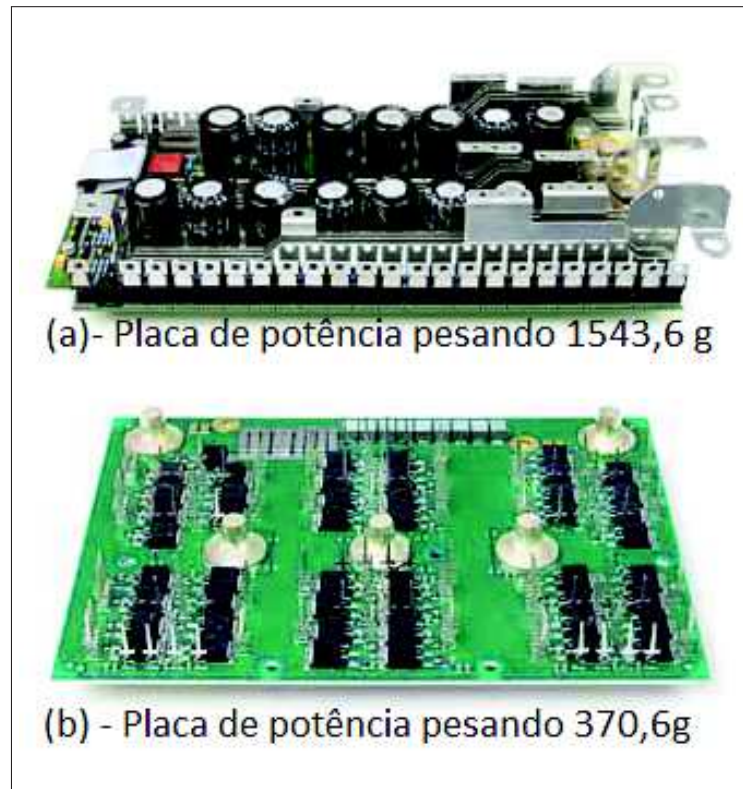


Fonte: Adaptado de Thermal Clad (2011)

Pode-se observar na Figura 14 que a camada do circuito (*layer*) corresponde à uma camada de cobre com uma faixa de espessura entre 0,5 oz a 10 oz (18 – 350 μ m). Nesta Figura temos somente uma camada de circuito, mas é comum termos circuitos realizados com múltiplas camadas de cobre.

A Figura 15 mostra o aspecto evolutivo de um projeto com placa MCPCB. Pode-se observar na Figura 15 (a) um exemplo de uma placa com 66 componentes do tipo transistor com efeito de campo (*Field Effect Transistor-FET*), com encapsulamento do tipo TO-220 fixados em dissipadores e 15 capacitores eletrolíticos com altura elevada, com o peso total da placa em 1543,6 g. Na Figura 15 (b), pode-se observar uma placa que possui a mesma função, com 48 FETs com encapsulamento SMD (dispositivo de montagem em superfície, do inglês *Surface Mount Device-SMD*), utilizando capacitores também SMD e pesando 370,6g.

Figura 15 – Estrutura de uma placa de circuito impresso do tipo Metal Core.



Fonte: Adaptado de Thermal Clad (2011)

2.7 Características do dielétrico em uma MCPCB

O dielétrico em uma MCPCB oferece características de isolamento elétrico com resistência térmica menor (condutividade térmica maior) em relação ao FR4. É de fundamental importância para a modelagem térmica de um circuito ter o entendimento das diferentes propriedades do dielétrico em uma placa de circuito impresso. O avanço dos diodos emissores de luz (LEDs) de alta potência, alto brilho, maior eficiência energética e sua perspectiva de uso em iluminação pública e automotiva, fez aumentar a intensidade e relevância das pesquisas sobre materiais dielétricos, em especial os utilizados em MCPCB.

A condutividade térmica de um dielétrico produzido a partir de uma fibra de vidro impregnada de uma resina epóxi é muito baixa (no máximo $3W/mK$). Huang, Huang e Lin (2010) traz em uma abordagem geral de como aumentar a condutividade térmica de um dielétrico. As resinas epóxi são polímeros de cadeias longas e são submetidas a processos que acrescentam algumas estruturas cristalinas (monômeros) na estrutura amorfa da resina. Estas cadeias cristalinas inseridas no material majoritariamente amorfo são fundamentais para o aumento da condutividade térmica da resina. Além disso, também é necessário acrescentar na composição do dielétrico um grande número de agentes de enchimento, como cargas inorgânicas (ou orgânicas).

A escolha da carga inorgânica para enchimento depende do custo e das propriedades

que queremos na PCB. Diamante teria alto custo, mas excelente condutividade térmica e baixo coeficiente de expansão térmica. Óxido de Berílio tem boa condutividade, mas alta toxicidade. Carboneto de Silício (SiC) possui condutividade alta, mas tornaria o processo de perfuração de uma PCB mais difícil. A opção ideal seria um nitreto ou carboneto, que possui condutividade maior que a dos óxidos (HUANG; HUANG; LIN, 2010). A tabela 5 mostra as propriedades de condutividade térmica e coeficiente de expansão térmica de alguns materiais de enchimento.

Tabela 5 – Tabela mostrando condutividade térmica e coeficiente de expansão térmica de alguns materiais de enchimento

	Material	CTE ($ppm/^{\circ}C$)	$k(w/m^{\circ}C)$
Inorgânicos	SiO_2	05-14	1-10
	Al_2O_3	7,1	18-37
	Si_3N_4	2,3	30-100
	SiC	3,7	65-270
	AlN	3,3	230
	BeO	6,8	240
	BN	3,7	300
	Diamante	2,3	2000
Orgânicos	FR4	15,8	0,2
	PI (polimida)	50	0,2
	Teflon	20	0,2

Fonte: Adaptado de (HUANG; HUANG; LIN, 2010)

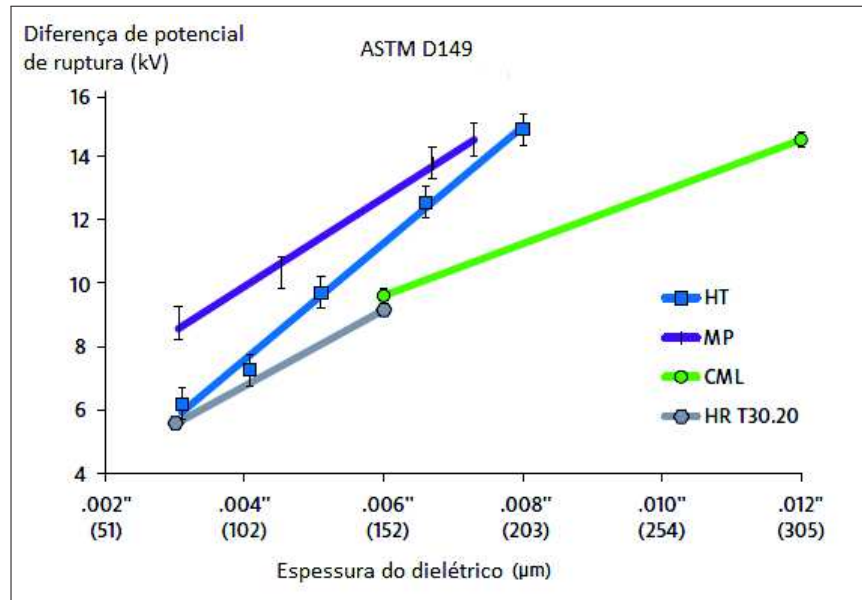
O catálogo ThermalClad[®] Selection Guide (2011) traz uma série de informações referente a caracterização da placa MCPCB e as propriedades dos dielétricos de sua fabricação. O ThermalClad[®] é um dielétrico formado por uma mistura de cerâmica com polímero (blend) e oferece uma transferência de calor superior, quando comparado ao FR4, ajudando no resfriamento dos componentes montados na camada de cobre pela técnica de montagem em superfície. De acordo com as características térmicas e elétricas dos dielétricos na fabricação, os dielétricos são classificados como:

- Tipo HPL: dielétrico utilizado em LEDs de alta potência (*High Power Lighting*);
- Tipo HT: dielétrico utilizado em alta temperatura (*High Temperature*);
- Tipo MP: múltiplos usos (*Multi-Purpose*);
- Tipo CML: laminado para materiais de circuitos (*Circuit Material Laminate*).

O material dielétrico é encontrado com espessura de $38\mu m$ a $229\mu m$, dependendo da necessidade de isolamento. O tipo de material e a espessura do dielétrico muda conforme o tipo de aplicação. Por exemplo, existem materiais dielétricos mais adequados para aplicações com LEDs de alta potência, e dielétricos mais adequados para circuitos de acionamento de motores, devido à máxima diferença de potencial de ruptura (tensão de ruptura) que o material suporta.

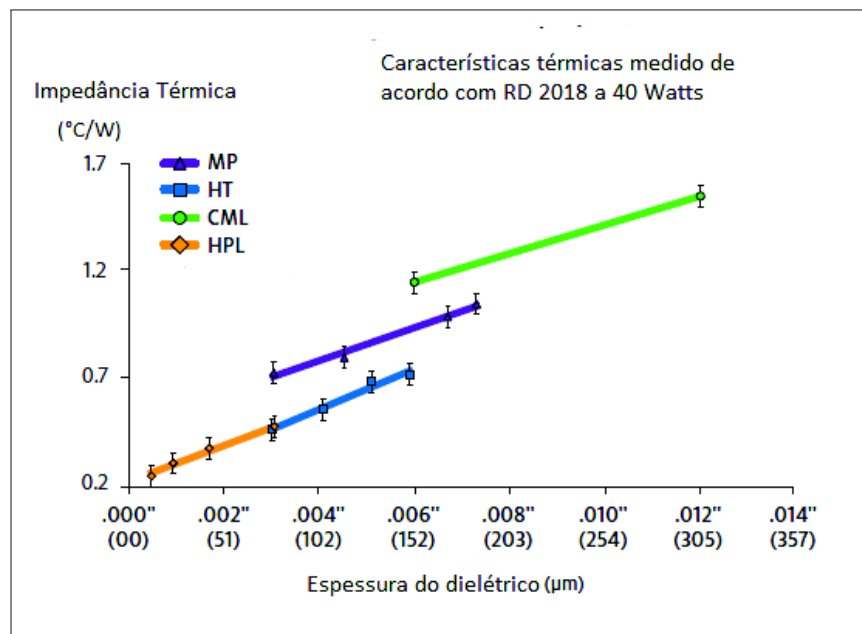
A Figura 16 apresenta a relação de tensão de ruptura conforme o tipo de dielétrico e sua espessura. A Figura 17 apresenta a relação de impedância térmica em função do tipo do dielétrico e sua espessura.

Figura 16 – Tensão de ruptura em função do dielétrico.



Fonte: Adaptado de Thermal Clad (2011).

Figura 17 – Impedância térmica em função do dielétrico.



Fonte: Adaptado de Thermal Clad (2011).

Conforme discutido na seção 3.12, não foi utilizado material dielétrico nas simulações deste trabalho. O objetivo foi manter a metodologia apresentada nos artigos de Chiu et al. (2011) e Chiu et al. (2012). Para trabalhos futuros, em simulação de trocador de calor de microcanais

em uma placa de circuito impresso do tipo Metal Core, com presença de componentes (como LEDs), é fundamental para a simulação térmica a correta caracterização do material dielétrico envolvido.

2.8 Características da Camada Metal Base de uma MCPCB

A camada base é frequentemente de alumínio, porém outros metais como o cobre também podem ser utilizados. A função da camada base é dissipar o calor gerado por um componente específico, resfriando o componente e distribuindo o calor gerado por toda a placa de circuito impresso.

A espessura mais utilizada é de $1,57\text{mm}$ em alumínio, mas outras espessuras, conforme as necessidades da aplicação, também são encontradas. De acordo com o catálogo Thermal Clad (2011), espessuras de até $4,83\text{mm}$ para a camada de alumínio e de até $3,18\text{mm}$ para o cobre.

Se houver necessidade de conexão elétrica à placa base, ocorrendo a utilização de vias elétricas ou térmicas, é importante corresponder os coeficientes de expansão térmica do circuito com a placa base. Nesta situação, o cobre é mais recomendável como placa base, evitando o estresse mecânico excessivo dos furos metalizados (vias elétricas ou térmicas), que irão ocorrer durante os ciclos térmicos.

No aspecto custo, os materiais mais rentáveis para a utilização como metal base são o alumínio e o cobre. O cobre é mais caro que o alumínio, mas pode se tornar mais competitivo se as considerações do projeto permitirem a utilização de uma base mais fina. O catálogo ThermalClad[®] Selection Guide (2011) traz uma relação de custos em que uma base de cobre com espessura de 1mm é igual ao custo de uma base de $3,2\text{mm}$ de espessura de alumínio.

2.9 Simulação por Elementos Finitos

Este trabalho se utilizará de simulações através do método de elementos finitos para a resolução de problemas computacionais com dinâmica de fluidos (CFD), por meio do software o Ansys Fluent[®]. Portanto esta seção apresenta alguns conceitos importantes referente ao assunto.

O domínio do problema é discretizado em um conjunto finito de volumes de controle, que são os diferentes elementos de geração de malha, que por sua vez podem ser no formato de tetraedros, hexaedros e prismas, de acordo com a geometria e a física estudada.

As equações de Navier-Stokes são um conjunto de equações diferenciais que traduzem a relação entre as três variáveis mais preponderantes na descrição de um escoamento, nomeadamente a temperatura (T), pressão (p) e os vetores velocidade nas três direções ($\mathbf{v}, \mathbf{u}, \mathbf{x}$). Estas equações são o enunciado matemático de três princípios físicos no qual se baseia a mecânica dos fluidos (CASTRO; LIMA, 2013):

- Princípio da conservação de massa, expressa em Equação de continuidade.
- Princípio da conservação da quantidade de movimento (Segunda Lei de Newton).
- Princípio da conservação da energia (Primeira Lei da Termodinâmica).

Chiu et al. (2011), Chiu et al. (2012) e McDonald, Pritchard e Fox (2014) mostram as equações fundamentais para o escoamento laminar incompressível e em regime estacionário, utilizadas na solução da simulação CDF pelo software Ansys Fluent.

A Equação de conservação de continuidade é mostrado na Equação 18:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (18)$$

As equações da conservação da quantidade de movimento nas direções x,y,z é mostrada nas equações 19, 20 e 21:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} u + \frac{\partial u}{\partial y} v + \frac{\partial u}{\partial z} w \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (19)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} u + \frac{\partial u}{\partial y} v + \frac{\partial u}{\partial z} w \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (20)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} u + \frac{\partial u}{\partial y} v + \frac{\partial u}{\partial z} w \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (21)$$

A equação de conservação de energia é mostrada na Equação 22:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k_l}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (22)$$

Sendo:

- u, v, w são as velocidade nas direções x, y e z respectivamente;
- T é a temperatura e p a pressão;
- k_l, c_p e ρ as propriedades do fluido de condutividade térmica, calor específico e massa específica do fluido respectivamente.

As equações diferenciais parciais de Navier-Stokes não são lineares para a maioria das situações reais, o que torna difícil ou impossível soluções analíticas. A forma de contornar este problema é a solução por volumes finitos, que transforma as equações diferenciais parciais em equações algébricas e as integra utilizando técnicas numéricas que relacionam as propriedades de cada volume de controle com os volumes de controle circundantes (CASTRO; LIMA, 2013).

Para a modelagem de turbulências, vários conceitos matemáticos são utilizados de acordo com a complexidade de modelos de turbulência e o processo físico que queremos resolver via CFD. O que ocorre é o aumento da complexidade das equações parciais de Navier-Stokes com a introdução de novos parâmetros de modelagem. Explicar cada modelo de turbulência e todas as equações e modelagens envolvidas saem do escopo deste trabalho. Porém é de extrema importância escolher o modelo de turbulência adequado ao processo físico envolvido, pois um modelo de turbulência que serve para resolver transferência de calor em microcanais não resolve corretamente o fluxo em um ciclone.

Como referência de estudo aos modelos de turbulência, Souza et al. (2011) aborda os modelos de turbulência e os conceitos envolvidos na sua modelagem matemática. Castro e Lima (2013) também aborda a avaliação de modelos de turbulência para ejetores. Outras referências sobre modelos de turbulência são o guia do usuário do software Ansys Fluent (ANSYS Fluent, 2013) e os livros clássicos de mecânica dos fluidos dos autores McDonald, Pritchard e Fox (2014) e Potter, Wiggert e Ramadan (2014).

Citamos aqui algumas opções de modelos de turbulência que podem ser configurados no software Ansys Fluent[®]:

- O modelo $k - \varepsilon$ de duas equações de transporte, sendo uma para energia cinética turbulenta k e outra Equação para a taxa de dissipação da turbulência ε . Este modelo prioriza as turbulências localizadas mais afastadas da parede de um tubo. Outra variante deste modelo é o modelo RNG $k - \varepsilon$ (*Renormalization Group Method*) e o modelo Realizable $k - \varepsilon$. O que muda é a formulação nestes modelos da viscosidade turbulenta (μ_t) e da Equação de transporte ε ;
- O modelo $k - \omega$ utiliza uma Equação modificada da Equação de transporte $k - \varepsilon$ e a Equação de transporte para a taxa de dissipação específica ω . É utilizado para modelar a turbulência mais próxima as paredes de um tubo;
- O modelo $k - \omega$ SST (*Shear Stress Transport*) é uma variante do modelo $k - \omega$, e tenta realizar um misto entre o modelo $k - \varepsilon$ (aplicado na região mais longe da parede do tubo) e o modelo $k - \omega$, sendo este aplicado mais próximo das paredes dos tubos (sub camada viscosa).

2.9.1 Lei de Parede

Na seção 2.4.2, foi visto o conceito da lei de viscosidade de Newton e os conceitos de viscosidade dinâmica e viscosidade cinemática. Substituindo na lei de Newton a viscosidade dinâmica pela viscosidade cinemática, temos a Equação 23:

$$\tau = \rho \nu \frac{du}{dy} \quad (23)$$

Sendo:

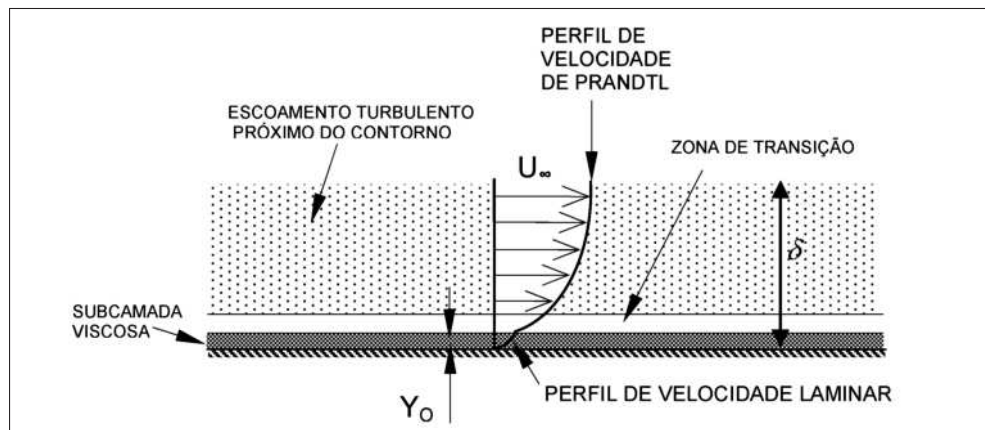
- τ é a tensão de cisalhamento na unidade N/m^2 ou Pascal.
- ρ é a massa específica do fluido no Sistema Internacional de Unidades em kg/m^3 .
- du/dy é um gradiente de velocidade e pode ser interpretado como taxa de deformação ou taxa de cisalhamento, na unidade $1/s$.
- μ é chamada de viscosidade dinâmica do fluido, com unidade de $N \cdot s/m^2$ no Sistema Internacional de unidades. Também pode ser expressa em $kg/m \cdot s$, sendo que $1N \cdot s/m^2$ corresponde a $1kg/m \cdot s$.

Integrando a Equação 23, podemos obter a expressão que governa o perfil de velocidade em função do cisalhamento, na medida em que nos afastamos da parede de um tubo (y):

$$u = \frac{\tau}{\rho\nu}y \quad (24)$$

Junto a parede (em $y = 0$), a velocidade é zero, e muito próximo a parede, na camada sublaminar, devido as forças viscosas, existe um perfil diferente de velocidade conforme mostrado na Figura 18:

Figura 18 – Diferença de perfil de velocidade diferente na camada sublaminar.



Fonte:(SOUZA et al., 2011).

O conceito de velocidade de atrito (u_t), também chamado de velocidade de cisalhamento, considera a tensão de cisalhamento na superfície (τ_0), conforme Souza et al. (2011) e Potter, Wiggert e Ramadan (2014). Isto é apresentado na Equação 25:

$$u_t = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \quad (25)$$

A relação entre a velocidade do fluido e a velocidade de atrito é uma relação adimensional de velocidade e é conhecida como U^+ (U_{plus}):

$$U^+ = \frac{u}{u_t} \quad (26)$$

A relação entre velocidade de atrito e a viscosidade cinemática expressa uma relação de comprimento adimensional chamada de Y^+ (Y_{plus}).

$$Y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} y}{\nu} \quad (27)$$

Relacionando as equações 26 e 27, temos a Equação 28, válida como lei de parede para a região de subcamada linear.

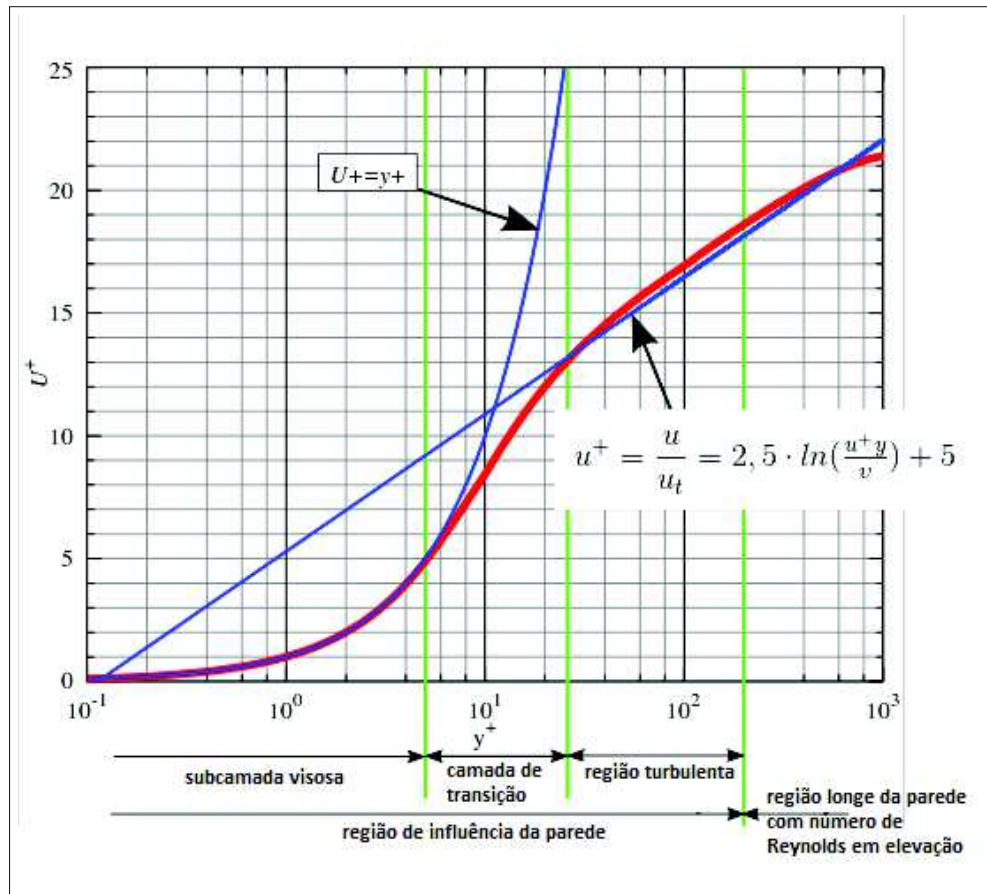
$$U^+ = \frac{u}{u_t} = \frac{\sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} y}{\nu} = Y^+ \quad (28)$$

Para a subcamada turbulenta, os efeitos da inércia dominam e o escoamento é turbulento. Nesta região a tensão de cisalhamento (τ) varia suavemente com a distância à parede. Então, na subcamada turbulenta, vale uma relação logarítmica de lei de parede conforme a Equação 29:

$$\frac{u}{u_t} = 2,5 \cdot \ln\left(\frac{u^+ y}{\nu}\right) + 5 \quad (29)$$

O gráfico 19 apresenta as relações empíricas para escoamento em tubo liso, mostrando a variação de U^+ em função de Y^+ para as regiões de fluxo laminar e turbulento, conforme a lei de parede.

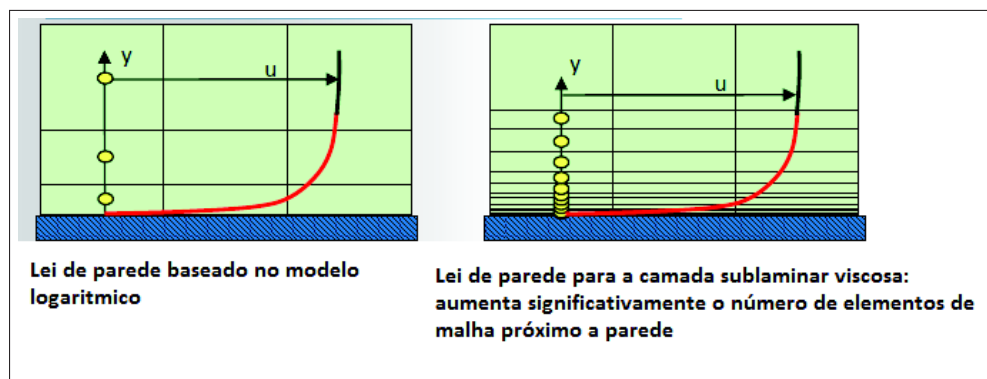
Figura 19 – Lei de parede em função de y^+ .



Fonte: Adaptado de ESSS (2016)

Conforme o interesse da simulação, temos que escolher o melhor modelo de lei de parede. Se a subcamada laminar é de interesse da simulação, temos que aumentar o número de elementos de malha junto à parede, e como consequência ocorre o aumento significativo o número de elementos de malha. Isto é mostrado na Figura 20:

Figura 20 – Refino de malha de acordo com a lei de parede.



Fonte: Adaptado de tutorial de treinamentos ANSYS Fluent (2013)

Nosso caso envolve a transferência de calor solido-fluido e é extremamente importante

respeitarmos a leis de parede para a camada sublaminar .

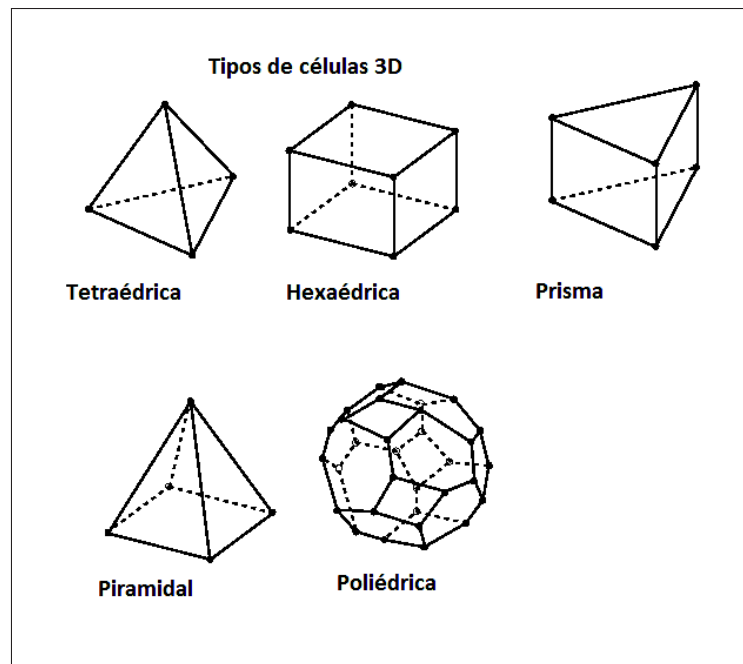
O processo de refino de malha junto à parede é feito através do comando *Inflation*, no software de geração de malha (programa Ansys Meshing[®]), conforme discutido na seção 3.6.2.

A comprovação de que temos elementos de malha suficientemente próximo à camada sublaminar viscosa pode ser observada através do pós-processamento no software Fluent[®], em que verificamos na interface sólido-fluido o valor da variável Y^+ , que deve ser menor que 2, conforme consultoria da empresa ESSS, que presta assistência no Brasil sobre o uso dos pacotes de software da Ansys[®].

2.9.2 Elementos de Malha

A Figura 21 apresenta os elementos de malha para células em 3 dimensões.

Figura 21 – Principais elementos de malha em 3 dimensões.



Fonte: Adaptado de ANSYS Fluent (2013)

O tipo de elemento de malha deve estar adequado à física do problema estudado e aos recursos computacionais disponíveis. Utilizamos neste trabalho elementos de malha tetraédricos, hexaédricos e prismáticos.

Na etapa geração de malhas para o domínio sólido (bloco de alumínio) foram utilizados elementos tetraédricos. Os elementos tetraédricos são os elementos que melhor se adaptam a um volume 3D e o software Ansys Meshing[®] possui algoritmos específicos para geração deste tipo de malha. Embora apresente maior facilidade na geração de malhas, uma malha com elementos tetraédricos pode gerar um grande número de elementos e isto muitas vezes exige maior capacidade de memória (recurso computacional).

A malha hexaédrica pode ser utilizada quando conhecemos uma propriedade física predominante em uma direção. Por exemplo, nos microcanais paralelos, o fluxo é laminar e o vetor velocidade é maior em uma determinada direção. Neste caso, a malha hexaédrica é adequada e reduz significativamente o número de elementos gerados quando comparado à geração de uma malha tetraédrica. Por este motivo, no caso dos trocadores de calor com microcanais em paralelos e de microcanais com estrutura de fractal foi definido para o domínio fluido elementos de malha hexaédricos. Nos microcanais com estrutura pinada, foi definido para o domínio fluido elementos de malha prismáticos e hexaédricos, pois os elementos prismáticos facilitam a geração de malha no contorno dos pinos.

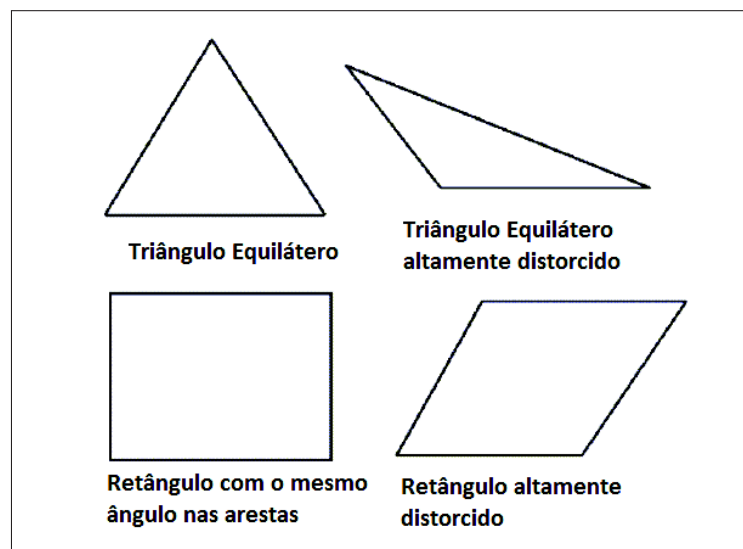
2.9.3 Parâmetros de qualidade de malha

Para verificar a qualidade da malha gerada no software Ansys Meshing[®], utilizamos os parâmetros Ortogonalidade e Skewness².

Skewness (assimetria) é uma das medidas de qualidade primária para uma malha. Este parâmetro determina o quão perto do ideal (isto é, equilátero ou equiângulo) uma face de célula ou célula é (ANSYS Meshing, 2010).

A Figura 22 mostra à direita elementos não apresentando distorção e à esquerda elementos distorcidos.

Figura 22 – Distorção de elementos de malha, parâmetro Skewness.



Fonte: Adaptado de ANSYS Meshing (2010).

A tabela 7 mostra a faixa de valores do parâmetro Skewness e a correspondente qualidade do elemento de célula.

² O termo Skewness pode ser traduzido como assimetria ou distorção

Tabela 6 – Faixa de valores de Skewness e qualidade de malha.

Valor do Skewness	Qualidade da célula
0 - 0.25	excelente
0.25 - 0.50	muito boa
0.5 - 0.8	boa
0.8 - 0.94	aceitável
0.95 - 0.97	ruim
0.98 - 1.00	inaceitável

Fonte: Adaptado de ANSYS Meshing (2010).

Por definição, Skewness com valor igual a 0 indica uma célula equilátera (melhor caso) e Skewness com valor igual a 1 indica uma célula completamente degenerada. Valores elevados de Skewness não são aceitáveis porque as equações de solução assumem que as células são relativamente equiláteras e equiângulas (ANSYS Meshing, 2010).

A ortogonalidade de uma célula é calculada utilizando um cálculo vetorial que leva em conta os vetores normais às faces, os vetores a partir do centro de uma célula para o centroide de cada uma das células adjacentes, e o vetor a partir do centro de uma célula para cada uma das faces (ANSYS Meshing, 2010).

A qualidade ortogonal para uma célula é calculada como a quantidade máxima computada para cada face de índice i , conforme as equações 30 e 31. O que está sendo calculado nestas duas equações é o cosseno do ângulo formado por vetores normais à face e vetores que têm origem no centroide da célula em direção ao centroide da face, como também o cosseno do ângulo formado entre o centroide da face e o centroide da célula adjacente. O valor mais próximo de 1 indica o quanto estes vetores estão alinhados na mesma direção e portanto representam uma menor distorção.

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|} \quad (30)$$

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{c}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{c}_i|} \quad (31)$$

Sendo:

- \vec{A}_i o vetor normal a face de ordem i ;
- \vec{f}_i o vetor do centróide da célula para o centróide da face i ;
- \vec{c}_i o vetor do centróide da célula para o centróide da célula adjacente com a qual a face faz contato.

A faixa de valores do parâmetro de qualidade ortogonalidade vai de 0 – 1, sendo que valor igual a 0 significa um elemento de péssima qualidade e o valor igual a 1 representa um valor de ótima qualidade (ANSYS Meshing, 2010).

Tabela 7 – Parâmetro Ortogonalidade e qualidade de malha.

Valor do Ortogonalidade	Qualidade da célula
0 - 0.001	inaceitável
0.001 - 0.14	ruim
0.15 - 0.2	aceitável
0.2 - 0.69	boa
0.7 - 0.95	muito boa
0.95 - 1	excelente

Fonte: Adaptado de ANSYS Meshing (2010).

Geralmente, procura-se manter o valor mínimo de ortogonalidade $> 0,25$, ou o Skweness < 0.95 . Entretanto, isto pode depender da localização da célula e a física de interesse.

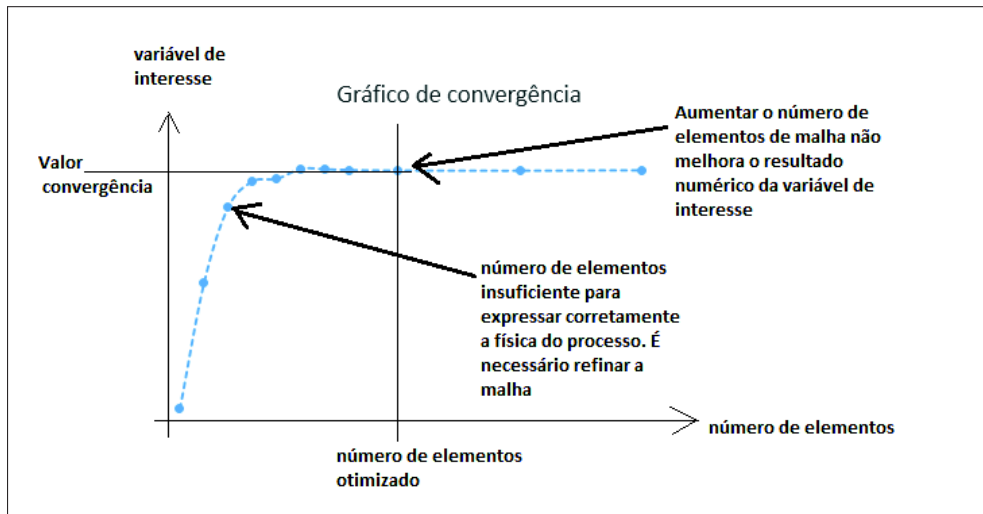
2.9.4 Estudo de Convergência de Malha

Ao realizar a geração de malhas para uma análise por elementos finitos (em nosso caso, uma análise CFD), é fundamental praticar o estudo de convergência de malha, que consiste em realizar simulações com um refinamento progressivo da malha (aumentando portanto o número de elementos e de nós), verificando se o resultado numérico de uma variável de interesse não se modifique significativamente com o aumento do número de elementos. Desta forma, garantimos:

- Um número mínimo de elementos de malha que consiga representar corretamente o processo físico e obter um bom resultado da variável de interesse;
- Não demandar de excessos de recursos computacionais ao produzir uma malha com um grande número de elementos. Isto traz impacto na quantidade de memória e no maior tempo de processamento para obter resultados.

A Figura 23 apresenta a ideia básica sobre convergência de malha.

Figura 23 – Estudo de convergência de malha.

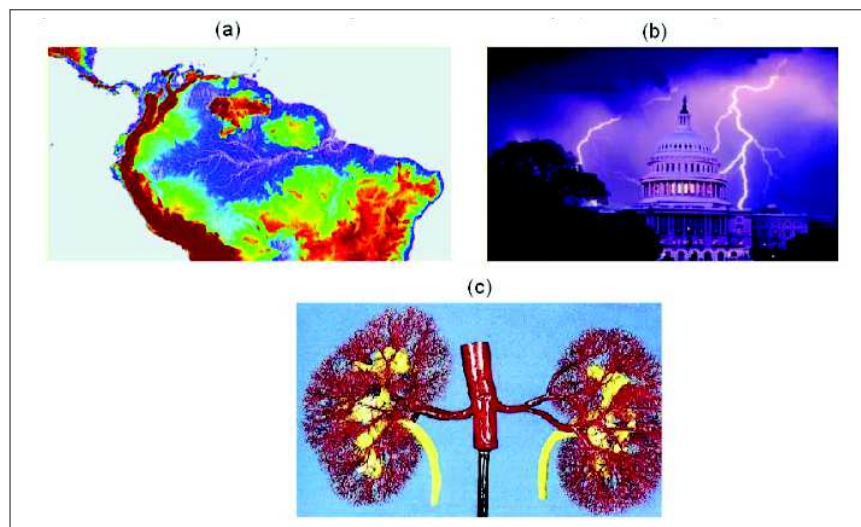


Fonte: Elaborado pelo autor.

2.9.5 Fractais

Como proposta deste trabalho, foi simulado um trocador de calor utilizando como geometria de microcanais uma rede de fractal do tipo H. Rede de fractais existem nos mais variados ramos da ciência. Podemos ter como exemplo de rede de fractais a distribuição de rios em uma bacia hidrográfica (Figura 24 a), a descarga elétrica de um raio em uma tempestade (Figura 24 b) e o sistema arterial dos rins (Figura 24 c).

Figura 24 – Exemplos de fractais.



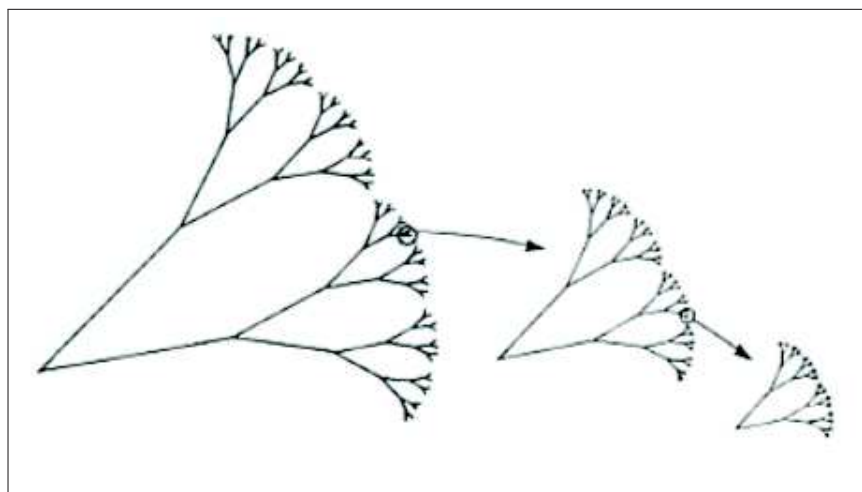
Fonte: Assis et al. (2008).

As principais propriedades que caracterizam os fractais são a auto-semelhança, a complexidade infinita e as suas dimensões. A auto-semelhança é identificada quando uma porção, de uma Figura ou de um contorno, pode ser vista como uma réplica do todo, numa escala

menor (ASSIS et al., 2008).

A Figura 25 mostra o exemplo de uma estrutura fractal construída iterativamente, retratando a característica de auto-similaridade. A construção desta estrutura inicia-se com uma fita de um dado comprimento e provida de uma certa largura. A metade superior é substituída por dois galhos com metade tanto de comprimento como de largura, com os "galhos" formados sempre com um mesmo ângulo. Este processo continua até que um fractal na forma de uma árvore é gerado. Para infinitas iterações, verifica-se a complexidade infinita da estrutura (ASSIS et al., 2008).

Figura 25 – Exemplo de estrutura fractal.



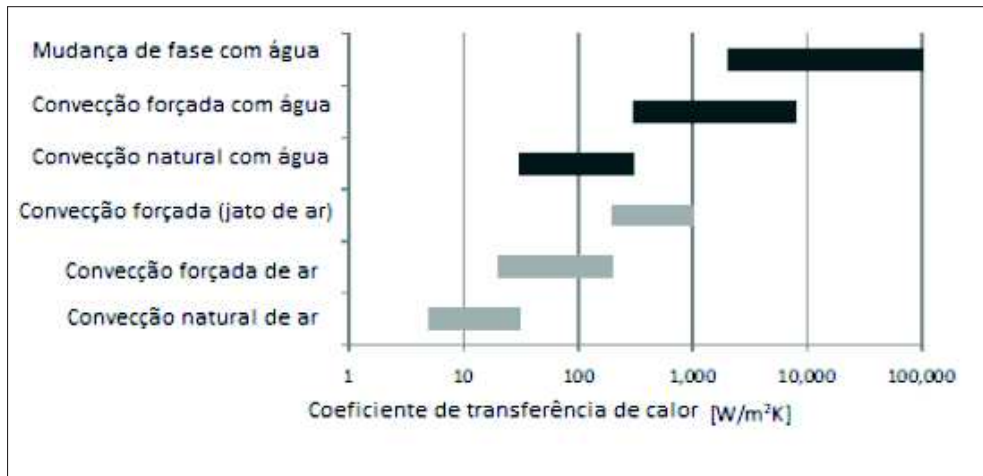
Fonte: Assis et al. (2008).

2.10 Trabalhos Correlatos

A elevada geração de calor em componentes ou sistemas eletrônicos gera a necessidade de estudo de novas técnicas de refrigeração.

Wits (2008) apresenta uma comparação entre várias técnicas de refrigeração em termos de coeficientes de transferências de calor.

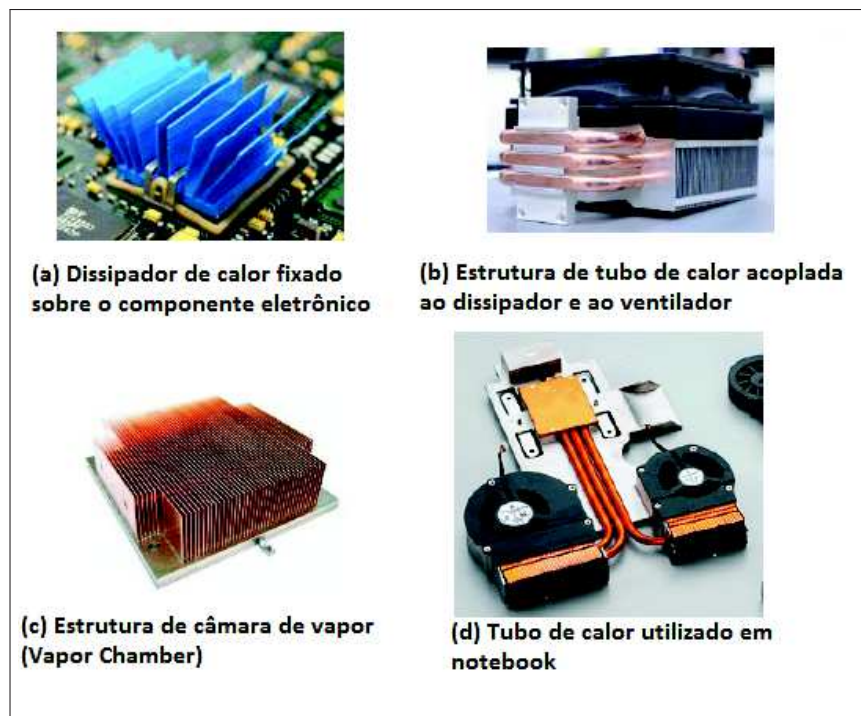
Figura 26 – Técnicas de refrigeração e a faixa de coeficiente de convecção.



Fonte: Wits (2008).

Na maioria das vezes, não existe uma técnica de refrigeração isolada, mas uma integração entre as diferentes técnicas. Wits e Riele (2010) e Wits (2011) abordam a integração dos diferentes métodos de refrigeração. A Figura 27 (a) mostra a utilização de dissipador de calor sobre a superfície. A Figura 27 (b) mostra a estrutura de tubo de calor acoplado ao dissipador e ao ventilador. A Figura 27 (c) mostra a estrutura de Câmara de Vapor (*Vapor Chamber*), fixado sobre o dispositivo a ser refrigerado. A Figura 27 (d) mostra um tubo de calor utilizado em computador portátil (*notebook*).

Figura 27 – Técnicas de refrigeração fixadas no dispositivo à ser refrigerado.

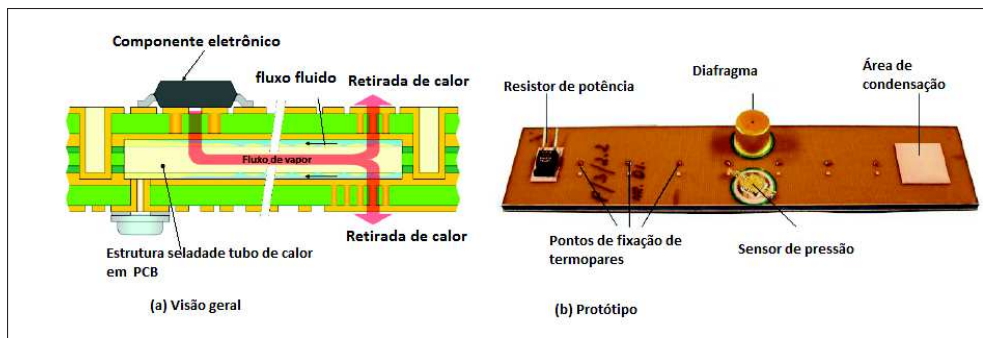


Fonte: Adaptado de Wits e Riele (2010).

Os trabalhos de Wits e Riele (2010) e Wits (2011) dão ênfase as técnicas de refrigeração por jatos de ar e a construção de tubos de calor na própria placa de circuito impresso de FR4. Nesse tipo de construção, é necessário a construção de microcanais de condução de fluido diretamente no dielétrico da placa.

A Figura 28 (a) apresenta uma estrutura de um tubo de calor acoplada à uma placa de circuito impresso e a visão geral de funcionamento. A Figura 28 (b) apresentada o protótipo construído Wits e Riele (2010).

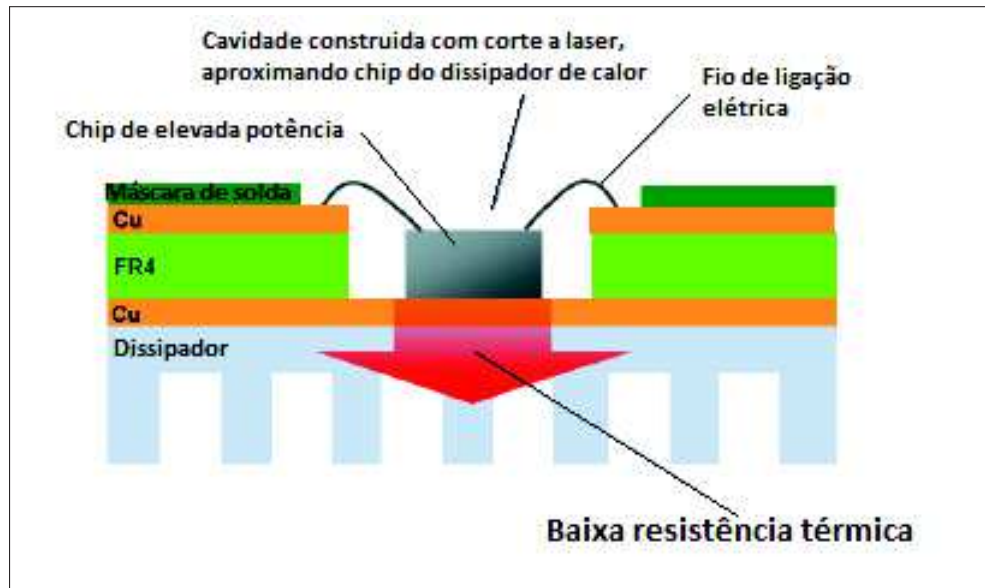
Figura 28 – Tubo de calor em placa de circuito impresso.



Fonte: Wits e Riele (2010).

Langer et al. (2014) comparam resultados de resistências térmicas no processo de dissipação de calor de LEDs fixados em uma PCB com FR4 como dielétrico (através de vias térmicas), com LEDs fixados em uma MCPCB. A estrutura MCPCB apresentou menor resistência térmica no processo de dissipação de calor dos LEDs. No mesmo trabalho, também destacam a melhora do desempenho térmico por construção de cavidades na placa de circuito impresso, com técnicas de corte à laser, colocando o dispositivo gerador de calor mais próximo do metal dissipador de calor. O exemplo deste caso é em uma placa FR4, mas também é utilizado em placas MCPCB. Isto é mostrado na Figura 29.

Figura 29 – Fixação do componente mais próximo ao dissipador em placa de FR4.



Fonte: Adaptado de Langer et al. (2014).

Podemos observar dos trabalhos de Wits e Riele (2010) e de Langer et al. (2014) que existe a busca de soluções térmicas com ênfase na placa de circuito impresso.

Oueslati, Therriault e Martel (2008) propõem canais para construção de um trocador de calor com circulação de água diretamente na camada do dielétrico (FR4) de uma placa de circuito impresso. Para a construção de micro canais, abordam a utilização de tinta orgânica fugitiva sobre um substrato intermediário de cobre, preenchimento com resina (FR4) e a colocação de tubos no início e no fim do canal. Esta tinta preenche ranhuras elaboradas por micro usinagem em um laminado de cobre. Com a utilização de uma bomba de vácuo e submetendo a estrutura à um processo de aquecimento, elimina-se a tinta orgânica fugitiva. na sequência, faz-se a eliminação completa desta tinta com circulação forçada de água, limpando o residual de tintas destes microcanais

A visualização das vias construídas é o aspecto dimensional destas vias é apresentada na Figura 30:

Figura 30 – Microcanais construídos em dielétrico de FR4.



Fonte: Adaptado de Oueslati, Therriault e Martel (2008).

Outro aspecto presente no trabalho de Oueslati, Therriault e Martel (2008) é o fato que ele relaciona as principais equações teóricas e as variáveis envolvendo fluxo de água no interior dos microcanais para tubos circulares, trazendo as relações matemáticas envolvendo o número de Reynolds, diâmetro hidráulico, comprimento do canal, viscosidade, fator de atrito, e a diferença de pressão entre entrada e saída dos tubos. O resultado de seus experimentos foi uma diferença de temperatura de 25 °C entre a temperatura de entrada do fluido e a temperatura medida no fluido próximo ao ponto de geração de calor, para um fluxo de calor estimado de $6,7 \text{ W/cm}^2$, com uma vazão de água de refrigeração de 17 ml/min , em um regime laminar de escoamento. Os autores não realizaram ensaios variando o diâmetro dos canais.

Wits e Riele (2010), no que se refere a microcanais em estruturas de tubo de calor, aborda os efeitos da gravidade. Seu protótipo de tubo de calor em uma PCB é submetido à orientação horizontal e vertical, analisando-se o efeito da gravidade. A orientação vertical refere-se à situação em que o fluido de trabalho desce para o evaporador assistido por gravidade. Para uma potência de entrada de 2,5 W, o tubo de calor comportou-se de forma semelhante para ambas orientações. Quando aplicado uma potência de entrada de 10 W no tubo de calor, houve prejuízo no desempenho do tubo de calor na posição vertical devido à presença de gases não condensáveis bloqueando o fluxo na região do condensador devido à problemas no processo de enchimento do tubo. O tubo de calor foi também testado na posição vertical com o fluido de trabalho subindo para o evaporador (gravidade em oposição ao sentido de fluxo) e neste caso o tubo de calor não funcionou.

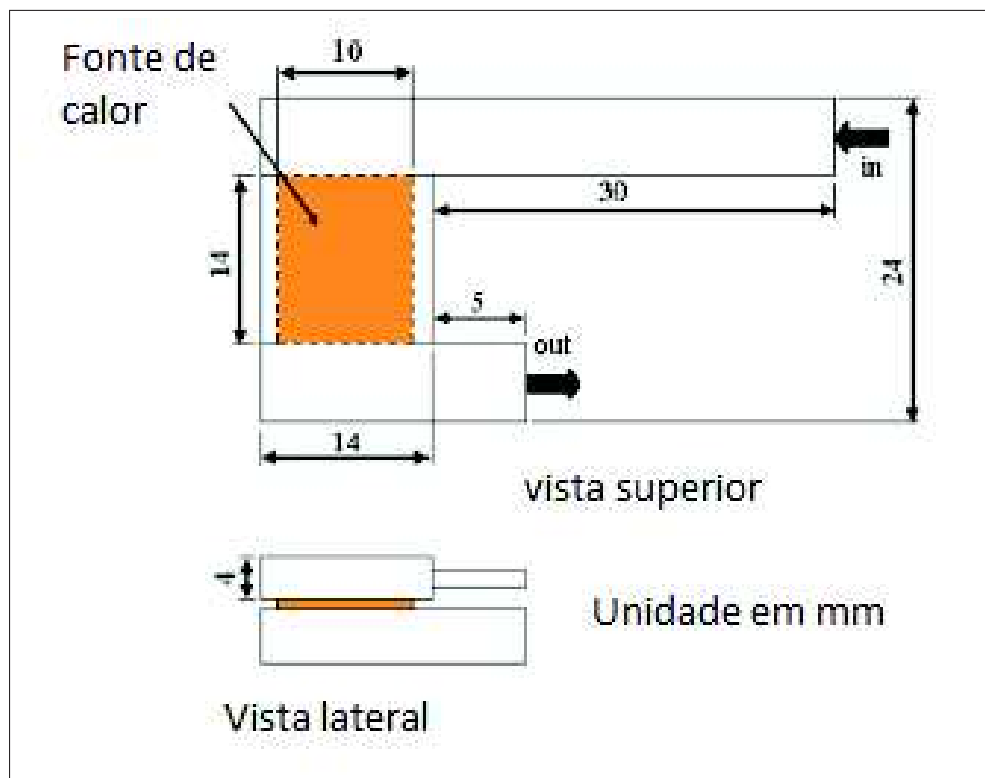
O trabalho de Mielli (2008) propõe a elaboração de um sensor de vazão aplicado em sistemas microfluídicos, e destaca a diferença de comportamento físico dos fluidos quando confinados em situações microscópicas. Em micro escala, o número de Reynolds é muito baixo, menor do que o valor de número de Reynolds Crítico, o que significa que o escoamento em dispositivos microfluídicos é laminar.

2.10.1 Microcanais de Seção Retangular em Paralelo

Chiu et al. (2011) apresentam o estudo de transferência de calor em microcanais de seção retangular. Neste trabalho os autores realizam uma comparação dos resultados obtidos em simulação CFD com o ensaio experimental, sendo que o software utilizado para as simulações CFD foi o Ansys Fluent[®]. Os valores obtidos com a simulação ficaram muito próximos dos valores experimentais. Ao medir a diferença de temperatura do centro da superfície de calor e a temperatura de entrada do fluido ($T_{max} - T_{in}$), o pior resultado apresentado foi uma diferença em torno de $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre o valor simulado e o experimental para uma geometria com Razão de Aspeto (*Aspect Ratio*) = 7,9 e Porosidade = 53 %, sendo uma potência aplicada de 21 W.

A Figura 31 mostra a vista superior e a vista lateral do protótipo, destacando a área da fonte de calor. Abaixo da área em destaque (região de $14\text{ mm} \times 10\text{ mm}$), estão os canais de seção retangular.

Figura 31 – Vista superior e lateral do trocador de calor.



Fonte: Chiu et al. (2011).

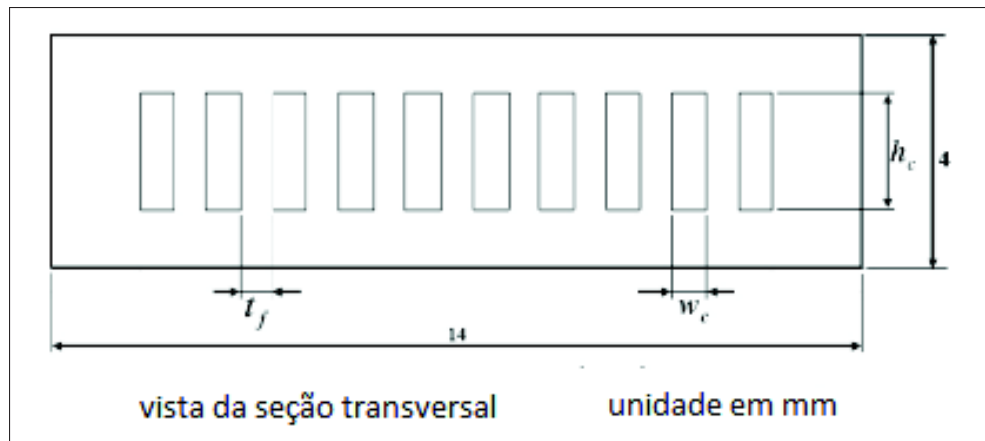
Na Figura 32 temos uma vista em corte de seção transversal dos microcanais de seção retangulares. A altura do canal (h_c) é fixado em 2 mm , tendo como parâmetros de variação dimensional a largura e o espaçamento entre os canais de seção retangular. Os trabalhos de (CHIU et al., 2011) e de (CHIU et al., 2012) apresentam os seguintes parâmetros dimensionais:

$$\text{Porosidade}\% = \frac{\sum W_c}{\sum W_c + \sum t_f} * 100 \quad (32)$$

$$RazodeAspecto = \frac{h_c}{W_c}, \quad (33)$$

A Porosidade expressa uma relação de espaçamento entre os canais e influencia no número total de canais. A Razão de Aspecto expressa uma relação entre altura (h_c) e a largura do canal (W_c). A altura do canal h_c é um valor fixo de 2 mm.

Figura 32 – Vista da seção transversal dos microcanais.



Fonte: Chiu et al. (2011).

Chiu et al. (2011) buscaram a geometria de largura e espaçamento entre os canais que oferece a menor resistência térmica. Conforme o artigo, o valor da resistência térmica (R_{th}) é definida conforme a Equação:

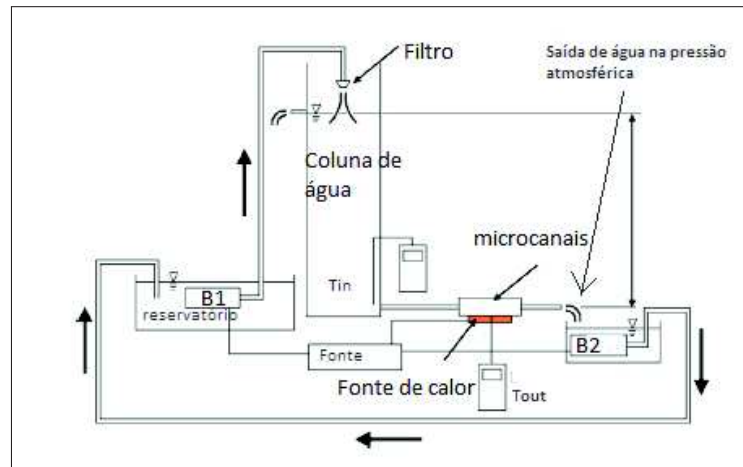
$$R_{th} = \frac{T_{max} - T_{in}}{\dot{Q}} \quad (34)$$

Sendo na Equação (34):

- R_{Th} a Resistência térmica em $^{\circ}C/W$;
- T_{max} é a temperatura medida com um termopar fixado a 5mm de profundidade da superfície da fonte de calor. A T_{in} é a temperatura de entrada do fluido utilizado (água em $25^{\circ}C$);
- \dot{Q} é a potência elétrica aplicada como fonte de calor de 21 W sob uma área de 140 mm^2 . Dividindo a potência aplicada pela área correspondente, resultando em um fluxo de calor superficial de 150000 W/m^2 .

A Figura 33 apresenta uma visão geral da parte experimental utilizado no artigo Chiu et al. (2011), mostrando as medições de temperatura de entrada do fluido, temperatura na superfície, fonte de calor e controle da pressão de entrada através da altura de coluna de água.

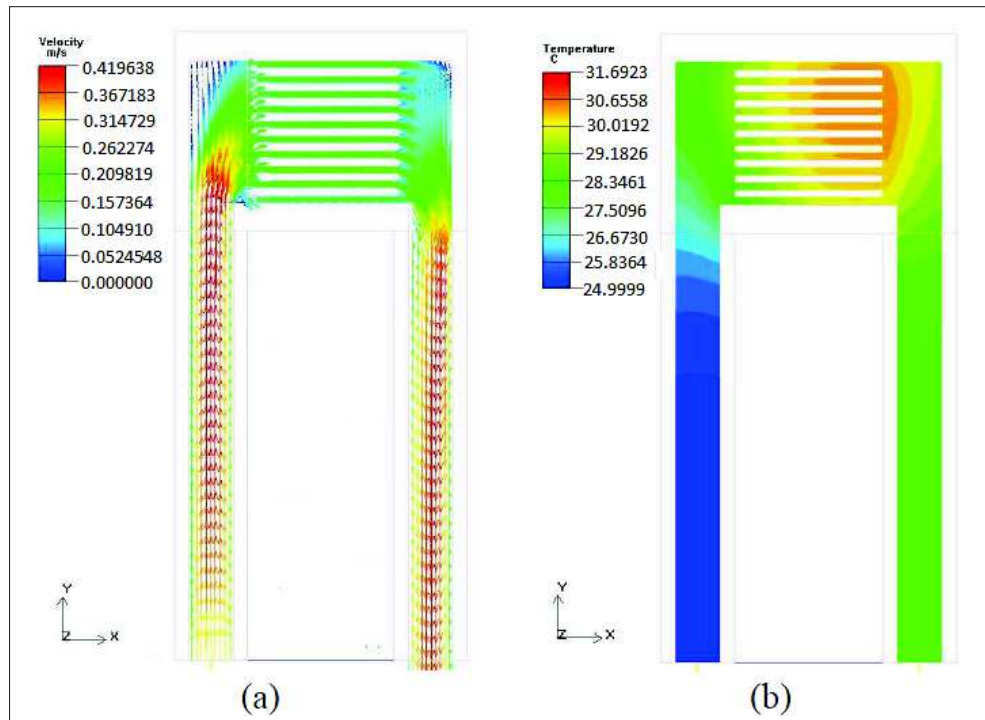
Figura 33 – Visão geral do experimento de microcanais paralelos.



Fonte: Adaptado de Chiu et al. (2011).

Os trabalhos de Chiu et al. (2012) apresentam a mesma proposta de trabalho experimental comparado aos trabalhos Chiu et al. (2011), porém não demonstram neste trabalho os aspectos dimensionais de forma completa. Especifica apenas que a área da fonte de calor aplicada é de $10\text{ mm} \times 10\text{ mm}$. Um dos enfoques utilizados é o uso da simulação CFD para verificar a influência dos bocais de entrada e saída do fluido utilizados. Os autores apresentam os resultados referentes à simulação CFD para um trocador de calor de 10 canais, através de um perfil de temperatura e de velocidade em um plano médio cortando os canais. Esta informação é apresentada na Figura 34, onde podemos observar as regiões de baixa velocidade e a região de maior temperatura do fluido.

Figura 34 – Perfil de temperatura e velocidade obtido nas simulações.



Fonte: Chiu et al. (2012).

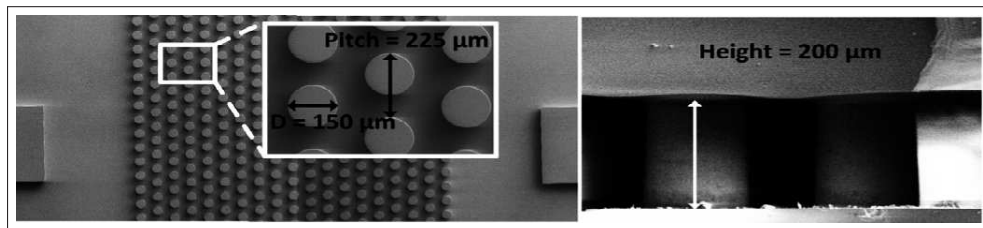
Tanto o artigo Chiu et al. (2011) como o artigo de Chiu et al. (2012) apresentam o cálculo do número de Reynolds médio por canal calculado conforme a Equação 15. O cálculo número de Reynolds permite verificar se este número está acima ou abaixo do número de Reynolds Crítico, e com isso ter uma definição se o escoamento é classificado como laminar ou turbulento. Isto serve como orientação para a escolha do método numérico de solução CFD (se iremos escolher modelagem laminar, turbulenta e qual dos diferentes tipos de modelamento turbulento).

Os resultados apresentados por Chiu et al. (2011) e Chiu et al. (2012) mostram valores baixos de velocidade no interior dos canais. Por consequência o número de Reynolds é abaixo de um valor de referência de Reynolds Crítico. Conforme McDonald, Pritchard e Fox (2014), para o escoamento em um tubo, o número de Reynolds crítico é na ordem de 2300. O número de Reynolds encontrado nas diferentes simulações foram inferiores a 350, indicando que o escoamento possui regime laminar.

2.10.2 Microcanais com Estrutura Pinada

Os artigos de Zheng, Zangh e Bakir (2015a) e Zheng, Zangh e Bakir (2015b) apresentam a geometria de microcanais em forma de pinos escalonados (não alinhados). O fluido refrigerante utilizado foi água desmineralizada circulando em microcanais construídos com pinos finos de $200 \mu\text{m}$ de altura e $150 \mu\text{m}$ de diâmetros, com espaçamento na ordem de $225 \mu\text{m}$, em uma plataforma Silicon Interposer, conforme mostra a Figura 35.

Figura 35 – Microcanais na forma de pinos escalonados.



Fonte: Zheng, Zangh e Bakir (2015a).

Com base neste trabalho, realizamos no atual trabalho a simulação de um trocador de calor com microcanais de estrutura pinada, variando seus aspectos dimensionais e comparando-o em termos de resistência térmica com o trocador de calor com microcanais de canais paralelos.

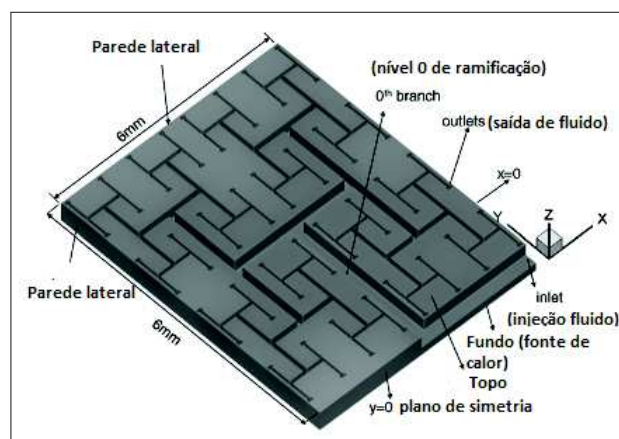
2.10.3 Microcanais com Geometria de Fractais

Moses et al. (2008) aborda diferentes aspectos de utilização de rede de fractais no transporte de energia. Em um dos exemplos citados em seu trabalho, apresenta a distribuição de sinal de clock para diferentes circuitos, sendo as trilhas formadas por uma rede fractal no formato H, possibilitando o mesmo tempo de propagação do sinal para os circuitos posicionados na extremidade da rede.

Conforme Chen e Cheng (2002), um aumento do fator dimensional de distribuição de área e um aumento do número de ramificações melhoram a transferência de calor, como também diminuem a energia necessária para bombeamento (maior ramificações, menor será a queda de pressão nos canais).

Hong et al. (2007) apresentam um trocador de calor construído da forma de rede fractal do tipo árvore H, construído em uma lâmina de silício, nas dimensões $12\text{ mm} \times 12\text{ mm} \times 0,5\text{ mm}$. A Figura 36 mostra o aspecto construtivo de 1/4 da rede H.

Figura 36 – Trocador de calor com microcanais em fractal rede H.



Fonte: Adaptado de Hong et al. (2007).

Neste trabalho foram realizadas simulações com o software CFD Ansys Fluent[®] em 1/4 da rede H, por questões de simetria e redução de custos computacionais. Observa-se que pontos de maior temperatura ficam nos extremos da rede H. Na região central da superfície observa-se uma variação de temperatura de 7 °C. Com relação ao ponto de injeção de fluido e as extremidades, observa-se uma variação de temperatura na ordem de 10 °C . O fluxo de calor superficial utilizada foi de 100 W/cm². Outro dado relevante é a diferença de pressão em que os microcanais são submetidos, realizando experimentos em uma faixa de diferença de pressão de 5 a 90 kPa.

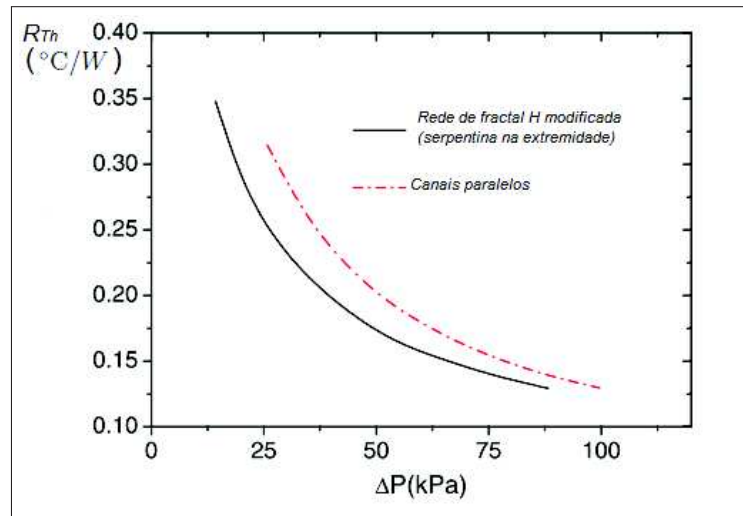
Para diminuir a diferença de temperatura na superfície, os autores propuseram uma alteração na rede de fractal H, construindo serpentina nas extremidades dos canais. A diferença de temperatura na região central da superfície diminuiu, e foi inferior à 3 °C. A diferença de temperatura máxima do centro aos extremos da superfície foi de 5 °C.

O aspecto relevante deste estudo é a constatação de que uma regra construtiva dimensional da rede H que priorize uma melhor distribuição de fluxo do fluido refrigerante não significa necessariamente que esta construção resulte em um melhor desempenho térmico. A otimização do aspecto construtivo da rede H necessariamente deve levar em conta o processo de transferência de calor (em que regiões ocorre a melhor troca térmica e os processos de convecção), como também considerar as quedas de pressões, que influenciam na aplicação da energia através de uma bomba para a circulação do fluido.

Outro estudo apresentado no trabalho de Hong et al. (2007), é a comparação da rede de fractal H modificada com trocador de microcanais paralelos. Foram simulados canais com as dimensões de 12 mm de comprimento, largura de 0,043 m e altura de 0,3 m. A parede de separação dos microcanais possui a espessura de parede de 0,057 μm, totalizando 120 microcanais. As dimensões de largura e espessura dos microcanais utilizados neste trabalho teve por base a menor dimensão dos canais da rede de fractal H.

O método para determinar a resistência térmica (R_{th}) foi o mesmo método apresentado na Equação 34. Os valores obtidos de resistência térmica são mostrados no gráfico da Figura 37. Neste trabalho, não foi utilizado uma busca por otimização dimensional dos microcanais paralelos, diferente do que foi feito nos trabalhos de Chiu et al. (2011) e Chiu et al. (2012), e isto prejudica a comparação de qual geometria oferece menor resistência térmica.

Figura 37 – Resistência térmica em canais paralelos e na rede de fractal H modificada.

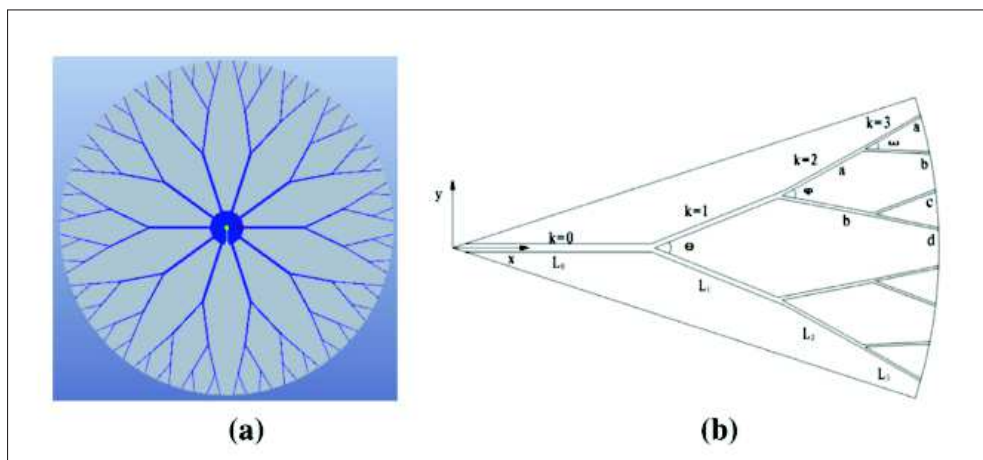


Fonte: Adaptado de Hong et al. (2007).

Xu et al. (2015) apresentam a construção de um trocador de calor em forma de uma rede de fractal do tipo disco (os canais saem de um ponto de injeção central e distribuem-se radialmente), construída em pastilha (*wafer*) de silício, sendo a simulação também a simulação CFD com o software Fluent[®]. Este trabalho, além de estudar o aspecto dimensional, propõe um estudo de circulação pulsada do fluido em diferentes frequências, visando aumentar a turbulência e, desta forma, obter ganhos térmicos (menor resistência térmica).

A Figura 38 (a) apresenta o modelo físico do trocador, tendo um único ponto de injeção do fluido no centro e as saídas de fluido nos extremos das ramificações. A Figura 38 (b) mostra o aspecto construtivo de uma das ramificações.

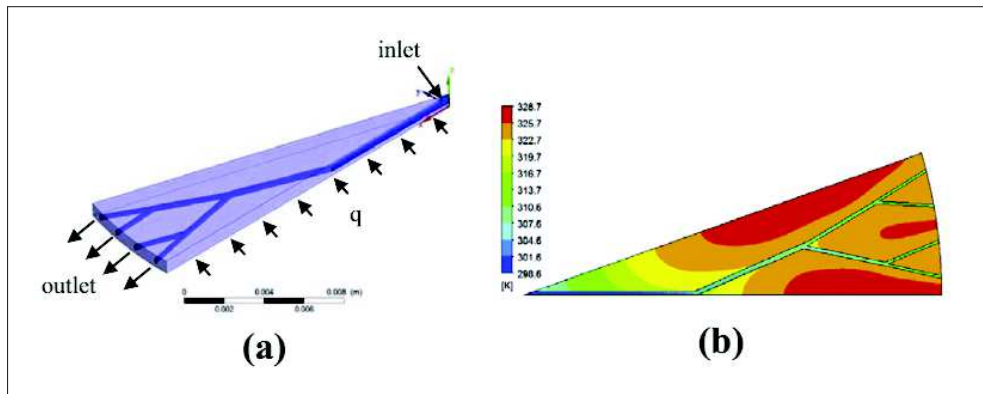
Figura 38 – Trocador de calor com microcanais em fractal do tipo disco.



Fonte: Xu et al. (2015).

A Figura 39 (a) apresenta uma visão geral da modelagem física do trocador de calor. A Figura 39 (b) mostra o perfil de distribuição de temperatura ao longo do disco.

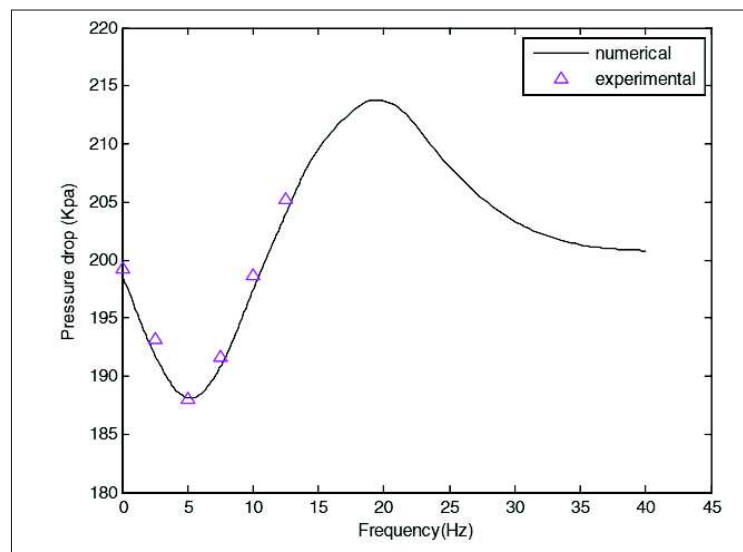
Figura 39 – Modelagem e simulação CFD do fractal tipo disco.



Fonte: Xu et al. (2015).

Observa-se no gráfico da Figura 40 o efeito da frequência de pulsação do fluido através dos canais. Na frequência de pulsação de 5Hz obteve-se uma menor queda de pressão nos microcanais e menor resistência térmica.

Figura 40 – Variação de pressão em função da frequência de pulsação do fluxo de fluido.



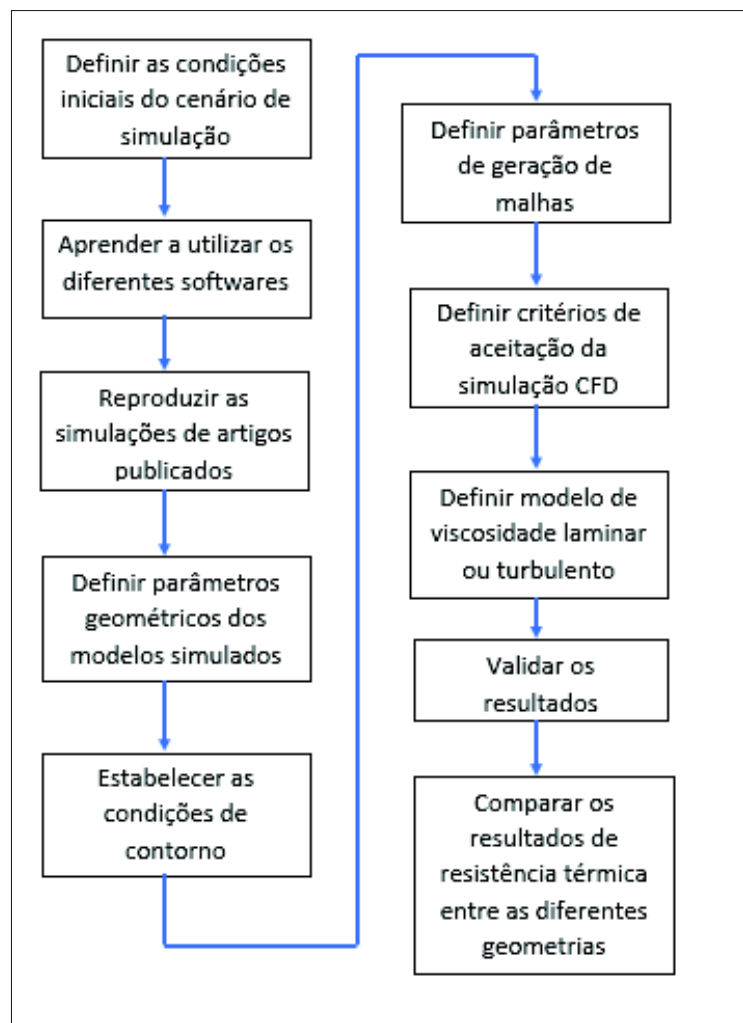
Fonte: Xu et al. (2015).

O capítulo a seguir apresenta a metodologia seguida para realizar os objetivos deste trabalho, com a sequência de atividades realizadas, os softwares utilizados em cada etapa, a definição de parâmetros geométricos e de geração de malhas nas diferentes topologias de microcanais e os materiais definidos para as simulações.

3 METODOLOGIA

Com o propósito de alcançar os objetivos propostos neste trabalho, foi elaborado um plano de execução (roteiro) para o desenvolvimento do trabalho, apresentado no fluxograma da Figura 41:

Figura 41 – Fluxograma do plano de execução para o desenvolvimento do trabalho.



Fonte:Elaborado pelo autor.

Os itens apresentados a seguir descrevem resumidamente cada uma das etapas propostas:

3.1 Definir as Condições Iniciais do Cenário de Simulação

Esta etapa inclui definir quais os possíveis softwares para a realização das tarefas, as geometrias de microcanais possíveis de serem estudadas, as especificações dos materiais envolvidos, tomando muitas vezes como base trabalhos correlatos.

3.2 Aprender a Utilizar os Diferentes Softwares

Esta etapa iniciou a partir da familiarização dos diferentes softwares através de exemplos de tutoriais, cursos dos softwares envolvidos e realizações de simulações simples em problemas com resposta conhecida ou possível de ser expressa em uma formulação matemática demonstrada em livros.

3.3 Reproduzir Simulações de Artigos Publicados

Foi realizado um estudo de artigos de simulações CFD e trabalhos correlatos que utilizam o software de simulação escolhido, com preferência aos artigos que comparam os resultados de simulações realizadas com experimentos práticos. O artigo Chiu et al. (2011) foi definido como referência

Os autores apresentam o estudo de transferência de calor em microcanais de seção retangular e realizam uma comparação dos resultados obtidos em simulação CFD com o ensaio experimental. O software utilizado foi o Ansys Fluent[®].

Neste trabalho os autores apresentam de forma clara todas as dimensões e materiais utilizados nas simulações, a definição do modelo de escoamento laminar e o critério de convergência de resíduos das equações de conservação de continuidade, equações de momento (nas direções x , y e z) e Equação de energia. Este fato faz com que este trabalho seja possível de ser reproduzido e torna-o uma referência didática para construção dos modelos. Entretanto, o trabalho de Chiu et al. (2011) não apresentam informações de densidade e condutividade térmica dos materiais envolvidos, e por este motivo, ao se reproduzir este trabalho utilizou-se as propriedades dos materiais definidas na biblioteca do software Fluent[®]. Também não apresentam detalhamentos na etapa de geração de malha.

3.4 Definir Parâmetros Geométricos dos Modelos Simulados

Foi definido como aspecto geométrico uma área de trocador de calor de $10\text{ mm} \times 14\text{ mm}$, sendo que as geometrias dos microcanais estão posicionados à 2 mm abaixo da superfície geradora de calor, com a altura dos microcanais foram fixadas em 2 mm e espessura total do bloco de alumínio sendo de 4 mm .

Foram escolhidos três modelos de geometria de microcanais: Os microcanais de seção retangular em paralelo, os microcanais de estrutura pinada e a forma de fractal (rede H).

3.4.1 Parâmetros Dimensionais dos Microcanais Paralelos

Foi utilizado para a construção dos microcanais paralelos os parâmetros dimensionais Porosidade e Razão de Aspecto, conforme as equações 32 e 33 respectivamente.

A tabela 8 apresenta a variação dos parâmetros Razão de Aspecto e Porosidade utilizados nos modelos de trocador de canais paralelos simulados. O objetivo foi reproduzir simulações com estes parâmetros dimensionais e comparar os resultados obtidos com os resultados mostrados no artigo de Chiu et al. (2011).

Tabela 8 – Parâmetros dimensionais utilizados nos microcanais paralelos.

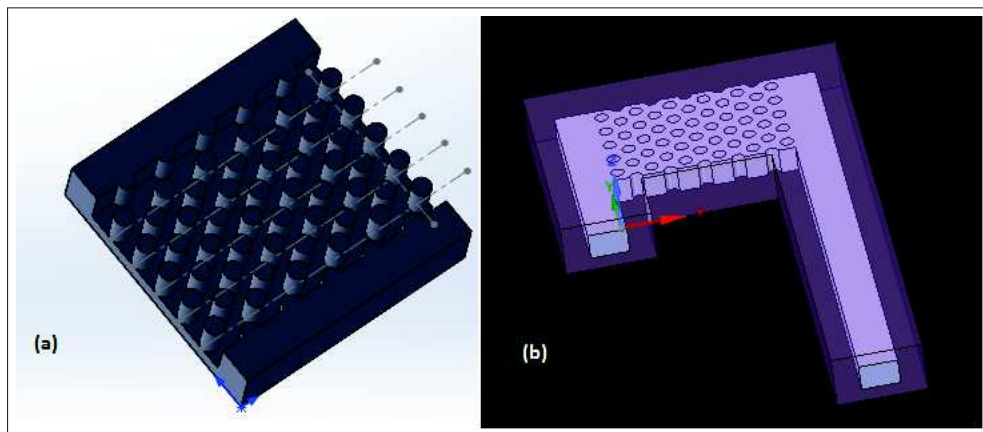
Razão de Aspecto	Porosidade	Largura do canal (mm)
2	53	1,00
4	50	0,50
8	53	0,25
11	53	0,18

Fonte:Elaborado pelo autor.

3.4.2 Parâmetros Dimensionais dos Microcanais de Estrutura Pinada

A Figura 42 (a) apresenta os microcanais de estrutura com pinos não alinhados visto em corte no programa Solidworks®. A Figura 42 (b) mostra a estrutura completa do trocador de calor com microcanais pinados visto no programa SpaceClaim®.

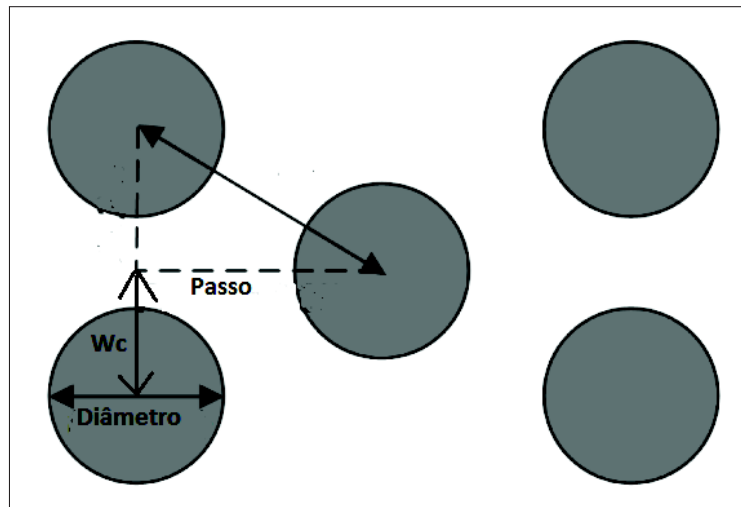
Figura 42 – Trocador de calor com microcanais de estrutura pinada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os parâmetros de modificação geométrica utilizados para os microcanais de estrutura pinada têm como base os parâmetros apresentados do trabalho Zheng, Zangh e Bakir (2015a) e são mostrados na Figura 43:

Figura 43 – Parâmetros dimensionais utilizados no trocador com microcanais pinados.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Sendo:

- Diâmetro (D) é o diâmetro dos pinos;
- W_c é a metade da distância entre os centros de dois pinos alinhados;
- *Passo (pitch)* é a distância entre linha de pinos.

A tabela 9 apresenta os parâmetros dimensionais utilizados nos diferentes modelos de trocadores de calor de microcanais de estrutura pinada simulados.

Tabela 9 – Parâmetros dimensionais dos microcanais de estrutura pinada.

D(mm)	Passo (mm)	Wc(mm)
1,89	2,00	1,25
1,50	1,75	1,05
1,20	1,50	0,90
1,00	1,30	0,70
1,00	1,00	1,00
1,00	0,50	2,15
1,00	0,50	1,60
1,00	0,50	1,30
0,70	0,50	1,30
0,50	0,50	1,30
0,50	0,90	0,375

Fonte:Elaborado pelo autor.

Na etapa de construção das geometrias no ambiente CAD, não pode ser atribuído valores de parâmetro W_c de forma indiscriminada, pois é necessário distribuir a primeira fileira de

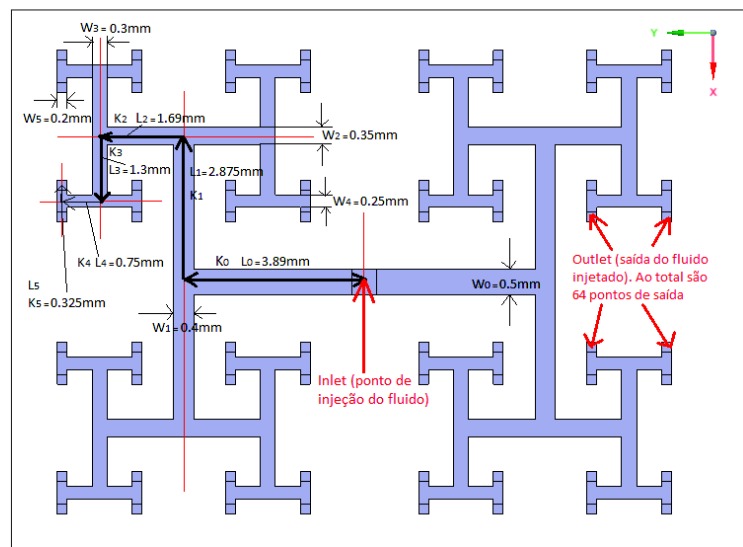
pinos próximo ao bocal de entrada do fluido em um espaço de 10 mm sem formar caminhos preferenciais de fluxo, principalmente nas regiões próximas às paredes limites do fluxo. Por isso, foram construídas as geometrias no ambiente CAD com o cuidado de não formar caminhos preferenciais, distribuindo a primeira fileira de pinos de forma equilibrada (procurou-se garantir na primeira fileira de pinos, próximo ao bocal de entrada, que a distância entre pinos fosse igual a distância do pino mais próximo às paredes). Garantido a construção da geometria sem caminhos preferenciais, variou-se o diâmetro e o passo, sendo que a distância W_c foi obtida através de medição de distância do ambiente CAD.

3.4.3 Parâmetros Dimensionais dos Microcanais da Forma Fractal (Rede Tipo H)

Outra proposta geométrica a ser simulada neste trabalho é a de um trocador de calor construído com microcanais na forma de fractal (rede H). Neste modelo de microcanais, não realizamos nenhuma busca por otimização dimensional na rede de fractal construída, sendo que o principal objetivo é uma avaliação da resistência térmica e o efeito da distribuição de temperatura na superfície, comparando com os resultados obtidos nos modelos de microcanais de canais paralelos e de estrutura pinada de forma qualitativa.

A Figura 44 mostra o aspecto dimensional dos canais construídos para a simulação deste trabalho. L_k representa o comprimento do canal na ramificação de ordem k . Cada ramificação tem o ângulo de 90° entre si.

Figura 44 – Dimensões do fractal em rede H.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O comprimento característico L_k é medido tomando-se como referência a linha média de cruzamento de cada canal, como foi feito no trabalho de Hong et al. (2007). H_k e W_k representam a altura e a largura da seção transversal dos canais em cada ramificação de ordem k . A altura

dos canais nas ramificações têm o valor de 2 mm. Com base nestas informações, calculamos o diâmetro hidráulico D_{hk} em cada ramificação.

A tabela 10 apresenta a variação de largura W_k e a variação do comprimento L_k de cada canal nas específicas ramificações de ordem k . O ponto de entrada do fluido (*inlet plenum*) e de saída do fluido (*outlet*) tiveram o comprimento fixado em 1 mm, para permitir o aspecto comparativo com os outros arranjos de microcanais em estudo neste trabalho (dimensão de 14 mm x 10 mm de superfície aquecida, 4 mm de espessura e com os canais distanciados 1 mm da superfície de calor e 1 mm da superfície inferior).

Tabela 10 – Dimensões do trocador de calor com microcanais em rede de fractal H.

k	H_k (mm)	W_k (mm)	d_{kk} (mm)	L_k (mm)	L_k/d_{kk}
Inlet plenum	0,500	0,500	0,500	1,000	2,000
0	2,000	0,500	0,800	3,890	4,863
1	2,000	0,400	0,666	2,875	4,317
2	2,000	0,350	0,596	1,690	2,836
3	2,000	0,300	0,521	1,300	2,495
4	2,000	0,250	0,444	0,750	1,689
5	2,000	0,200	0,363	0,325	0,895
outlet	0,200	0,200	0,378	1,000	2,645

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.5 Estabelecer as Condições de Contorno

Na superfície de dimensões de 10 mm x 14 mm foi aplicado uma potência de 21W, que corresponde a um fluxo de calor de $150.000W/m^2$.

Foram realizadas simulações com a diferença de pressões de entrada e saída do fluido em 490 Pa e de 2940 Pa, na busca de otimizar a geometria em função dos parâmetros dimensionais, conforme método utilizado no artigo Chiu et al. (2011). No caso do modelo de microcanais na forma de fractal, foram realizadas simulações com diferença de pressão de até 25 kPa, no intuito de verificar a diminuição da resistência térmica em função da pressão.

Outro aspecto que influencia na velocidade da obtenção de resposta da simulação CFD é a correta configuração dos valores iniciais do problema. Por exemplo, se tivermos uma previsão de que temperatura do trocador de calor atingirá 60 °C, é importante estabelecer uma temperatura inicial de 50 °C no trocador de calor ao invés de 25 °C. Isto pode reduzir o tempo de simulação de dias para algumas horas. A definição da condição de temperatura inicial foi estabelecida como 25 °C na simulação dos diferentes geometrias de microcanais. Nas simulações de apoio ao projeto do Microtrocador de Calor, a temperatura inicial do bloco de alumínio do trocador e das resistências elétricas foi definida em 50 °C, aumentando a rapidez da convergência da física térmica e diminuindo o tempo de simulação. Caso a temperatura inicial fosse definida em 25 °C,

o tempo de simulação ficou em torno de 3 dias. Aumentando a temperatura inicial para 50 °C, o tempo de simulação CFD passou a ficar em torno de 3 horas.

3.6 Definir Parâmetros de Geração de Malha

A geração de malha impacta de forma decisiva no resultado obtido, desta forma, é interessante procurar manter o padrão de geração de malha nos diferentes modelos de geometrias, quando possível.

3.6.1 Elementos de Malha

Resumidamente descrevemos os elementos de malha que utilizamos neste trabalho:

- A geração de malha com elementos tetraédricos ocorre no comando de geração automática no software Ansys Meshing[®]. Isto tem a facilidade de geração automática na malha, porém muitas vezes teremos um grande número de elementos, necessitando de mais recursos computacionais. Neste trabalho, utilizamos malha com elementos tetraédricos no componente sólido dos nossos trocadores de calor, devido à maior facilidade de fechamento da malha nas interfaces dos bocais de entrada e saída. Ao tentar escolher malhas hexaédricas no componente sólido, acabou muitas vezes gerando dificuldades no fechamento da malha e erro na sua geração;
- A malha hexaédrica pode ser definida através dos comandos de criação de malha *Sweep* quando é permitido fazer uma varredura na geração de malha ou *Multizone* no software Ansys Meshing[®]. Utilizamos a malha hexaédrica para o elemento fluido. Em nosso trabalho selecionamos os elementos hexaédricos através do comando *Multizone* e selecionando a geometria de interesse (fluido). É adequada quando a variável física tem uma direção predominante. Isto ocorre no fluxo do fluido com microcanais em paralelo, em que tempos a direção de velocidade predominante em um sentido.
- A malha do tipo prisma é selecionada com o comando *Multizone* no software Ansys Meshing[®]. Neste comando podendo ter a opção de geração de malhas com somente hexaédricas, composição mista (hexaédricas e prismas), e também só elementos prismáticos (o que gera grande número de elementos). Nos trocadores de calor com microcanais de estrutura pinada, obrigatoriamente temos que escolher elementos prismáticos ou uma composição mista para o fechamento da malha. Isto é necessário para o adequado contorno da malha aos pinos cilíndricos.

3.6.2 Refino de Malha na Interface Líquido-Sólido

Conforme discutimos na seção 2.9.1 e 3.6.2, para a modelagem correta do processo de transferência de calor é necessário a geração de malhas bastante refinadas junto à parede

(interface líquido-sólido), com uma taxa de crescimento em direção ao centro do tubo. Isto é realizado através do comando *Inflation* no software Ansys Meshing[®], selecionando-se as faces do domínio fluido. Após selecionar a geometria e as faces de interesse, configuramos a malha junto à parede através dos seguintes comandos:

- Opção de *Inflation*: Selecionamos a opção espessura total (*Total Thickness*) e definimos a espessura de 0,1mm na maioria dos casos. Diminuímos esta espessura para 0,05mm em microcanais de menor largura ou com pinos de menor diâmetro, caso necessário para a geração da malha. Isto significa que o número de camadas escolhidas (número de *Layers*) ficam contidos na espessura total indicada. Também realizamos tentativas de gerar a malha com a opção de comando de Transição Suavizada *Smooth Transition*, porém isto apresentou maior dificuldade para a geração de malhas em diferentes geometrias;
- Razão de crescimento (*Growth rate*): Utilizamos o valor padrão e recomendado pelo manual ANSYS Meshing (2010), e significa que os elementos de malha crescem sucessivamente em 20% em direção ao centro do canal;
- Número de camadas (número de *Layers*): Selecionamos a opção de 5 camadas nas primeiras simulações com microcanais em paralelo. Ao simular a rede de fractais e os trocadores pinados, aumentamos para 10 camadas.

Exemplos de geração de *Inflation* são demonstrados na seção 4.

3.6.3 Estudo de Convergência de Malha

Foi também realizado o estudo de convergência de malha (conforme discutido na seção 2.9.4, que consiste em realizar simulações com um refinamento progressivo da malha. Aumenta-se o número de elementos de malha e de nós de forma progressiva, modificando-se tamanho mínimo e máximo dos elementos de malha e verifica-se se o resultado numérico da variável de interesse não se modifique significativamente com o aumento do número de elementos, garantindo uma convergência de resultados com maior velocidade e menor recurso computacional possível. Foi adotado como variável de interesse a temperatura máxima da superfície de calor e a temperatura no centro da superfície de calor nos estudos de convergência de malha, que é um estudo particular para cada geometria proposta.

Para a geração de malhas de trocador pinado, foi utilizado a função proximidade e curvatura, devido à dificuldade de gerar malha contornando os pinos. Também utilizamos o recurso de gerar maior número de nós próximo à região de interface sólido líquido (comando *GAP* no software gerador de malha Ansys Meshing[®]). Ao definir *GAP* igual à 8, forçamos a construção de 8 nós na região de interface líquido-sólido, e isto aumenta o número de elementos de malha. Porém, para geometria com pinos menores de 1mm de diâmetro, foi impossível simular com o parâmetro $GAP = 8$ pois é necessário computadores com capacidade de memória RAM

superior à 64 Gigabyte (superior a capacidade de memória RAM do computador utilizado neste trabalho, que é de 64 Gigabyte). Então foi necessário reduzir o parâmetro GAP para 3 (valor padrão do software), permitindo desta forma a realização das simulações com pinos de diâmetros menores que 1mm.

Após a geração de malha, foi verificada a qualidade da malha gerada através dos parâmetros skewness e ortogonalidade, conforme discutido na seção 2.9.3. Foi verificado que a grande maioria dos elementos de malha mantiveram o valor mínimo de ortogonalidade acima de 0,25 e com valores de skewness inferiores à 0,95.

3.7 Estabelecer Critérios de Aceitação da Simulação CFD

Como critério de convergência dos resíduos entre duas consecutivas iterações na simulação CFD foi utilizado o valor de 1×10^{-3} para critério de resíduos de continuidade e de velocidade nas três direções (x, y, z). Para o resíduo de energia, o valor residual para convergência foi de 1×10^{-6} (estes critérios já são os parâmetros padrões do software Fluent[®] e foram utilizados no artigo de Chiu et al. (2012)).

Algumas vezes não atingir o valor residual de continuidade não inviabiliza as simulações realizadas. Duas outras formas de verificação foram também realizadas conforme recomendação do serviço de consultoria do software ANSYS (Empresa ESSS):

- Foram definidas duas variáveis de interesse e verificados a convergência de valores destas variáveis no decorrer das simulações, verificando se as físicas envolvidas convergiam para um determinado valor no final da simulação. Foram definidas como variáveis de interesse a temperatura máxima na superfície aquecida e a temperatura média da saída do fluido, e isto é definido no software Ansys Fluent[®], definindo-se a visualização do critério de resíduos e da escolha de quais variáveis de interesse desejamos visualizar o comportamento no decorrer da simulação.
- Foi realizado o balanço de massa da simulação, verificando se a quantidade de massa de fluido que entra no trocador é igual a que sai. Isto é feito na etapa de pós-processamento, selecionando-se os pontos de entrada e saída e através de comando de cálculos de balanço de massa no software CFD Post[®].

3.8 Definir Modelo de Viscosidade

Foi definido o modelo laminar de viscosidade na simulação com microcanais em paralelo conforme o artigo de Chiu et al. (2011). O fluido utilizado foi a água e foi considerado como incompressível. As simulações foram realizadas em regime permanente.

Após realizar as simulações, foi verificada a máxima velocidade do fluido e calculado o número de Reynolds. O número de Reynolds depende da velocidade máxima do fluido. Caso o número de Reynolds calculado for superior à 2300, teríamos um modelo turbulento (conforme discutido na seção 2.4.4) e então o modelo de viscosidade deveria ser modificado para um modelo de turbulência.

Para definir qual o valor de velocidade à ser utilizado no cálculo do número de Reynolds, foi utilizado o software CFD Post[®], foi traçado uma linha no centro de cada canal (a maior velocidade do fluido teoricamente está no centro do canal) e foi verificado o valor do vetor velocidade ao longo da linha que passa pelo centro do canal. Obtendo o maior valor do vetor velocidade ao longo dos canais, foi calculado o número de Reynolds máximo de 1792. Este método demonstra o acerto na escolha do modelo laminar.

Porém, não foi possível realizar as simulações utilizando o modelo de viscosidade laminar para as geometrias de microcanais pinados e de microcanais em forma de fractal (a simulação não converge e o resíduo de energia entre iterações só aumenta). Foi modificado o modelo de viscosidade para um modelo de turbulência chamado $k - \omega$ SST (*Shear Stress Transport*), sendo este aplicado mais próximo das paredes dos tubos (sub camada viscosa). Este é o modelo de viscosidade turbulenta escolhido para as simulações de modelagem turbulenta deste trabalho, pois em seu modelamento matemático leva em consideração a sub camada viscosa, como também as regiões mais distante da parede do tubo (um misto entre os modelos que calculam a turbulência longe das paredes e os modelos destinados ao cálculo de velocidades do fluido junto à parede).

Ao realizar a simulação com este modelo de turbulência, foi verificado a variável Y_{plus} (Y^+), selecionando-se a interface líquido-sólido e verificando que este valor seja menor que 2 (garantido que existe elementos de malha de tamanho adequado na região de interface líquido-sólido e o respeito à lei de parede, conforme seção 2.9.1). Todas as simulações realizadas com este modelo apresentaram a variável Y_{plus} menor que 2.

3.9 Validar os Resultados

Nesta etapa, realizamos comparações dos resultados simulados com os resultados obtidos no artigo de Chiu et al. (2011), em termos dos valores obtidos de resistência térmica conforme a Equação 34

Também foi realizado uma comparação de velocidade média do fluido por canal através da simulação de um trocador de 6 canais (*Aspect Ratio* = 2 e Porosidade = 53%), em que utilizamos o programa de pós processamento CFD Post[®], em que criamos uma área de seção transversal por canal e obtemos a informação de vazão em cada canal. Dividindo a vazão obtida pela área de seção transversal do canal, obtemos uma velocidade média por canal e comparamos o valor obtido com o informado no artigo de Chiu et al. (2011).

3.10 Comparar os Resultados entre as Diferentes Geometrias de Microcanais

Finalmente, após realizar as simulações de trocadores de calor com microcanais paralelos e de estrutura pinada, comparamos os resultados obtidos em termos de resistência térmica em função da busca de otimização dos parâmetros geométricos. Conforme mencionado anteriormente, não variamos os aspectos dimensionais do trocador fractal em busca de otimização, mas os valores servem para uma comparação qualitativa com as outras geometrias estudadas.

3.11 Ferramentas Utilizadas

As simulações envolvendo troca térmica e escoamento de fluido em microcanais foram realizadas com as ferramentas de CAD (*Computer Aided Design*) e CFD existentes no Laboratório de Modelagem (MODELAB) da universidade.

Para realizar uma simulação CFD, utilizamos a seguinte sequência de ferramentas de software:

- Desenho da geometria utilizando o software Solidworks[®].
- Simplificação da geometria e preparação para simulação CFD utilizando os softwares Designer Modeler[®] e SpaceClaim[®] (pacote de ferramentas da ANSYS[®]). Estes pacotes também são ferramentas CAD que também permitem o desenho das geometrias, porém foram utilizados nas etapas de simplificação de geometrias, nas definições da área aquecida, nas etapas de operações booleanas e de extração do volume fluido nos microcanais, definindo o domínio fluido para a realização da simulação CFD. A simplificação de geometria é de extrema importância para uma simulação CFD, pois remover pequenos relevos, remover arestas, garantir continuidade de arestas e de superfícies impactam de forma decisiva na geração da malha e na modelagem física do problema a ser simulado. Buscar simplificar sempre que possível e de forma correta é fundamental em uma simulação CFD e depende da experiência dos usuários da ferramenta CAD.
- Geração da malha, utilizando o programa Ansys Meshing[®] (pacote de ferramenta da Ansys).
- ConFiguração e simulação CFD no programa Ansys Fluent[®].
- Verificação dos resultados no software CFD Post[®] (pacote Ansys[®]).

Na etapa de geração de malha foi utilizado o software Ansys Meshing[®].

Para a simulação CFD, foi utilizado o software Ansys Fluent[®]. No software de simulação CFD define-se o correto modelamento físico (modelo de viscosidade laminar ou turbulento e

o envolvimento ou não de troca térmica no problema), as condições de contorno, as condições iniciais, o regime permanente ou transitório e se consideramos o fluido como compressível ou incompressível.

Na verificação dos resultados (pós-processamento) foi utilizado o ambiente de pós-processamento existente no software Ansys Fluent[®] e também o software CFD POST[®] (software específico da ANSYS[®] para pós-processamento CFD). O ambiente do software CDF Post[®] permite a visualização dos resultados com geração de planos de corte, pontos de medição e geração de gráficos.

3.12 Materiais Utilizados e Propriedades

Na etapa de revisão teórica (seção 2), foram relacionados as principais propriedades envolvendo a transmissão de calor e de escoamento de fluidos. Os artigos de Chiu et al. (2011) e Chiu et al. (2012), os quais foram referências para as primeiras simulações, não especificam as propriedades dos materiais utilizados. Neste trabalho procuramos utilizar as especificações dos materiais definidos na biblioteca do software Fluent[®], com valores fixos para massa específica, condutividade térmica e viscosidade. As propriedades de massa específica, viscosidade e condutividade térmica variam seus valores em função da temperatura e o software de simulação CFD nos permite a inclusão de patamares de valores ou a construção de curvas através de polinômios para estas propriedades. Porém, a maioria das simulações realizadas neste trabalho teve a faixa de temperatura entre 25 °C a 50 °C, o que justifica a simplificação ao utilizar valores constantes para estas propriedades.

Não foi realizado neste trabalho simulações incluindo o material dielétrico presente em uma placa de circuito impresso do tipo Metal Core. Nos artigos Chiu et al. (2011) e Chiu et al. (2012), foi estabelecido uma fonte de calor direto sobre o alumínio e modificado os parâmetros geométricos de construção dos canais paralelos. Nosso intuito foi a reprodução das simulações destes artigos e estudar outras propostas de geometrias de microcanais, permitindo a comparação dos resultados obtidos com os resultados destes artigos. Ao acrescentar um dielétrico à placa de microcanais, estaríamos saindo desta metodologia.

Na perspectiva de trabalhos futuros, ao simular topologia de microcanais em uma placa real, com diversos componentes (como LEDs), torna-se necessário a correta caracterização de propriedades do material dielétrico envolvido e o estudo teórico apresentado na seção 2.7 contribui neste sentido.

A tabela 11 apresenta os valores especificados de materiais utilizados no programa de simulação CDF Ansys Fluent[®] neste trabalho. Os materiais acrílico e adesivo foram utilizado nas simulações de apoio ao projeto do Microtrocador de calor.

Tabela 11 – Propriedades dos materiais utilizados nas simulações.

Material	ρ (kg/m ³)	Cp(J/kgk)	k(W/mK)	viscosidade(kg/ms)
Água	998,2	4182	0,6	0,001003
Aluminio	2719	871	202,4	-
Acrílico	1170	1,5	0,195	-
Adesivo	1618	0,5	0,6	-

Fonte:Elaborado pelo autor.

No capítulo que se segue são apresentados os resultados das simulações seguidos de uma análise de discussão dos mesmos.

4 RESULTADOS

4.1 Simulação com Microcanais de Seção Retangular em Paralelo

O primeiro estudo foi realizar simulações com o Software Fluent procurando reproduzir os resultados apresentados nos trabalhos de Chiu et al. (2011) e Chiu et al. (2012).

4.1.1 Estudo de Convergência de Malha

Como primeiro exemplo, foi realizada a simulação de um trocador com seis canais em paralelo, com dimensões idênticas às apresentadas no trabalho de Chiu et al. (2012). Como etapa inicial, realizamos um estudo de convergência de malha para uma geometria com porosidade definida em 53%, altura do canal de 2 mm, largura do canal de 1 mm e razão de Aspecto igual a 2. Modificando o tamanho máximo e mínimo dos elementos de malha modificamos o número total de elementos na malha gerada e verificamos a convergência de valor de uma variável de interesse. No nosso caso, foi escolhida como variável de interesse a temperatura máxima na superfície aquecida (T_{max}), pois esta é determinante no cálculo do valor da máxima resistência térmica. Para comparação com o trabalho de Chiu et al. (2011), também foi verificado a temperatura no centro da superfície aquecida (T_{centro}).

A tabela 12 apresenta os dados obtidos com o estudo de convergência de malha, mostrando o impacto da variação dos número de elementos de malha no resultado numérico da variável de interesse.

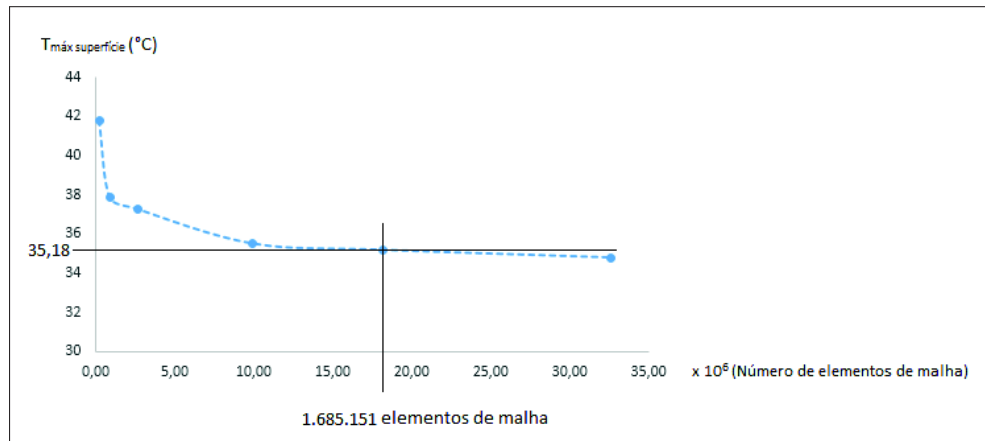
Tabela 12 – Variação do número de elementos e valor da variável de interesse.

Número de elementos	Número de nós	T_{max} °C	T_{centro} °C
21.423	10.685	41,82	41,46
87.669	37.816	37,89	37,54
265.328	90.099	37,26	46,97
995.230	371.570	35,50	35,20
1.685.151	496.945	35,18	34,88
3.258.113	1.189.380	34,79	34,44
8.516.659	2.490.946	34,58	34,21

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 45 mostra o gráfico do estudo de convergência de malha para o trocador de calor com microcanais em paralelo:

Figura 45 – Estudo de convergência de malha para microcanais em paralelo .



Fonte: Elaborado pelo autor.

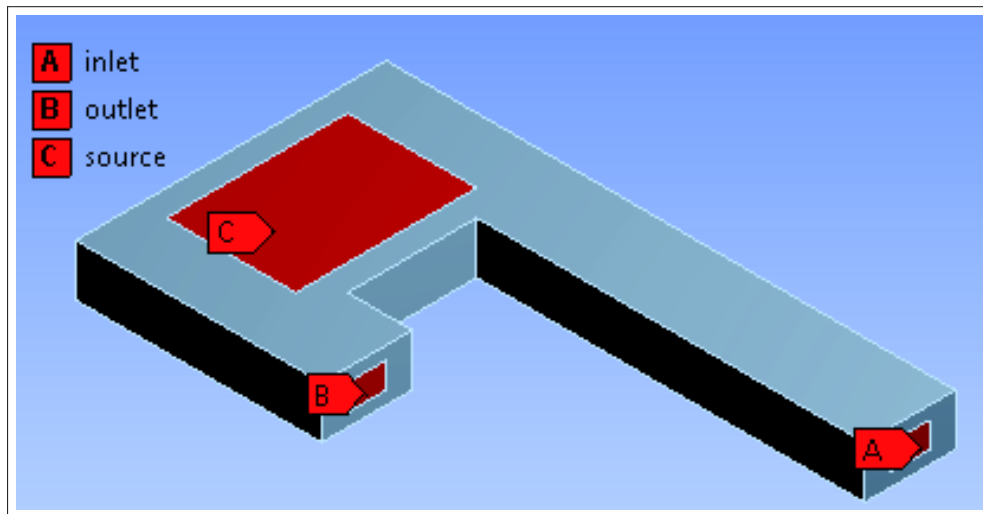
Podemos observar no gráfico da Figura 45 que a partir de uma malha de 1 milhão de elementos começa haver convergência de valor da variável de interesse. Aumentar ainda mais o número de elementos de malha aumenta o tempo de processamento e a quantidade de memória de computador necessária para a simulação (custo computacional), porém modifica muito pouco o valor final da variável de interesse.

Foi escolhida uma malha com 1.651.151 elementos, com a finalidade de obter um resultado de simulação rápida (em torno de 3 horas por simulação), e que permitiu uma primeira comparação dos resultados obtidos ao modificar os diferentes aspectos dimensionais das geometrias. As informações de configuração do software Ansys Meshing[®] para geração desta malha são apresentadas no apêndice A.

4.1.2 Geração de Malha

A Figura 46 mostra as localizações de entrada e saída do fluido (*inlet* e *outlet*), como também a superfície aquecida (*source*) de dimensões de 14 mm x 10 mm. As demais paredes do trocador de calor foram consideradas adiabáticas (sem troca de calor com o meio externo).

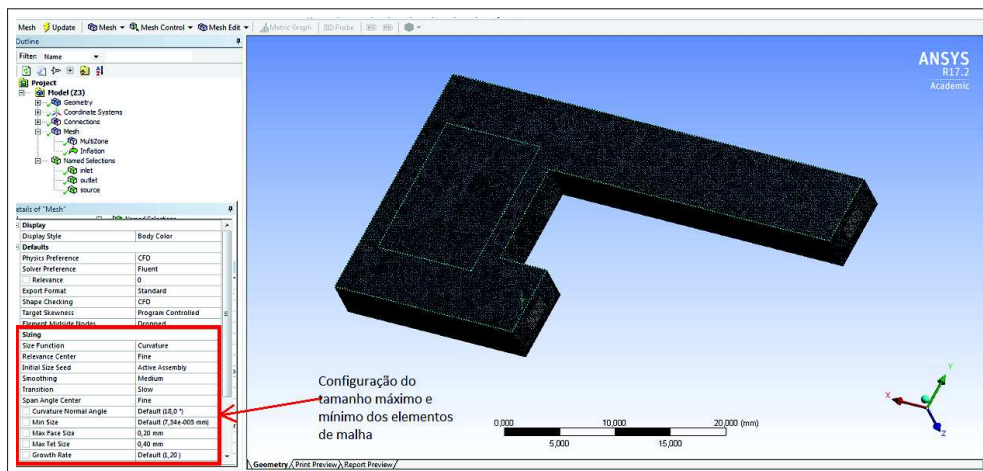
Figura 46 – Localização da entrada, saída do fluido e fonte de calor



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 47 apresenta a construção da malha no programa Ansys Meshing®. O quadro em destaque mostra a configuração do tamanho máximo e mínimo dos elementos de malha.

Figura 47 – Visão geral da malha construída no programa Ansys Meshing®.



Fonte: Elaborado pelo autor.

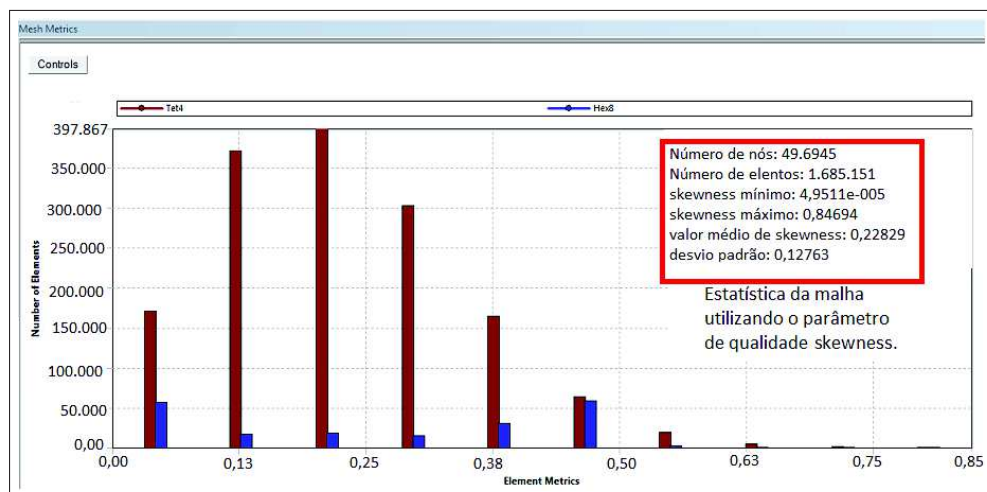
No processo de geração de malha, foi definido que a malha correspondente ao fluido seria formada por elementos hexaédricos e prismáticos, com a criação de malha refinada junto à interface líquido-sólido e um crescimento progressivo da malha em direção ao centro do canal, pois isto é relevante na modelagem física envolvendo transferência de calor (conforme discutido nas seções 2.9.1 e 3.6.2). Na malha correspondente ao corpo de alumínio utilizamos o processo de construção automático com elementos tetraédricos, pois permitiu um melhor fechamento de malha nos bocais de entrada e de saída.

4.1.3 Parâmetros de Qualidade da Malha Gerada

O programa Ansys Meshing[®] nos fornece a estatística da malha gerada conforme é mostrado na Figura 48. As barras em vermelho mostram os elementos tetraédricos e as barra em azul mostram os elementos hexaédricos. Observe que a grande maioria dos elementos apresentam o fator skewness menor que 0,5 e não foi encontrado nenhum elemento com skewness igual ou superior à 0,9. Isto demonstra uma boa qualidade de malha de acordo com parâmetro skewness (conforme discutido na seção 2.9.3).

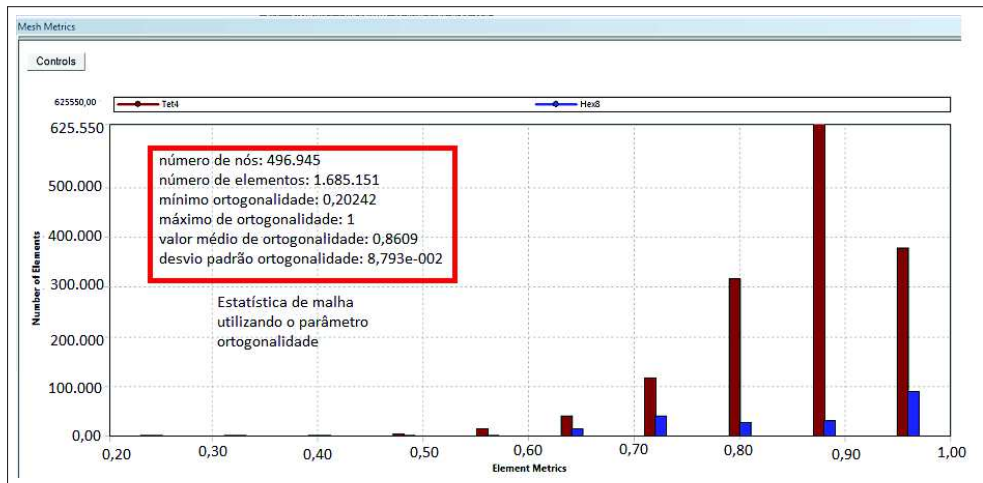
A Figura 49 mostra a estatística de malha levando em consideração o parâmetro de qualidade ortogonalidade. Podemos observar que a grande maioria dos elementos apresenta o fator ortogonalidade acima de 0,6, o que atesta uma boa qualidade de malha gerada. De acordo com a definição do parâmetro ortogonalidade, quanto mais próximo de 1 melhor é a qualidade do elemento de malha (conforme discutido na seção 2.9.3).

Figura 48 – Estatística da malha, mostrando o parâmetro skewness.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 49 – Estatística da malha, mostrando o parâmetro ortogonalidade.

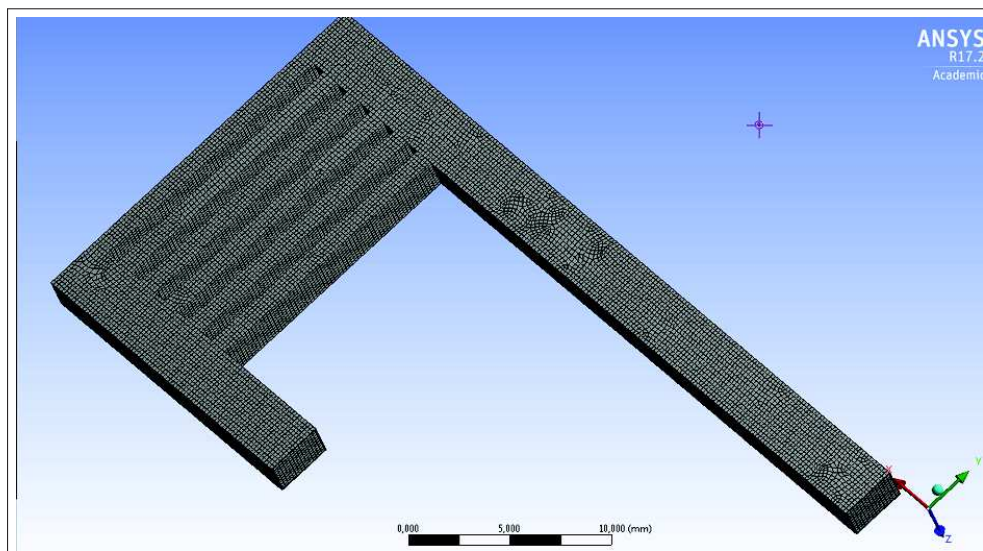


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.4 Refino de Malha na Interface Líquido-Sólido (Comando Inflation)

A Figura 50 mostra a estrutura de malha interna correspondente ao fluido do trocador de calor com 6 canais paralelos, sendo a largura dos canais igual a 1 mm (Razão de Aspecto = 2 e Porosidade = 53%). Na etapa de geração de malha, foi definido que a malha fluido é composta de elementos hexaédricos, pois no interior dos canais o fluxo é laminar com uma direção predominante.

Figura 50 – Malha interna formada por elementos hexaédricos.

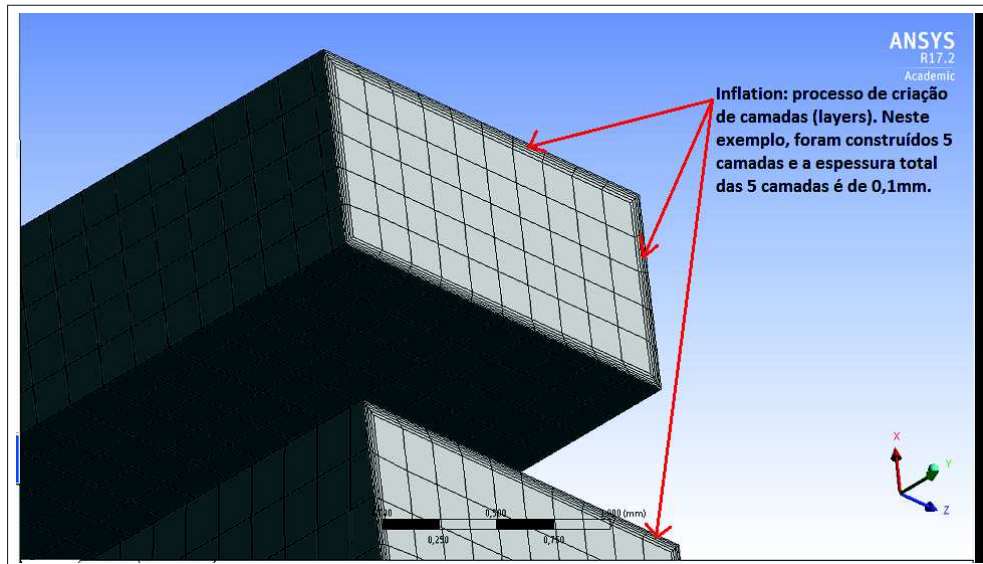


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 51 apresenta a vista em corte mostrando o refino de malha na interface líquido-sólido, com crescimento crescente em direção ao centro do canal, através do recurso computacional *Inflation* no programa Ansys Meshing®, conforme discutido nas seções 3.6.2 e 2.9.1, e

demonstrado a influência nos resultados apresentados na seção 4.3 (tabela 20). Neste exemplo foi especificado 5 camadas, com crescimento de 20% após cada camada e uma espessura total das camadas de 0,1 mm.

Figura 51 – Geração de camadas (*layers*) através do comando *Inflation*



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.5 Aceitação das Simulações Através dos Critérios Residuais

O processo de solução no programa Ansys Fluent[®] transforma a Equação de Navier-Stokes na forma de derivadas parciais através de método numéricos, traduzindo as relações das três variáveis mais predominantes de um escoamento, que são a temperatura, a pressão e o vetor velocidade. Estas equações são resolvidas de forma matricial, por processos iterativos em que devemos fornecer uma solução inicial. Entre dois processos sucessivos de iteração, existe o cálculo residual envolvendo o vetor velocidade nas três direções (x, y, z), o residual de energia e o residual de continuidade.

Chiu et al. (2012) usaram o modelo laminar de escoamento para as simulações devido à baixa velocidade média dos canais e consequentemente baixo número de Reynolds. Quanto ao critério de convergência (aceitação) dos resíduos entre duas consecutivas iterações foi utilizado o valor de 1×10^{-3} como critério para os resíduos de continuidade e de velocidade nas três direções (x, y, z). Para o resíduo de energia o valor residual para convergência foi de 1×10^{-6} (estes critérios são os parâmetros padrões do software Fluent[®]).

O que foi observado nas simulações realizadas neste trabalho é que em pressões mais elevadas (2940 Pa) aumenta a dificuldade para alcançar o valor estabelecido como critério de resíduo de continuidade. Foram alcançados valores de resíduos abaixo de 1×10^{-2} , porém não foi atingido o valor residual de continuidade de 1×10^{-3} . Os demais critérios de resíduos, como para a Equação da energia e velocidade foram alcançados.

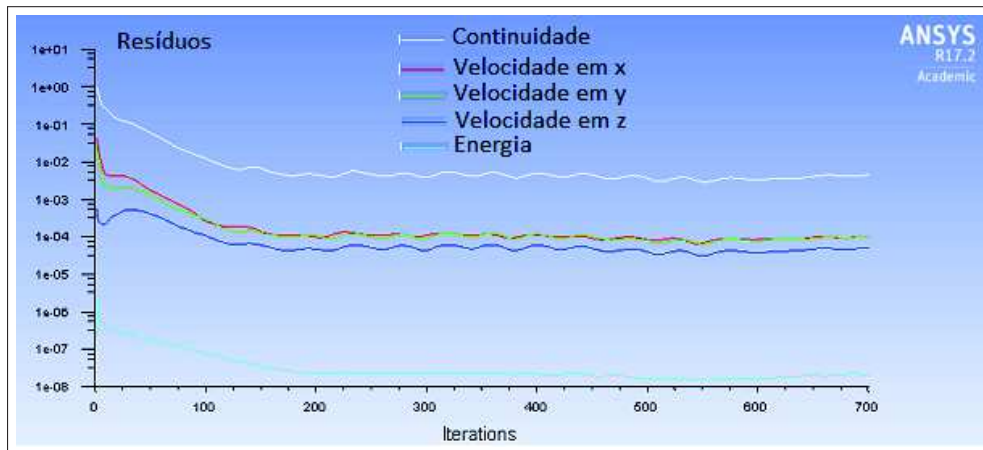
Ao longo das simulações, foi possível observar que os critérios de convergência são influenciados por:

- Número de elementos de malha: Observa-se maior dificuldade em alcançar o critério de convergência em malhas mais densas para a Equação de continuidade;
- Condições de contorno: No exemplo, considerando maior pressão de trabalho, mais difícil é alcançar o critério de 1×10^{-3} para o resíduo de continuidade;
- Geometria: modificando-se a geometria modifica-se a malha e isto também gera dificuldades para se alcançar o critério residual;
- Modelo de simulação: para realizar a simulação com os microcanais com estrutura pinada, foi necessário modificar o modelo de simulação de laminar para turbulento. Ao realizar as simulações com o modelo turbulento nos canais paralelos, observou-se uma melhor convergência para os critérios residuais, com um número menor de iterações, porém o tempo de duração da simulação aumentou devido ao maior número de equações a serem solucionadas.

Como conclusão, não se pode descartar a validade de uma simulação apenas por não atingir um dos critérios residuais. Uma das justificativas, é que é possível simular com uma malha com baixo número de elementos e a simulação atingir todos os critérios de resíduos, porém o resultado obtido apresenta um valor numérico que não corresponde a realidade (como é expressado no estudo de convergência de malha).

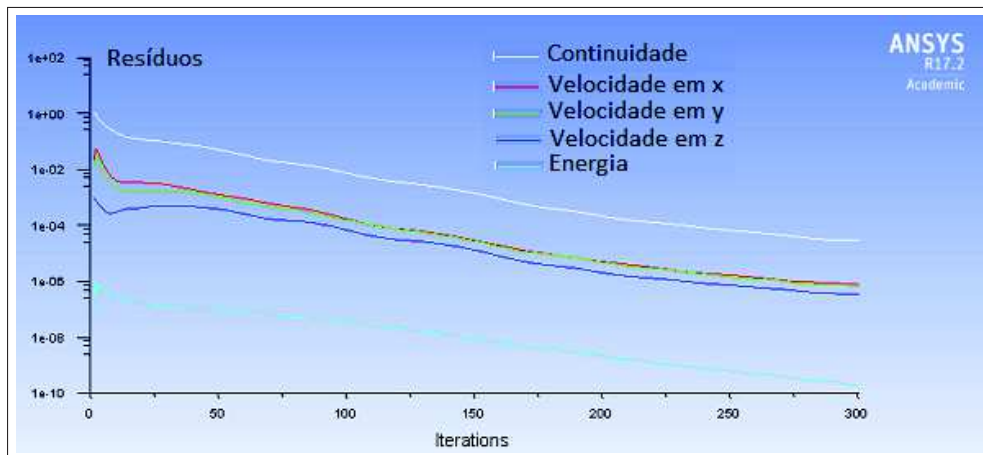
A Figura 52 mostra os critérios de resíduos alcançados para uma simulação de modelo laminar, pressão de trabalho de 490 Pa em um trocador de 6 canais paralelos. Observa-se que com o modelo laminar não foram alcançados todos os critérios de resíduos. Neste caso, o valor do resíduo para a Equação de continuidade ficou abaixo de 1×10^{-2} , porém não atingiu-se o valor de 1×10^{-3} .

Figura 52 – Resíduos modelo laminar de simulação.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 53 mostra o gráfico de resíduos para as equações de continuidade, energia e velocidade na simulação com o mesmo trocador de 6 canais (pressão de trabalho de 490 Pa), utilizando o modelo de turbulência $k-\omega$ SST no software Ansys Fluent[®]. Observa-se que todos os critérios de convergência foram alcançados em 300 iterações.

Figura 53 – Resíduos para o modelo de turbulência $k-\omega$ SST.

Fonte: Elaborado pelo autor.

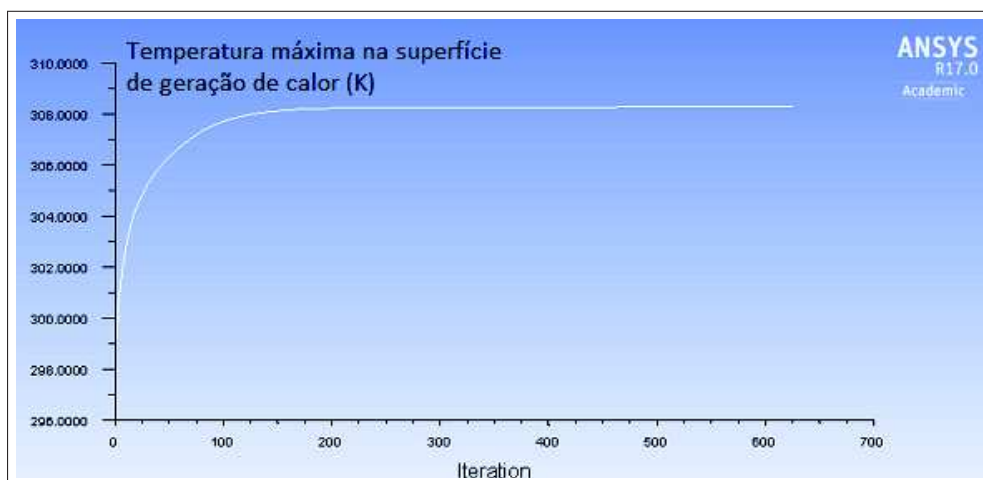
4.1.6 Verificação de Convergência das Variáveis de Interesse

Outro fato é que tão ou mais importante que os critérios numéricos de resíduos, é o critério de convergência de uma ou mais variável de interesse, ou seja, verifica-se se as variáveis físicas envolvidas no processo convergiram a um determinado valor ao final da simulação. Com este intuito, além dos critérios de resíduos, observou-se também nas simulações o comportamento de duas variáveis de interesse, como a convergência da temperatura máxima da superfície aquecida e da temperatura média no ponto de saída do fluido (*outlet*).

As Figuras 54 e 55 mostram o comportamento das variáveis temperatura máxima na superfície aquecida e velocidade média na saída para pressão de trabalho de $490 Pa$. A geometria neste caso apresenta canais igual a $1 mm$ (Razão de Aspecto = 2 e Porosidade = 53%).

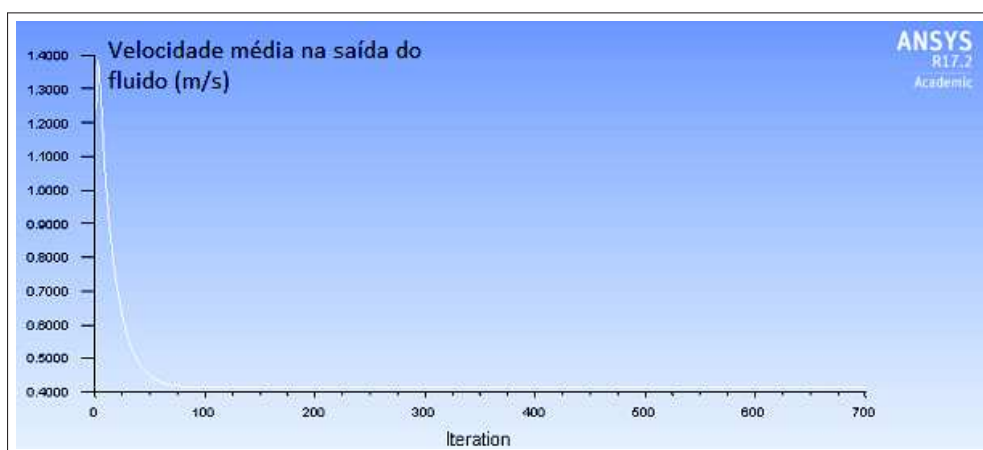
Analisar o comportamento destas variáveis ao longo da simulação é tão ou mais importante que acompanhar o gráfico de resíduos. Muitas vezes a simulação atinge os critérios de resíduos, porém a variável de interesse ainda não convergiu. Conforme o problema a ser simulado e a definição das condições iniciais, pode ocorrer da variável de interesse estabilizar para um determinado valor e o critério de resíduos não ser alcançado.

Figura 54 – Temperatura máxima da superfície aquecida em função do número de iterações.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 55 – Temperatura média do fluido na saída em função do número de iterações.



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.7 Verificação do Balanço de Massa

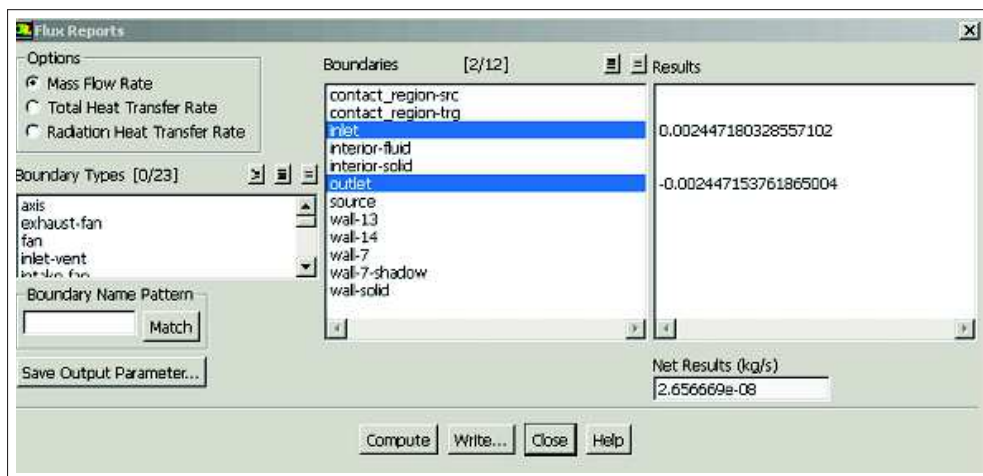
Outro fator importante para verificação da qualidade da simulação é a verificação do balanço de massa. Neste caso, foi considerado como válida a simulação que apresenta a diferença

entre vazão mássica na entrada e vazão mássica na saída menor que 1%, de acordo com o serviço de assistência técnica dos pacotes de software da Ansys[®] (empresa **ESSS**).

O software para visualização de resultados CFD Post[®] apresenta o comando *Mass Flow Rate* (taxa de fluxo de massa), em que podemos verificar a diferença de vazão mássica entre os pontos de entrada e de saída do fluido.

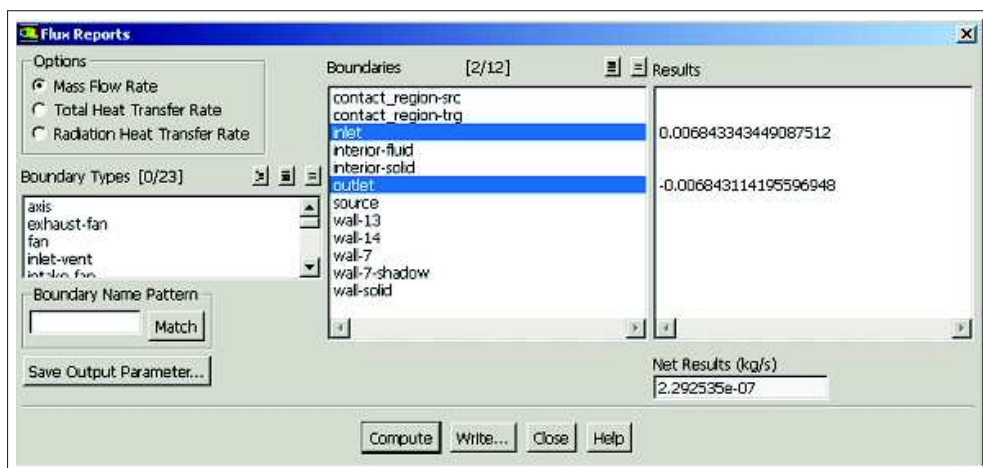
As Figuras 56 e 57 apresentam o balanço de massa para as pressões de 490 Pa e 2940 Pa, em ambos os casos, a diferença de vazão mássica é na ordem de 0,001% (bem abaixo do valor de 1%), e isto é um outro fator que pode demonstrar a coerência nas simulações realizadas.

Figura 56 – Balanço de massa na pressão de trabalho de 490Pa.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 57 – Balanço de massa na pressão de trabalho é de 2940Pa.

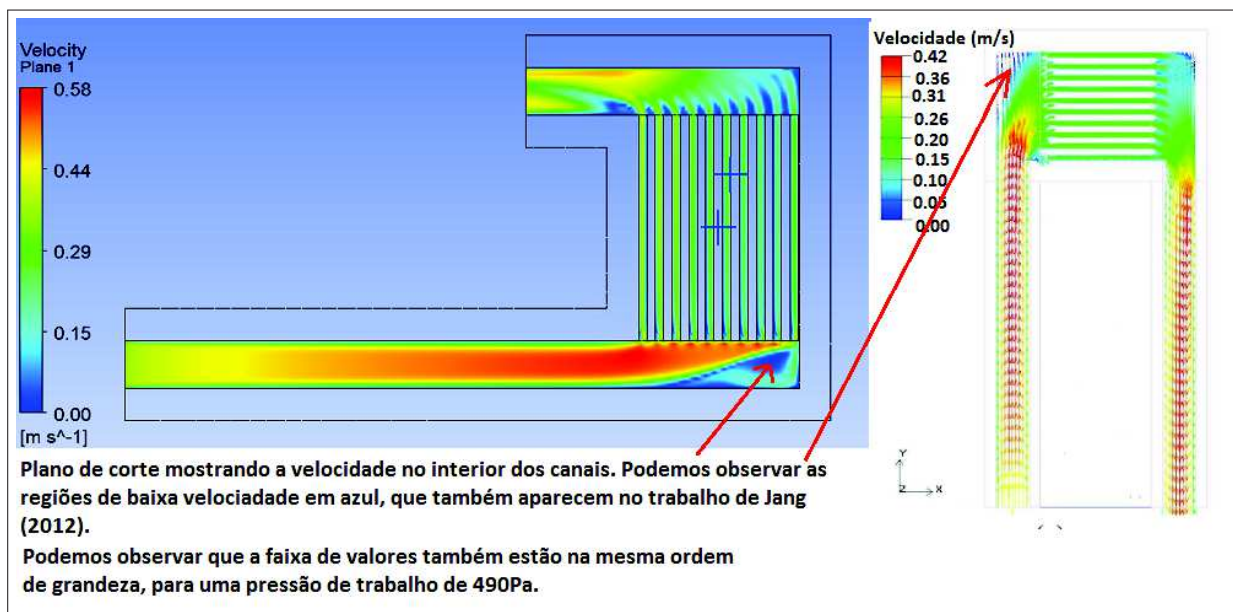


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.8 Resultados do Perfil de Velocidade do Fluido

A Figura 58 mostra o perfil de velocidade visto em plano de corte médio (plano xy, passando pelo centro dos canais), na simulação de uma geometria de 10 canais, com a pressão de trabalho de 490 Pa. Podemos observar as mesmas regiões de baixa velocidade (região em azul escuro) apresentados no trabalho de Chiu et al. (2012). Os valores de velocidade obtidos estão na mesma ordem de grandeza: a velocidade máxima obtida na simulação foi de 0,58 m/s e a velocidade máxima no artigo foi de Chiu et al. (2012) foi de 0,42 m/s. Esta pequena diferença de valores pode ser devido a fatores como a diferença de definição das propriedades dos materiais ou parâmetros de geração de malha, como também a diferença de comprimento do canal de saída.

Figura 58 – Comparativo de perfil de velocidade.



Fonte: Elaborado pelo autor.

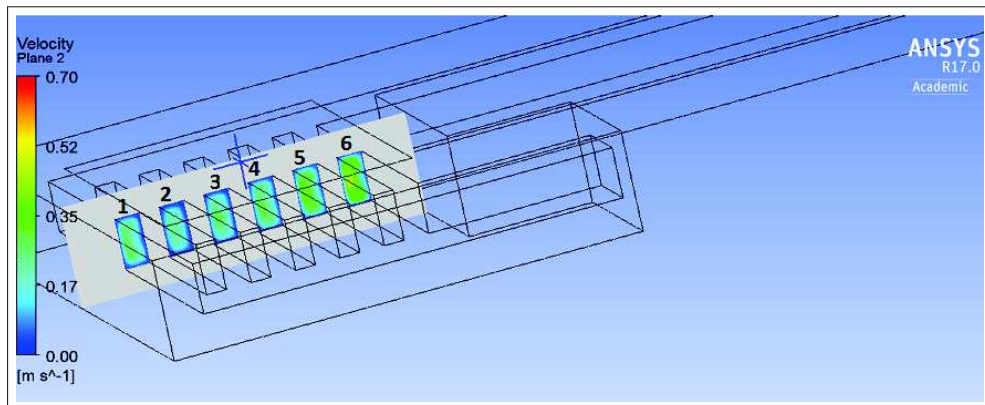
Do ponto de vista prático é muito difícil realizar medições de vazão e velocidade de fluxo em cada microcanal em um protótipo experimental pois teríamos que construir micro-sensores de fluxo. Outra dificuldade seria a inserção de termopares em diversos locais do trocador para obter o perfil de temperatura na proximidade da interface sólido-líquido. Neste aspecto, o programa CFD Post[®] oferece vários recursos, possibilitando criar planos e pontos de medição.

Para avaliarmos a distribuição de vazão por cada canal, criamos planos transversais e utilizamos o recurso computacional do CFD-Post[®] para obter vazão mássica por canal. Desta forma calculamos a velocidade média por canal, dividindo a vazão mássica obtida pela área de seção transversal do canal correspondente.

A Figura 59 mostra o perfil de velocidade do fluido no interior dos canais para a pressão de trabalho de 2940 Pa. Foi observado que na interface sólido-líquido a velocidade do fluido

é zero (azul forte) e que a velocidade cresce em magnitude em direção ao centro do canal. Através do software de pós-processamento foram construídos planos para obter a vazão mássica e calcular valores de velocidade média do fluido por canal. Desta forma foi possível comparar o valor de velocidade média do fluido por canal nesta simulação com os resultados obtidos no artigo Chiu et al. (2011). Para fins de identificação, os canais foram numerados de 1 a 6 conforme a Figura 59.

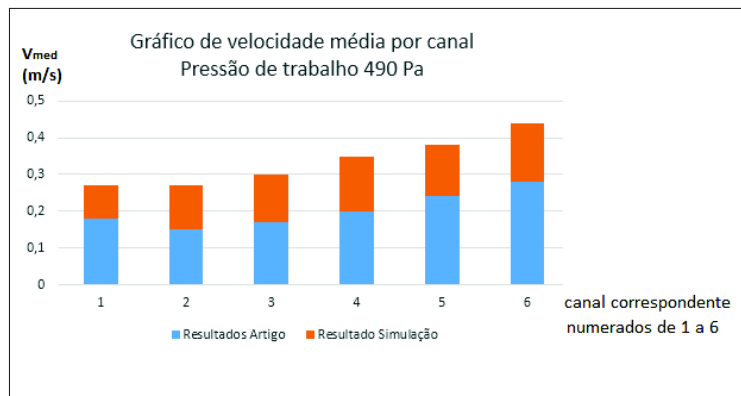
Figura 59 – Perfil de velocidade no plano de corte central.



Fonte: Elaborado pelo autor.

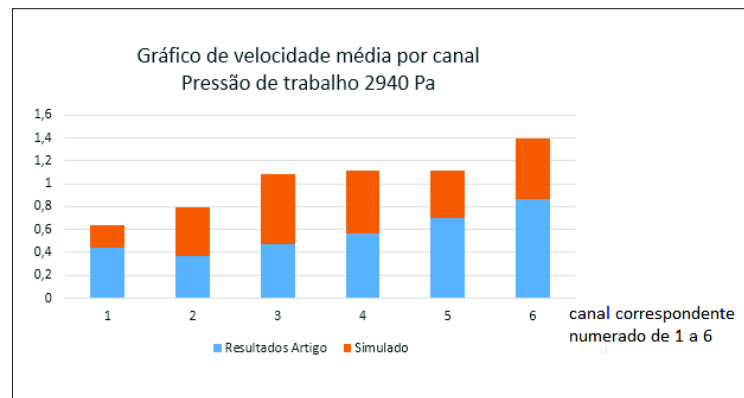
As Figuras 60 e 61 apresentam os valores de velocidade média no interior dos canais (geometria com 6 canais, razão de Aspecto = 1, largura do canal = 1 mm e Porosidade = 53%) e comparam com os valores obtidos do trabalho de Chiu et al. (2011). O artigo usou os valores de vazão mássica por canal e a informação da área da seção transversal de cada canal para obter os valores de velocidade média por canal, porém não informou se os valores obtidos são dados experimentais ou de simulações CFD.

Figura 60 – Velocidade média nos canais (pressão de trabalho de 490 Pa).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 61 – Velocidade média nos canais (pressão de trabalho de 2940 Pa).



Fonte: Elaborado pelo autor.

$$V_{med} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \text{Área}} \quad (35)$$

Sendo:

- V_{med} é a velocidade média por canal em m/s ;
- \dot{m} é a vazão mássica do canal na unidade de kg/s ;
- ρ é a massa específica do fluido em kg/m^3 . O valor da densidade da água no software fluent para a temperatura de 25 °C é de $998,2 kg/m^3$;
- Área é a área da seção transversal de um canal em m^2 . Neste exemplo, os canais possuem altura de 2 mm e largura de 1 mm, o que corresponde a uma área de seção transversal de $1 mm^2$ ($1 \times 10^{-6} m^2$).

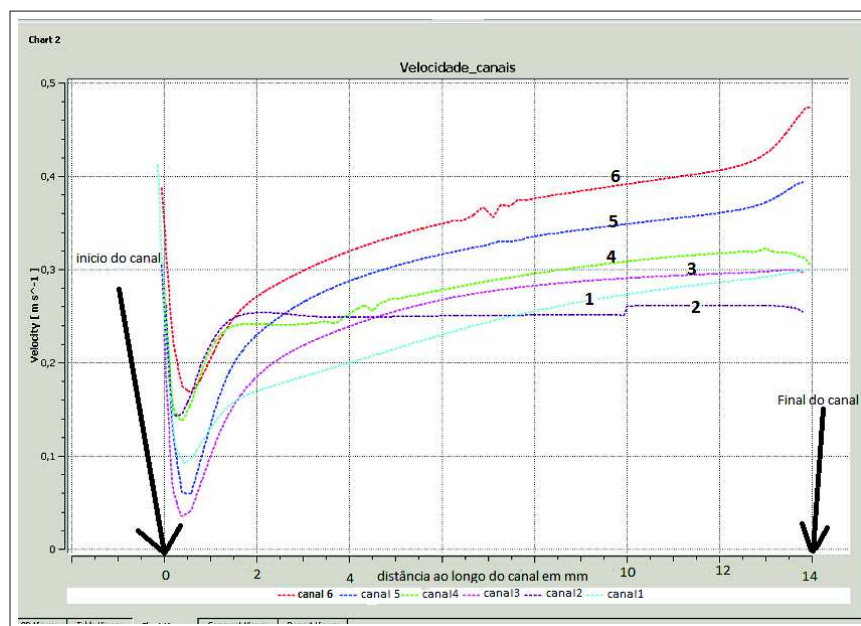
Observa-se nos gráficos que os valores de velocidade média obtidos na simulação foram da mesma ordem de grandeza, porém mais elevados que os obtidos do artigo Chiu et al. (2011). A maior diferença de valores ocorre no canal 6 (maior vazão), em que valor de velocidade do canal obtido na simulação foi de $1,4 m/s$ e o informado do artigo foi de $0,84 m/s$, para uma diferença de pressão de 2940 Pa. Neste caso, o valor obtido de velocidade na simulação é superior em 60% ao apresentado como resultado no artigo.

As Figuras 62 e 63 apresentam a magnitude do vetor velocidade ao longo do comprimento do canal no centro de cada canal. Através do programa CFD POST[®], foi desenhado uma linha de centro em cada canal e obtido a magnitude do vetor velocidade ao longo do comprimento desta linha (que corresponde ao comprimento do canal). Estes dados foram obtidos em uma geometria com 6 canais (Razão de Aspecto = 1, largura do canal = 1mm e porosidade 53%), aplicando uma diferença de pressão entre entrada e saída do fluido de 490 Pa e 2940 Pa.

Observa-se na Figura 62 (pressão de trabalho de 490 Pa) que o canal 6 apresenta a maior velocidade ($0,28\text{ m/s}$) no início do canal, pois está mais próximo da injeção do fluido e que a velocidade decresce em direção ao primeiro canal (ponto mais distante do ponto de injeção). Porém, a velocidade do canal 1 é de $0,1\text{ m/s}$ (cerca de 50% superior a velocidade dos canais 2 e 3), devido aos efeitos da parede final do último canal e da região de baixa velocidade mostrada na Figura 58. Ao longo do comprimento do tubo, observa-se o aumento da magnitude do vetor velocidade, conforme previsto teoricamente na seção 2.4. No início do canal, a magnitude velocidade no canal 6 é de $0,28\text{ m/s}$, no final do canal, a magnitude do vetor velocidade é superior a $0,4\text{ m/s}$.

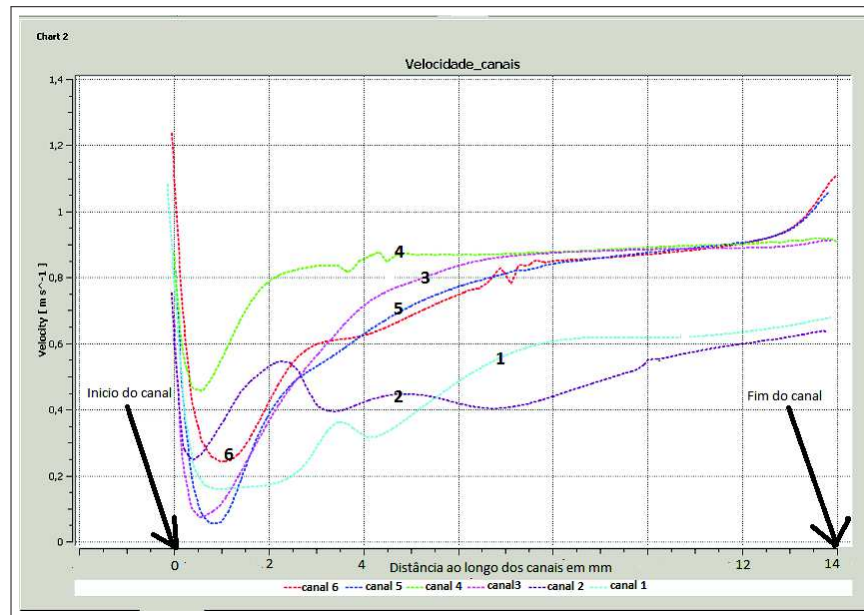
Na Figura 63 (pressão de trabalho de 2940 Pa), observa-se no início do comprimento do canal 4 (canal mais central) uma magnitude do vetor velocidade de $0,5\text{ m/s}$, superior à magnitude do vetor velocidade no canal 6 ($0,25\text{ m/s}$), sendo o canal 6 mais próximo do ponto de injeção do fluido. No desenvolvimento do vetor velocidade ao longo do comprimento dos canais, observa-se a tendência dos canais 3, 4, 5 e 6 convergirem para a mesma magnitude do vetor velocidade ($0,9\text{ m/s}$), com os canais 1 e 2 terem magnitude de velocidade do fluido menor ($0,65\text{ m/s}$ e $0,6\text{ m/s}$ respectivamente).

Figura 62 – velocidade no centro dos canais (pressão de 490 Pa).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 63 – Velocidade no centro dos canais (pressão de 2940 Pa).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Observando a Figura 63, a velocidade máxima obtida com a simulação na extremidade do canal 6 alcança o valor de $1,6\text{ m/s}$. Com isso, podemos estimar o maior número de Reynolds do sistema, através da Equação 36.

$$Re_{max} = \frac{\rho v_{canal6} D_h}{\mu} = 1792 \quad (36)$$

Sendo:

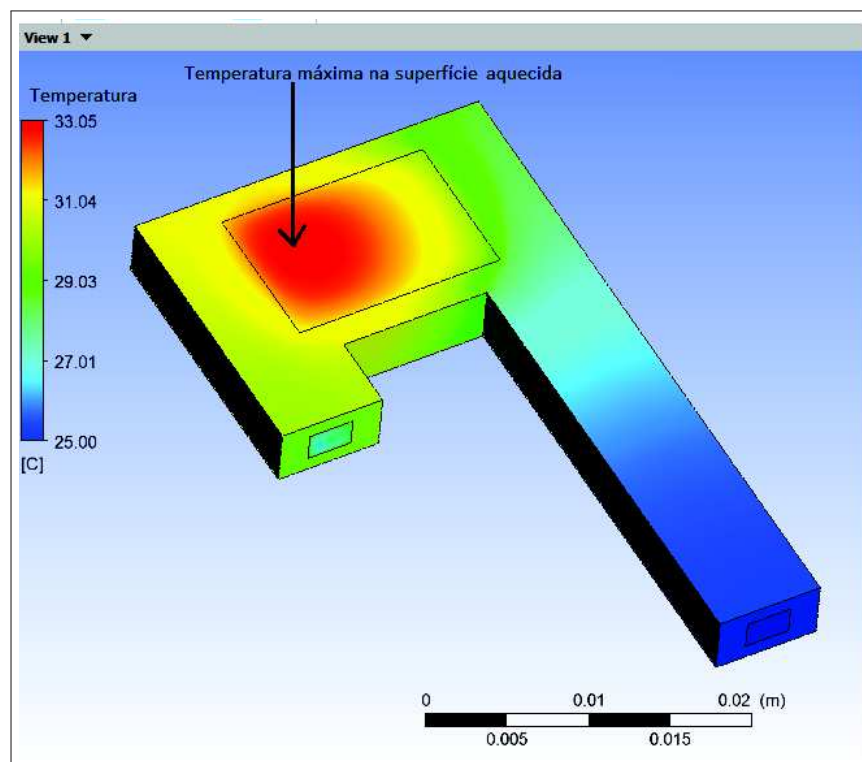
- Re_{max} é o número adimensional de Reynolds do canal 6, em que temos a maior valor do vetor velocidade obtido na simulação. Neste caso o valor calculado é de 1792. O valor de Reynolds de 2300 é um valor referencial limite para a transição entre escoamento laminar e turbulento em tubos (MCDONALD; PRITCHARD; FOX, 2014);
- ρ é a densidade volumétrica do líquido refrigerante em kg/m^3 . Neste caso, temos como fluido a água com densidade de $998,2\text{ kg}/\text{m}^3$;
- V_{canal6} é a velocidade máxima obtida no interior do canal 6, neste caso igual a $1,1\text{ m/s}$;
- μ é a viscosidade dinâmica do líquido refrigerante (água), com valor de $0,000815\text{ kg}/\text{ms}$ na temperatura de $29\text{ }^\circ\text{C}$, que é a temperatura média na saída do canal 6;
- D_h = diâmetro hidráulico do canal 6, com altura igual a 2 mm e largura de 1 mm . Neste caso o D_h é de $0,00133\text{ m}$.

O número de Reynolds calculado é menor que 2300, mesmo considerando o valores de velocidade máxima em um canal (sabendo-se que o número de Reynolds é calculado com o valor de velocidade média, o que diminuiria ainda mais o número de Reynolds calculado). Conseqüentemente, com relação as velocidades envolvidas, justifica-se a escolha do modelo laminar na simulação. O modelo laminar de fluxo (ou modelo de viscosidade) foi utilizado nas simulações dos trabalhos de Chiu et al. (2011) e de Chiu et al. (2012).

4.1.9 Resultados do Perfil de Temperatura e Resistência Térmica

A Figura 64 apresenta o perfil de temperatura do bloco de alumínio, indicando o valor de temperatura máxima na superfície aquecida. Este exemplo corresponde a um trocador de calor de 10 canais (largura do canal de 1mm). Utilizamos o valor de temperatura máxima como também a temperatura no centro da superfície aquecida na etapa de cálculo de resistência térmica para cada modificação de parâmetro geométrico.

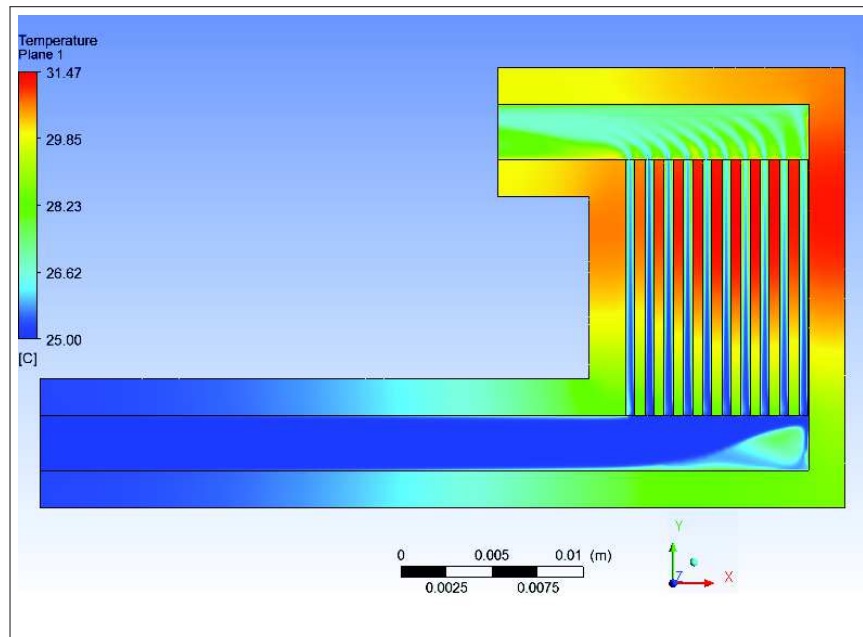
Figura 64 – Perfil de temperatura na superfície do trocador de calor.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 65 mostra o perfil de temperatura na interface sólido-fluido, correspondente ao trocador com 10 canais, visto em um plano de corte central. Podemos observar o contraste de temperatura entre o sólido de alumínio e o fluido. Neste exemplo, temos uma geometria de 10 canais (Razão de Aspecto = 2, largura do canal = 1 mm e porosidade = 53%).

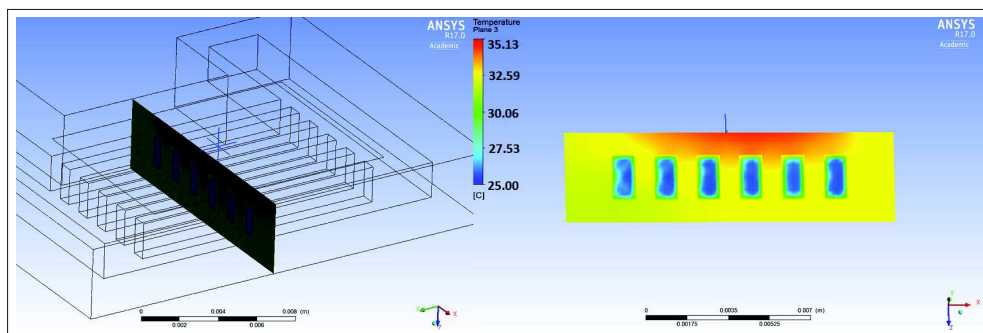
Figura 65 – Perfil de temperatura na interface sólido-líquido.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 66 mostra a temperatura entre a interface sólido-líquido em uma seção transversal aos canais, exatamente na metade do comprimento dos canais. Neste exemplo, a geometria possui 6 canais (Razão de Aspecto = 1, largura do canal = 1 mm e Porosidade 53%).

Figura 66 – Perfil de temperatura na interface sólido-líquido (seção transversal).



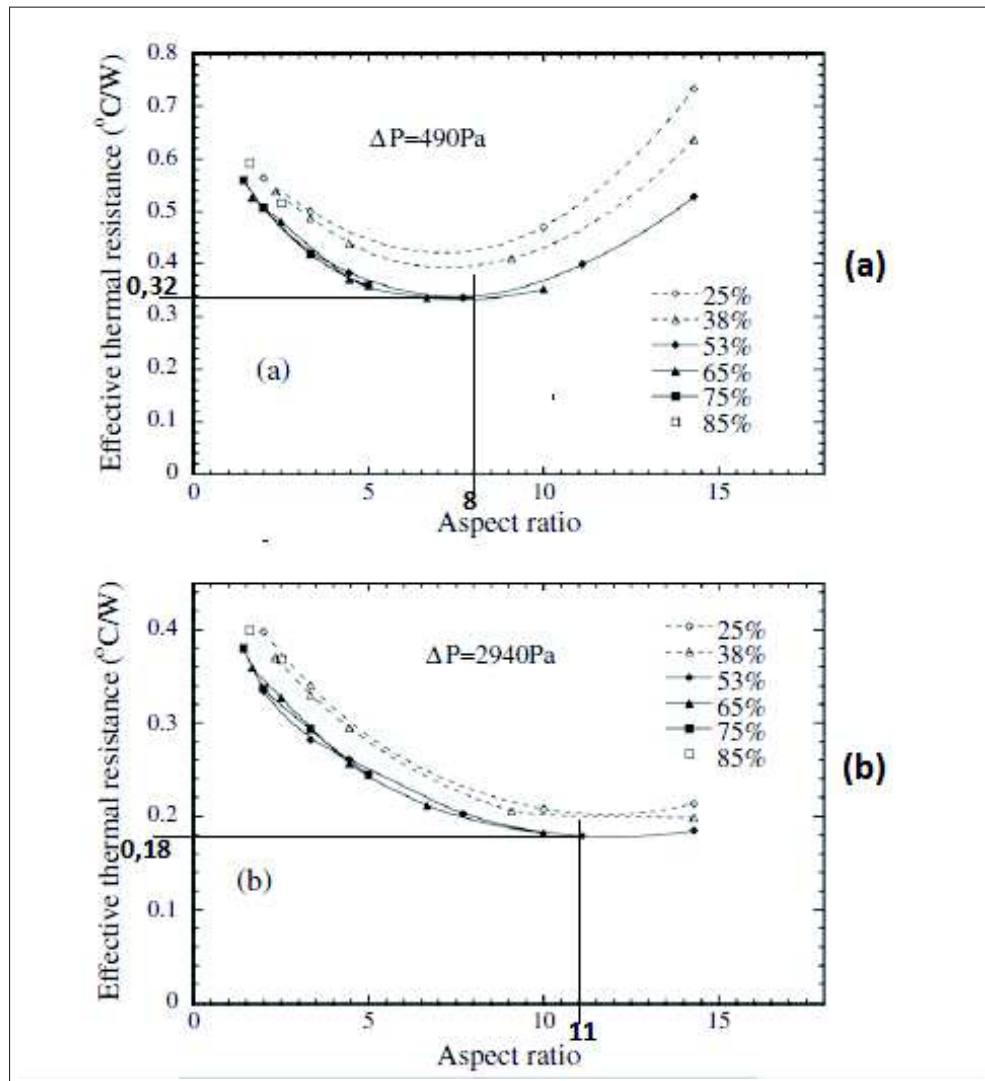
Fonte: Elaborado pelo autor.

O objetivo do trocador de calor é diminuir o máximo possível a temperatura da superfície aquecida através do fluxo de água de refrigeração nos microcanais. Quanto menor for a temperatura máxima da superfície aquecida, melhor é o processo de troca térmica e isto é expresso em um menor valor de resistência térmica. A Figura 67 (a) mostra os valores de resistência térmica em função da geometria para a pressão de trabalho de 490 Pa (CHIU et al., 2011). Observa-se que o melhor resultado de resistência térmica obtido foi de 0,32 °C/W em uma geometria de Razão de Aspecto = 8 (canais de 0,25 mm de largura).

A Figura 67 (b) mostra os valores de resistência térmica em função da geometria para

a pressão de 2940 Pa (CHIU et al., 2011). Neste caso, a menor resistência térmica foi de 0,18 °C/W em uma geometria de Razão de Aspecto = 11 (canais de 0,18 mm). Uma das conclusões do trabalho de Chiu et al. (2011) é que a geometria pode ser otimizada de acordo com a pressão de trabalho aplicada ao fluido.

Figura 67 – Resistência térmica em função da Razão de Aspecto (*Aspect Ratio*).



Fonte: Adaptado de Chiu et al. (2011).

As tabelas 13 e 14 apresentam os valores de resistência térmica de acordo com a modificação dos parâmetros de construção geométrica dos canais. Os valores de resistência térmica foram calculados conforme a Equação 34, de acordo com a proposta apresentada no artigo Chiu et al. (2011). Como já mencionado, foi realizado também o cálculo da resistência térmica utilizando o ponto de temperatura máxima na superfície.

Tabela 13 – Resistência térmica na pressão de 490 Pa.

490 Pa						
$A_{\text{AspectRatio}}$	$P_{\text{Porosidade}}$	$L_{\text{largura}}(\text{mm})$	$T_{\text{max}}(^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{centro}}(^{\circ}\text{C})$	$R_{\text{thmax}}(^{\circ}\text{C}/\text{W})$	$R_{\text{thcentro}}(^{\circ}\text{C}/\text{W})$
2	53%	1,00	35,18	34,80	0,48	0,47
4	50%	0,50	33,28	32,94	0,39	0,38
8	53%	0,25	31,62	30,87	0,31	0,28
11	53%	0,18	32,43	31,24	0,35	0,30

Elaborado pelo autor.

Tabela 14 – Resistência térmica na pressão de 2940 Pa.

2940 Pa						
$A_{\text{AspectRatio}}$	$P_{\text{Porosidade}}$	$L_{\text{largura}}(\text{mm})$	$T_{\text{max}}(^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{centro}}(^{\circ}\text{C})$	$R_{\text{thmax}}(^{\circ}\text{C}/\text{W})$	$R_{\text{thcentro}}(^{\circ}\text{C}/\text{W})$
2	53%	1,00	32,21	31,90	0,34	0,33
4	50%	0,50	30,98	30,66	0,28	0,27
8	53%	0,25	29,00	28,76	0,19	0,18
11	53%	0,18	28,65	28,39	0,17	0,16

Elaborado pelo autor.

A tabela 13 destaca que a menor resistência térmica da simulação para a pressão de trabalho de 490 Pa foi obtida com Razão de Aspecto = 8. A tabela 14 destaca que a menor resistência térmica da simulação para a pressão de trabalho de 2940 Pa foi obtida com Razão de Aspecto = 11. Desta forma, foi obtida as mesmas conclusões referentes à otimização de geometria do artigo de Chiu et al. (2011), com praticamente os mesmos resultados numéricos de resistência térmica. Isto contribui para a validação da metodologia aplicada na simulação de canais paralelos neste trabalho.

4.2 Simulação de Microcanais Pinados

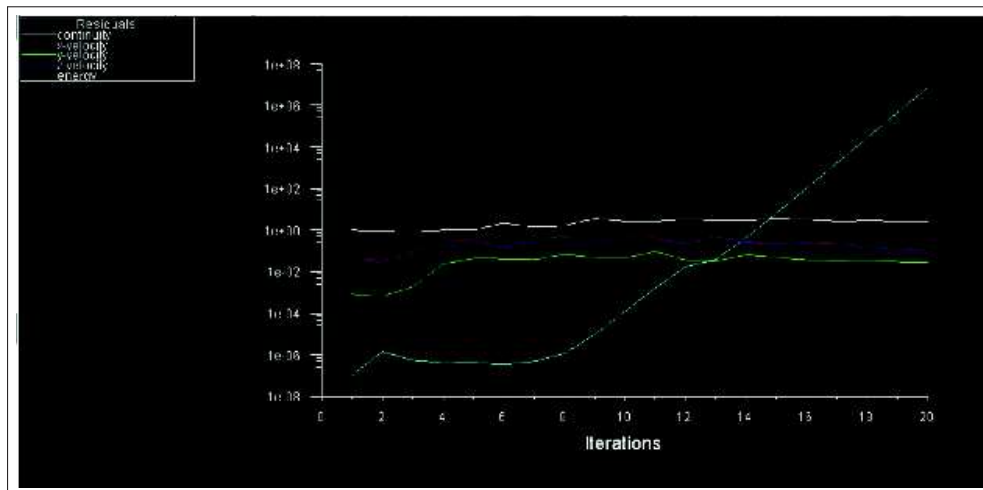
Após realizar um conjunto de simulações com trocadores em canais paralelos e obter de forma satisfatória resultados com boa aproximação aos publicados em artigos, foi realizada uma segunda etapa do trabalho, que é a realização de simulações em outros formatos de geometria. Com este intuito, foi mantida a mesma estrutura geométrica dos canais de entrada e saída do fluido refrigerante, a mesma área aquecida (14 mm x 10 mm), porém os microcanais são formados em uma rede de estrutura pinada de diâmetro de 1 mm na forma escalonada (não alinhada), conforme mostrado na Figura 42.

4.2.1 Escolha do Modelo de Viscosidade Turbulenta

O grande problema a ser solucionado é que não foi possível simular este tipo de geometria utilizando o modelo laminar de turbulência. Outras geometrias, como a do trocador fractal, apresentaram problema de convergência de resíduos na simulação. Só foi possível utilizar o modelo laminar na simulação de fractal eliminado o recurso de *Inflation* na interface sólido-fluido (etapa de geração de malha). Isto prejudica a simulação pois não modela corretamente a física de transferência de calor.

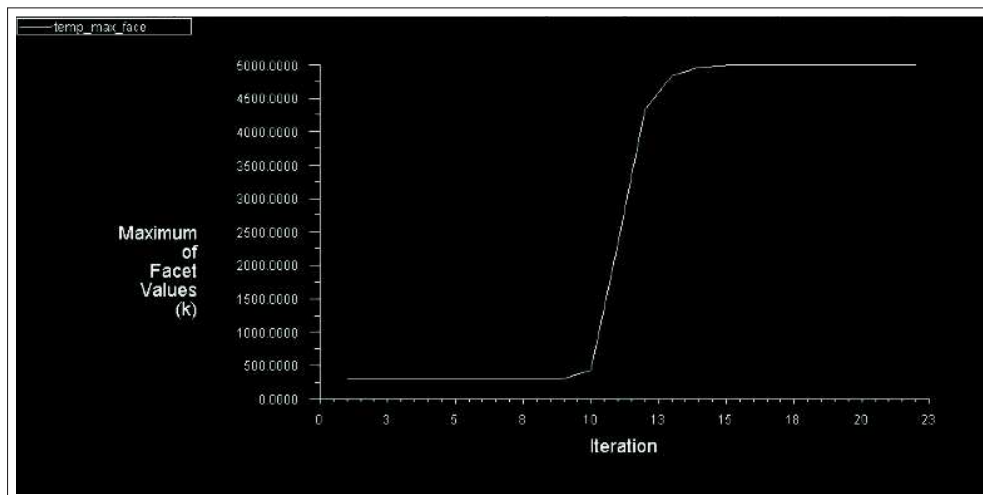
A Figura 68 mostra o problema de não convergência do valor de resíduo para a Equação de energia em microcanais de estrutura pinada, gerando falha de simulação. A Figura 69 mostra o disparo da temperatura na face.

Figura 68 – Erro na simulação: Disparo do valor residual de energia.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 69 – Erro na simulação: Disparo de temperatura na face.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Através de consultoria com o serviço de assistência técnica dos pacotes de software da Ansys® (empresa ESSS), foi recomendado a utilização do modelo de turbulência $k-\omega$ SST no software Fluent®. Uma das argumentações que corroboram com o uso do modelo indicado é que a solução numérica teria maior facilidade de convergência e estaria adequada à física do processo envolvendo transferência de calor junto à interface solido-líquido.

Outra recomendação foi a verificação da variável Y_{Plus} ou Y^+ após a simulação, não admitindo valores superiores a 2. Com isso, teríamos a garantia de qual número de elementos de malha próximo a interface solido-líquido estaria adequado, conforme discutido na seção 2.9.1.

A primeira etapa foi o estudo de convergência de malha. Realizamos esta etapa com a primeira geometria construída com microcanais pinados com parâmetros geométricos $D = 1,8375 \text{ mm}$, $W_c = 1,25 \text{ mm}$ e $Passo = 2 \text{ mm}$. A tabela 15 apresenta variação do número de elementos e número de nós com a correspondente medida da variável de interesse (no caso temperatura máxima na superfície e temperatura no centro da superfície com geração de calor).

4.2.2 Estudo de Convergência de Malha

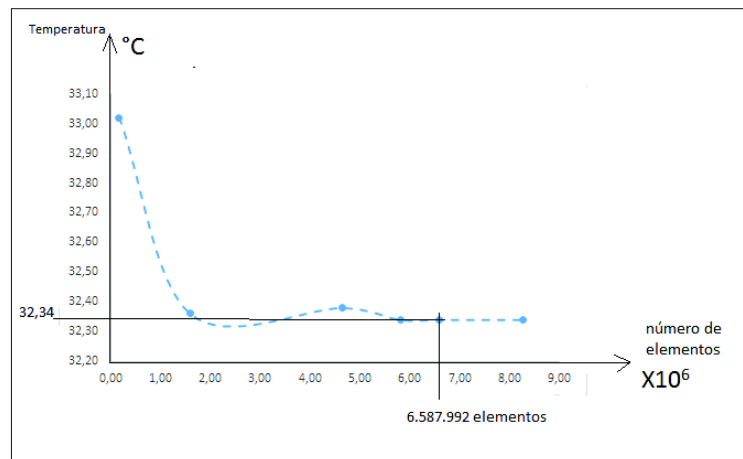
Tabela 15 – Convergência de malha microcanais pinados.

Número de elementos	Número de nós	T_{max} °C	T_{centro} °C
167.279	57.305	33,02	32,68
1.595.055	416.200	32,36	32,08
4.649.974	1.127.436	32,38	32,07
5.806.992	1.833.573	32,34	32,02
6.587.992	2.130.074	32,34	32,02
8.261.450	2.599.550	32,34	32,02

Fonte: Elaborado pelo autor.

O gráfico de convergência de malha para o trocador de microcanais com estrutura pinada é mostrado na Figura 70:

Figura 70 – Gráfico de convergência de malha para o trocador de calor com microcanais pinados.



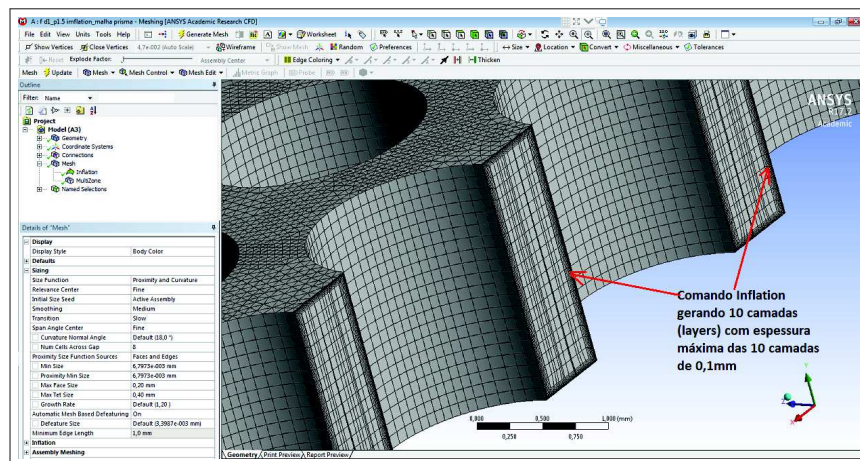
Fonte: Elaborado pelo autor.

As conFiguração dos parâmetros de malha para o trocador de calor com microcanais pinados no software Ansys Meshing[®] são apresentados no Apêndice B.

4.2.3 Refino de Malha na Interface Líquido-Sólido (Comando Inflation)

A Figura 71 mostra o resultado da malha gerada no domínio fluido com a utilização do comando *Inflation*, em que foi construído um refino de malha junto à interface líquido-sólido através de geração de camadas (layers) com crescimento gradual dos elementos de malha em direção ao centro do canal.

Figura 71 – Geração de camadas (comando *Inflation*) próximo aos pinos.



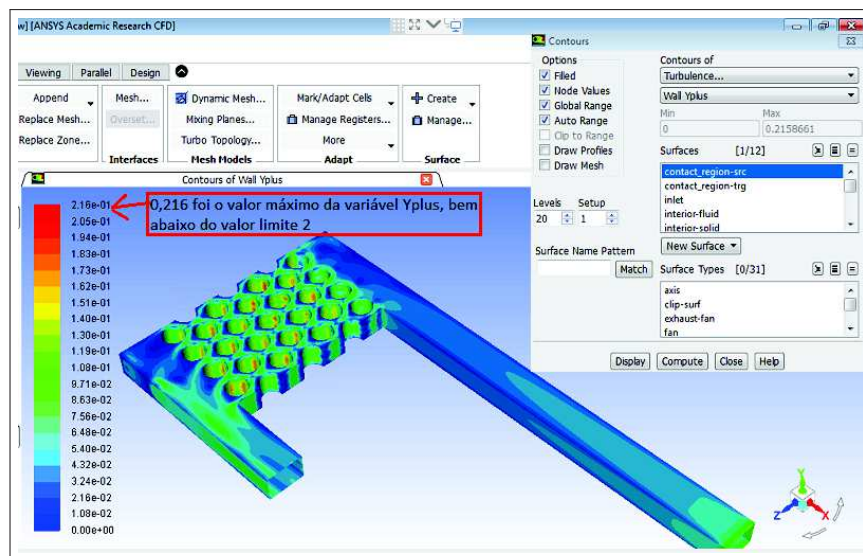
Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2.4 Verificação da Variável Y_{plus}

A Figura 72 mostra o valor da variável Y_{plus} ou Y^+ na região de interface sólido-fluido. A variável y_{plus} é uma relação entre a velocidade de atrito e a viscosidade cinemática, adimensional.

Se seu valor for menor que 2, é comprovado de que temos elementos de malha suficientemente próximo a camada sublaminar viscosa, conforme discutido na seção 2.9.1. Isto deve ser observado através do pós-processamento no software Fluent[®], em que foi verificado o valor da variável Y^+ na interface sólido-fluido, de acordo com consultoria da empresa ESSS, que presta assistência no Brasil sobre o uso dos pacotes de software da Ansys[®]. Observa-se na Figura 72 que o valor máximo da variável Y_{plus} é de 0,216, bem abaixo do valor 2, garantindo assim que existem elementos de célula na camada sublaminar viscosa, adequado à física de transferência de calor.

Figura 72 – Variável Valores de Y_{plus} ou Y^+ .

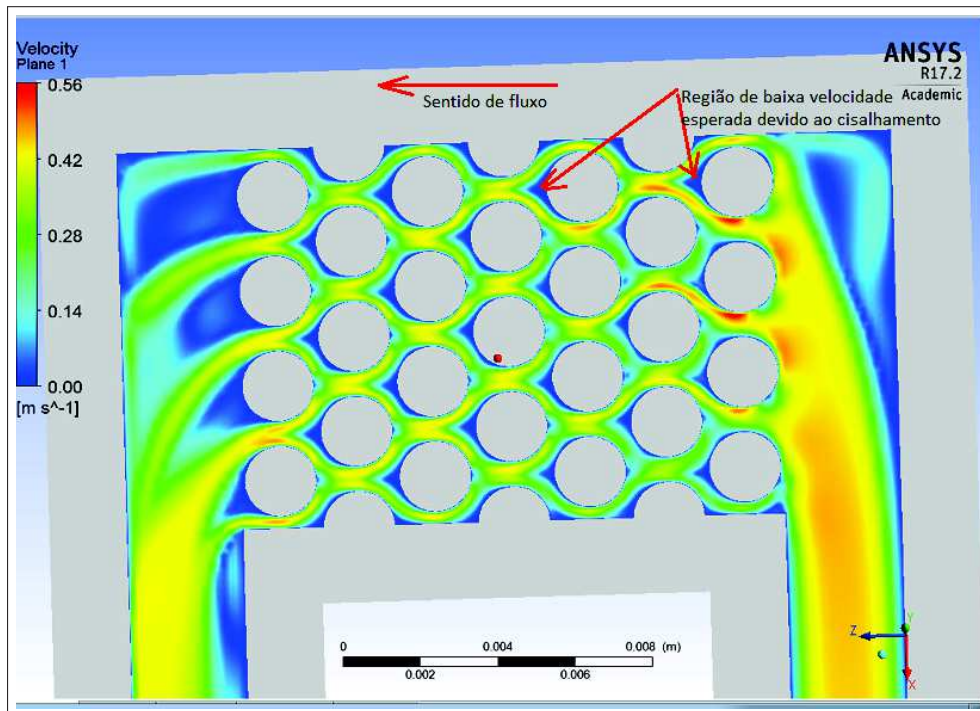


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2.5 Resultados do Perfil de Velocidade do Fluido

A Figura 73 apresenta o perfil de velocidade em um plano de corte médio no trocador de calor pinado utilizado na etapa de convergência de malha (diâmetro de 1,8375 mm). Podemos observar as regiões de baixa velocidade indicada pelas setas, devido ao cisalhamento do fluido.

Figura 73 – Perfil de velocidade obtido para a geometria com $D=1,8375\text{ mm}$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2.6 Resultados do Perfil de Temperatura e Resistência Térmica

A tabela 16 mostra os valores de temperatura máxima na superfície aquecida, como também a temperatura no centro da superfície, para as pressões de entrada do fluido de 490 Pa e 2940 Pa , em função da modificação da geometria (diâmetro dos pinos, passo e W_c , conforme a Figura 43.

Tabela 16 – Temperatura na superfície variando a geometria pinada.

D(mm)	Passo(mm)	W_c (mm)	GAP	490 Pa		2940 Pa	
				T_{max} (°C)	T_{centro} (°C)	T_{max} (°C)	T_{centro} (°C)
1,89	2	1,25	8	32,43	33,02	29,32	29,19
1,89	2	1,25	3	32,34	32,06	-	-
1,5	1,75	1,05	8	32,49	32,33	29,67	29,6
1,5	1,75	1,05	3	32,63	32,48	28,80	28,63
1,2	1,5	0,9	8	31,83	31,6	29,23	29,12
1	1,3	0,7	3	32,00	31,53	28,97	28,83
1	1	1	8	31,80	31,45	29,02	28,88
0,5	0,9	0,375	3	32,16	31,62	29,22	29,05

Fonte: Elaborado pelo autor.

Pode-se observar na tabela 16 que o melhor resultado apresentado foi para a geometria com diâmetro de 1 mm , porém a variação de temperatura máxima para todas as geometrias é de

alguns décimos de graus Celsius.

No software de geração de malhas Ansys Meshing[®], existe o comando GAP, que possibilita definir quantos nós são construídos junto à interface líquido-sólido na etapa de geração de malha. Com $GAP = 8$, força a construção de 8 nós na geração da interface líquido-sólido, consequentemente aumenta o número de elementos de malha exigindo maior capacidade de memória RAM no momento da simulação CFD. Em simulações com diâmetros de pinos menores que 1 mm, não foi possível simular com $GAP = 8$ pois a simulação CFD exige mais do que 64 Gigabyte de memória RAM e a capacidade de memória RAM dos computadores utilizados na simulação é de 64 Gigabyte. Desta forma, foi realizado também simulações com $GAP = 3$ (três nós na região de interface líquido-sólido), que é o valor padrão do software de geração de malha.

Testamos as simulações para a geometria de diâmetros de 1,89 mm na pressão de 490 Pa com $GAP = 8$ e $GAP = 3$. Obtivemos o mesmo resultado para a temperatura máxima na superfície. Porém houve uma variação de resultados quando mudamos o valor de GAP na geometria de 1,5 mm, mostrado na tabela 16.

A partir deste resultado, foram realizadas simulações para a geometria com diâmetro de 1 mm, variando somente dimensão de passo. Após obter a melhor resposta de distância de passo, foi verificado o efeito da modificação do diâmetro. Os resultados são apresentados na tabela 17:

Tabela 17 – Variações geométricas de passo e diâmetro.

Diâmetro (mm)	W_c (mm)	Passo (mm)	T_{max} (°C)	T_{centro} (°C)
1	0,5	2,15	34,02	33,86
1	0,5	1,60	33,00	32,85
1	0,5	1,30	32,35	32,18
0,7	0,5	1,30	33,15	33,03
0,5	0,5	1,30	34,54	33,86

Fonte: Elaborado pelo autor.

Como conclusão, a geometria com menor passo (pinos mais próximos) gerou a menor temperatura máxima na superfície, e por consequência menor resistência térmica. Os pinos mais afastados (maior passo) e também com o diâmetro menor oferecem maior velocidade do fluido, porém apresentam piores resultados em termos de resistência térmica (a temperatura máxima é mais elevada).

Cabe ressaltar que para gerar elementos de malha com pinos mais próximos, necessitamos elementos de malha com menor tamanho e portanto uma malha mais refinada. Ao gerar malha com pinos menores e mais afastados, é necessário um trabalho maior na etapa de refino de malha, pois precisamos de um refino localizado próximo aos pinos. Por sua vez, o preenchimento entre os pinos pode ter elementos de malha com tamanho gradativamente maiores. Necessariamente

isto implica maior tempo de trabalho na etapa de desenho da geometria e refino de malha. Foi realizado tentativas de gerar malhas com pinos mais próximos (diâmetro de 1 mm e distância de passo menores que 1,3 mm), porém apresentaram erros na geração ou problemas de convergência na simulação CFD.

4.2.7 Comparativo de Resistência Térmica entre Microcanais Paralelos e Microcanais Pinados

O menor resultado de resistência térmica obtido nas simulações com os microcanais formado por estruturas pinadas, conforme a tabela 16, foi com o diâmetro de 1 mm, passo de 1 mm e distância W_c de 1 mm, calculado conforme já visto na seção 4.1. Os valores comparativos de resistência térmica entre microcanais paralelos e microcanais de estruturas pinadas são mostrados nas tabelas 18 e 19:

Tabela 18 – Comparativo da resistência térmica entre microcanais paralelos e pinados (pressão 490 Pa).

Geometria dos microcanais	490 Pa	
	R_{thmax} (°C/W)	$R_{thcentro}$ (°C/W)
Estrutura pinada, D=1 mm, Passo= 1 mm, W_c =1 mm	0,32	0,315
Canais paralelos, Razão de Aspecto = 8, Porosidade = 53%,	0,31	0,28
Canais paralelos, Razão de Aspecto = 11, Porosidade = 53%	0,35	0,30

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 19 – Comparativo da resistência térmica entre microcanais paralelos e pinados (pressão 2940 Pa).

Geometria dos microcanais	2940Pa	
	R_{thmax} (°C/W)	$R_{thcentro}$ (°C/W)
Estrutura pinada, D=1 mm, Passo= 1mm, W_c = 1 mm	0,19	0,18
Canais paralelos, Razaõ de Aspecto = 8, Porosidade = 53%,	0,19	0,16
Canais paralelos, Razão de Aspecto = 11, Porosidade = 53%	0,17	0,16

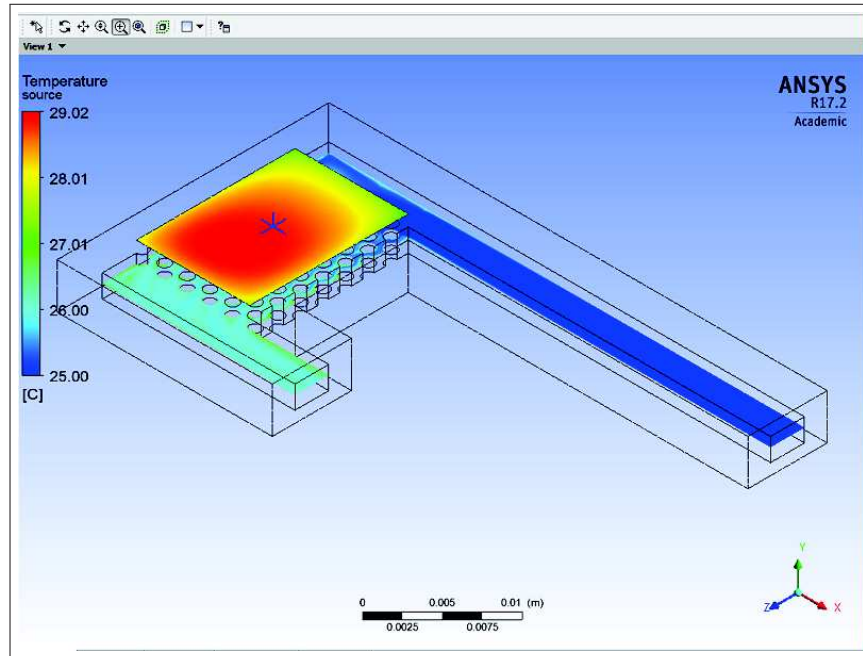
Fonte: Elaborado pelo autor.

Podemos observar que os resultados obtidos com microcanais de estrutura pinada e os resultados obtidos com os microcanais paralelos foram praticamente idênticos em termos de resistência térmica. Porém, é necessário um maior número de simulações com variação dos parâmetros geométricos da estrutura pinada, em busca da otimização dos valores de resistência térmica.

A Figura 74 mostra o perfil de temperatura da superfície aquecida e a distribuição de temperatura do fluido em um plano de corte intermediário nos microcanais, com parâmetros geométricos que garantiram melhor desempenho em termos de resistência térmica (diâmetro

de 1mm, distância de passo de 1mm, e distância $W_c = 1mm$), sendo a pressão de trabalho de 2940Pa.

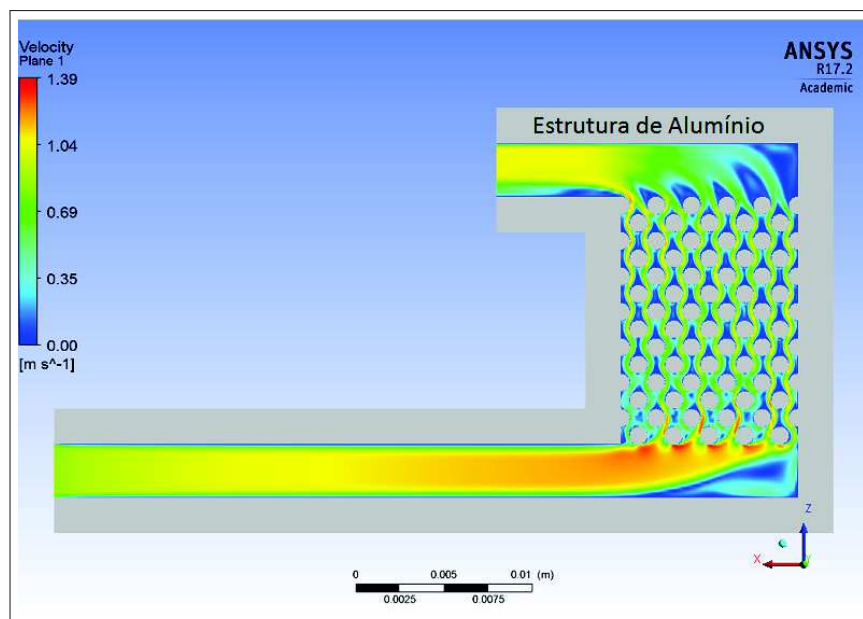
Figura 74 – Distribuição de temperatura microcanais com pinos de 1 mm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 75 mostra o perfil de velocidade dos microcanais da mesma geometria, em um plano de corte intermediário, para a pressão de trabalho de 2940 Pa.

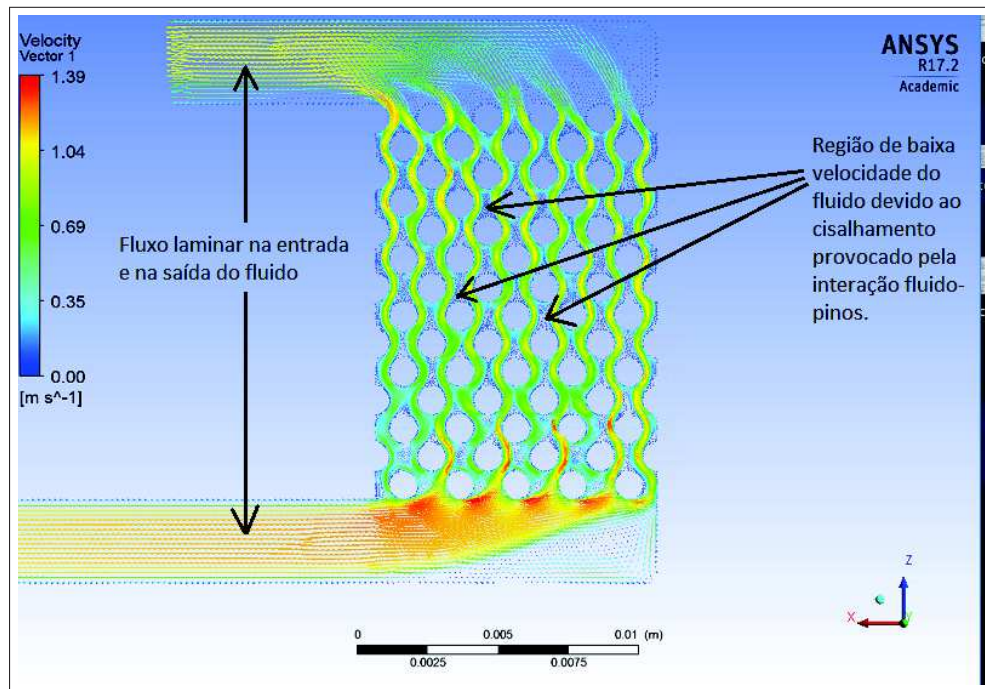
Figura 75 – Perfil de velocidade do fluido nos microcanais com pinos de 1 mm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 76 mostra o mesmo perfil de velocidade, porém na forma de pequenos vetores, destacando as regiões de fluxo laminar na entrada e saída do fluido e as regiões de menor velocidade devido ao cisalhamento do fluido provocado pela interação fluido-pinos.

Figura 76 – Vetores de velocidade do fluido (pressão de 2940 Pa).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se na Figura 76 regiões de baixa velocidade (abaixo de $0,35 \text{ m/s}$) devido ao cisalhamento do fluido, semelhante ao que ocorre quando um fluido atinge um cilindro ou uma esfera, e nas regiões das laterais dos pinos, o fluido forma regiões de maior velocidade (na ordem de 1 m/s). Esta variação de velocidade demonstra que não existe um fluxo laminar no interior dos canais, mesmo que o número de Reynolds fique abaixo de 2300. Este comportamento só pode ser previsto na simulação com a escolha de um modelo de turbulência.

A próxima seção aborda a simulação do trocador de calor de canais paralelos utilizando o modelo de turbulência.

4.3 Simulação dos Microcanais de Seção Retangular (Canais Paralelos) Utilizando Modelo de Viscosidade Turbulenta

As simulações dos trocadores de calor de seção retangular em canais paralelos foram realizadas utilizando o modelo de viscosidade laminar. Por sua vez, as simulações dos modelos de trocador de microcanais com estrutura pinada e com estrutura de fractal não foram possíveis de serem realizadas com este modelo. Conforme discutido na seção 4.2, foi utilizado o modelo de turbulência $k-\omega$ SST no software Fluent[®] na realização destas simulações.

Outra diferença é que na geração de malha na geometria de canais paralelos, foram utilizadas 5 camadas (*layers*) no comando *Inflation* de geração de malhas. Por sua vez, nas geometrias dos microcanais com estrutura pinada e de fractal, foi gerado uma malha utilizando 10 camadas (*layers*) através do comando *Inflation*.

4.3.1 Estudo da Influência do Modelo de Turbulência e do Comando *Inflation* nos Resultados

Para verificar se as diferenças acima citadas não prejudicaram a comparação entre as geometrias, foram realizadas algumas simulações com a geometria de canais paralelos utilizando o modelo de turbulência $k-\omega$ SST, em que também variou-se o número de camadas (*layers*) no comando *Inflation*. Neste caso, foi utilizado o parâmetro dimensional Razão de Aspecto = 8 (canais de 2 mm de altura e 0,25 mm de largura), com pressão de trabalho de 490 Pa. Os resultados são mostrados na tabela 20:

Tabela 20 – Modelo de $k-\omega$ SST e influência do comando *Inflation*.

Temperatura	Laminar	$k-\omega$ SST		
	5 camadas	5 camadas	10 camadas	sem <i>Inflation</i>
T_{max} (°C)	31,62	31,62	31,67	30,95
T_{centro} (°C)	30,87	30,87	30,87	30,9

Fonte: Elaborado pelo autor.

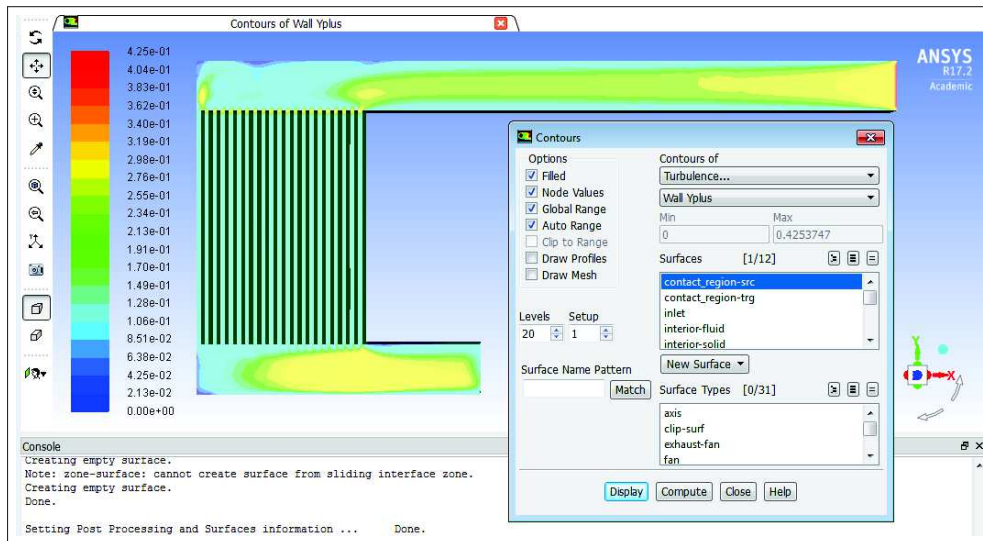
Podemos observar na tabela 20 que praticamente não houve diferenças nos resultados obtidos ao variarmos o número de camadas do comando *Inflation* de 5 para 10. A maior diferença ocorre ao realizarmos a simulação sem o comando *Inflation*.

4.3.2 Verificação da variável Y_{plus}

Ao não utilizarmos o refino de malha na interface líquido-sólido através do comando *Inflation*, não geramos elementos de malha próximo as paredes (desrespeitamos a lei de parede para a subcamada viscosa) e isso afeta a simulação da física de transferência de calor. Podemos observar se estamos respeitando a lei de parede através da variável Y_{plus} , sendo que a variável y_{plus} é uma relação entre a velocidade de atrito e a viscosidade cinemática, adimensional. Se seu valor for menor que 2, comprova-se que temos elementos de malha suficientemente próximos à camada sublaminaar viscosa, conforme discutido na seção 2.9.1. A variável Y_{plus} só pode ser verificada no modelo de turbulência.

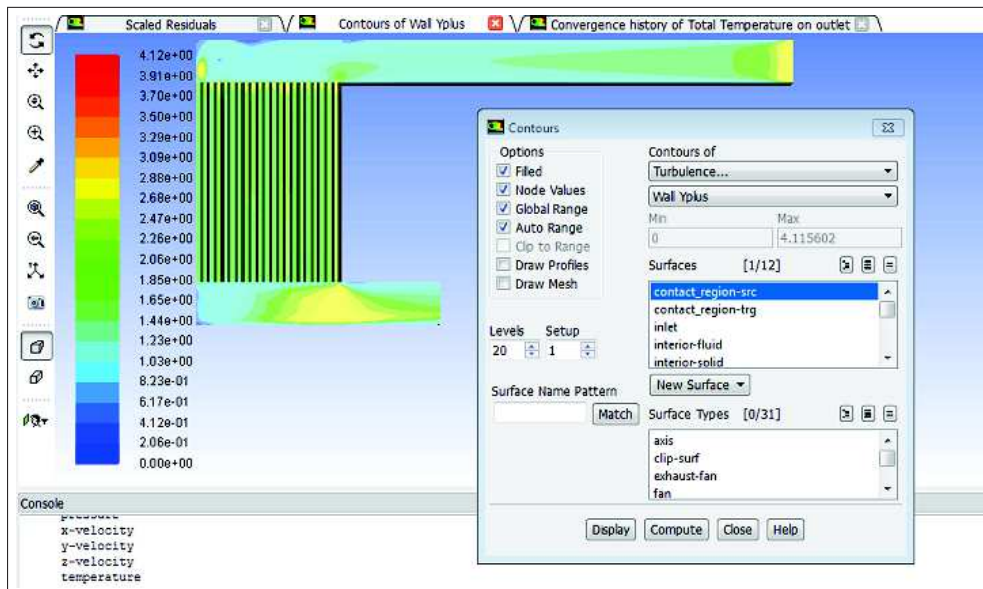
As Figuras 77 e 78 mostram a variável Y_{plus} para a simulação com modelo de turbulência com malha construída com 5 camadas no comando *Inflation* e para a simulação sem comando *Inflation* respectivamente.

Figura 77 – Variável Y_{plus} com malha de 5 camadas no comando *Inflation*.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 78 – Variável Y_{plus} sem comando *Inflation*.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 77, referente a uma malha com 5 camadas de *Inflation*, apresenta valor máximo da variável Y_{plus} de 0,425, sendo que nos canais o valor é na ordem de 0,2. A variável Y_{plus} está bem abaixo do valor limite de 2, discutido na seção 2.9.1.

A Figura 78, referente a geração de malhas sem o comando *Inflation*, apresenta variável Y_{plus} superior ao valor limite 2, e isto explica a diferença de temperatura máxima obtida, mostrada na tabela 20.

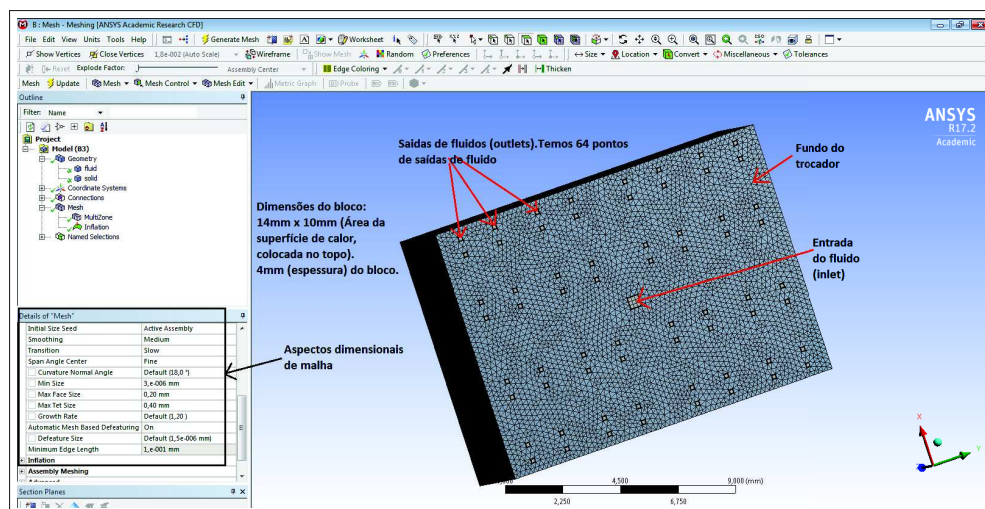
4.4 Simulação do Trocador de calor em Forma de Fractal

Na simulação do trocador de calor em forma de fractal do tipo rede H, não foi realizado uma busca por otimização dimensional na rede de fractal construída. O principal objetivo é uma avaliação da resistência térmica em relação ao escoamento do fluido (convecção) na superfície aquecida e o efeito da distribuição de temperatura nesta superfície, comparando com os resultados obtidos nos modelos de microcanais de canais paralelos e de estrutura pinada de forma qualitativa. Os aspectos dimensionais de construção da rede H foram apresentados na seção 3.4.3.

4.4.1 Geração de Malha

A Figura 79 mostra uma visão geral da malha externa do trocador construído em ferramenta CAD para a simulação, mostrando o ponto de injeção do fluido (*inlet*) e os 64 pontos de saída (*outlet*). A superfície aquecida possui as dimensões de $14\text{ mm} \times 10\text{ mm}$, mesmas dimensões de superfície de calor nos projetos de trocador de canais paralelos e de microcanais com estrutura pinada. A espessura do bloco foi mantida em 4 mm . A Figura 79 também apresenta as dimensões mínimas e máximas dos elementos de malha.

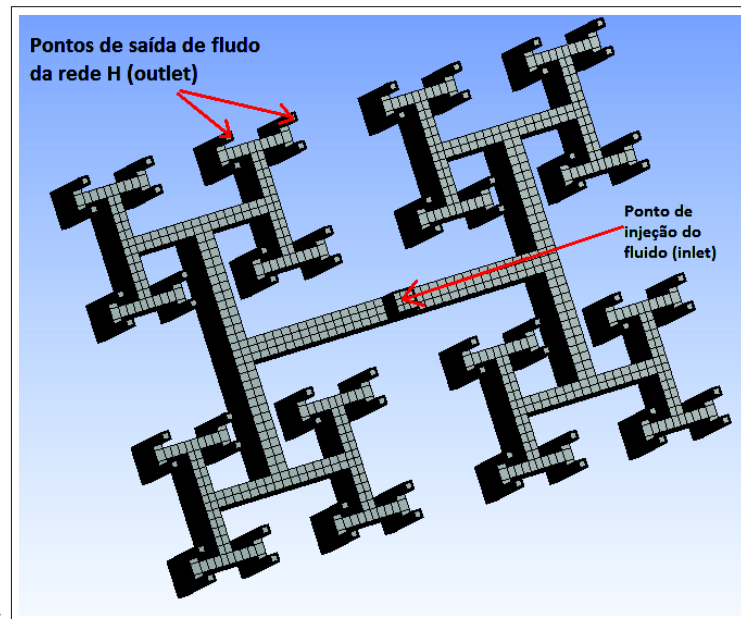
Figura 79 – Visão geral da geração de malha do fractal em rede H.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 80 mostra a malha construída no fluido circulante nos microcanais:

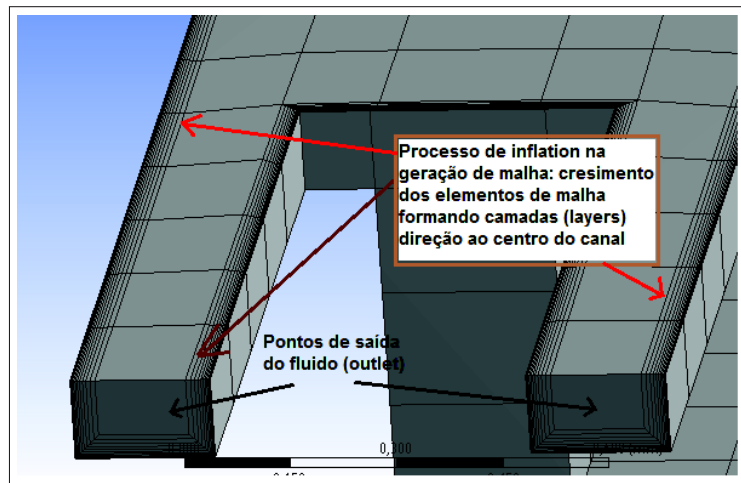
Figura 80 – Visão geral da malha gerada no fluido na rede de fractal H



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.4.2 Refino de Malha na Interface Líquido-Sólido (*Comando Inflation*)

A Figura 81 mostra o processo de geração de elementos de malhas dispostos em camadas (layers) com dimensão crescente em direção ao centro dos canais (processo *Inflation* na geração de malha). Nesta simulação foi especificado o número de 10 camadas (layers), com a espessura máxima de 0,05 mm. Como já visto, este processo na geração de malhas é importante para que a simulação represente corretamente o processo físico de transferência de calor convectiva na região de interface entre o sólido e fluido. No momento da simulação do trocador fractal, ainda não havia sido realizado o estudo de influência do número de camadas (layers) no resultado obtido, conforme demonstrado na seção 4.3.1.

Figura 81 – Geração de camadas (comando *Inflation*) na malha correspondente ao fluido.

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.4.3 Parâmetros de Qualidade de Malha

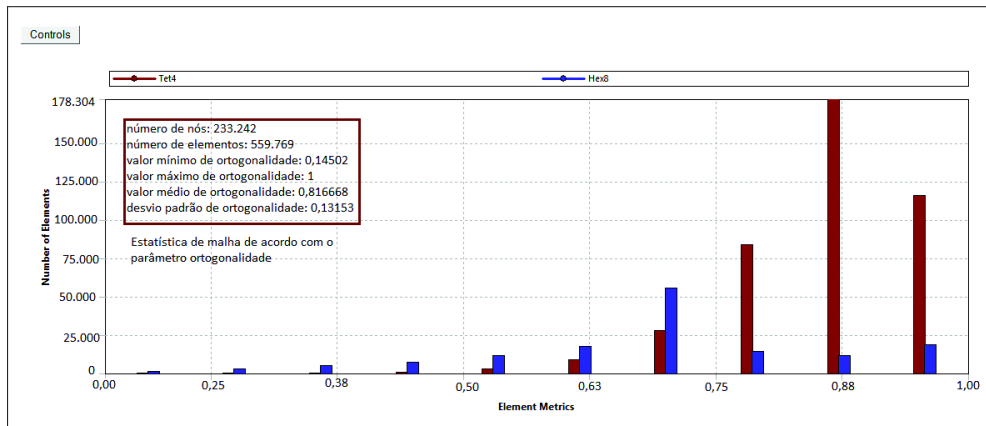
As Figuras 82 e 83 demonstram a boa qualidade da malha gerada. Os elementos de malha que formam os canais são hexaédricos e prismáticos e os elementos que compõem a estrutura de alumínio são tetraédricos.

A Figura 82 mostra o parâmetro ortogonalidade de qualidade na malha gerada. Quanto maior o número de elementos com o fator ortogonalidade próximo de 1, melhor é a qualidade da malha. É considerado o número de elementos com fator de ortogonalidade menor que 0,2. A grande maioria dos elementos apresentaram ortogonalidade acima de 0,5.

A Figura 83 apresenta o parâmetro skewness de qualidade da malha. Em termos do parâmetro skewness, quanto mais baixo é o valor do parâmetro, melhor a malha. Elementos com skewness próximo de 0,9 representam baixa qualidade. A grande maioria dos elementos apresentaram skewness inferior à 0,5.

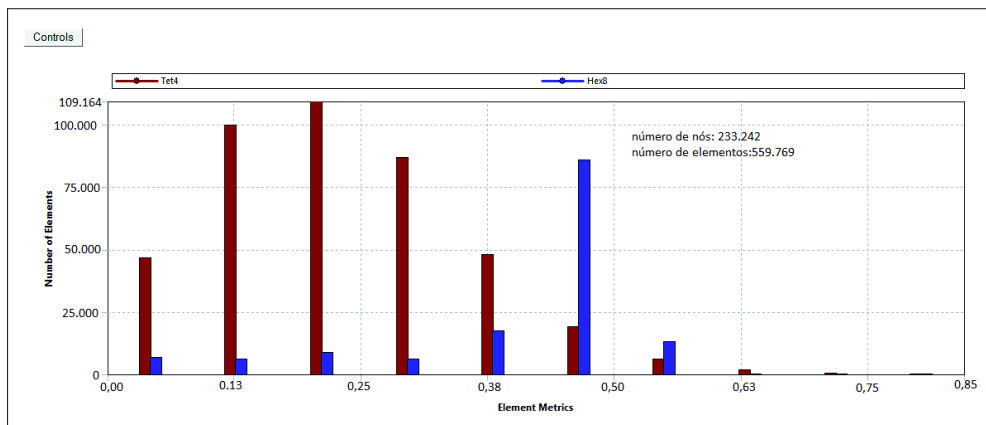
Quanto ao tamanho mínimo e máximo dos elementos de malha, foi utilizado na geração de malha as mesmas dimensões utilizadas no trocador com microcanais de estrutura pinada e o trocador de canais paralelos.

Figura 82 – Parâmetro ortogonalidade na geração de malha.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 83 – Parâmetro skewness na geração de malha.

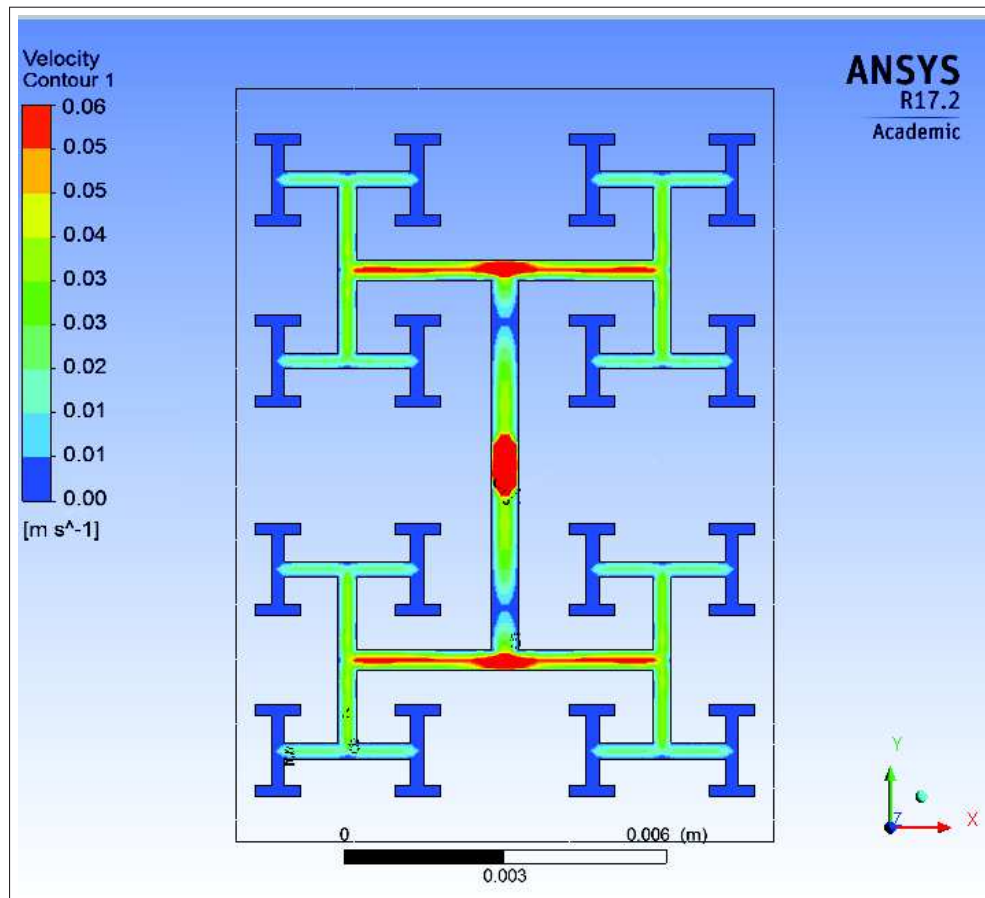


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.4.4 Resultados do Perfil de Velocidade do Fluido

A Figura 84 nos mostra o perfil de distribuição de velocidade do fluido ao longo dos canais, em um plano central de corte XY (plano na posição $Z=2\text{ mm}$):

Figura 84 – Perfil de distribuição de velocidade ao longo dos canais com pressão de entrada do fluido em 490 Pa.



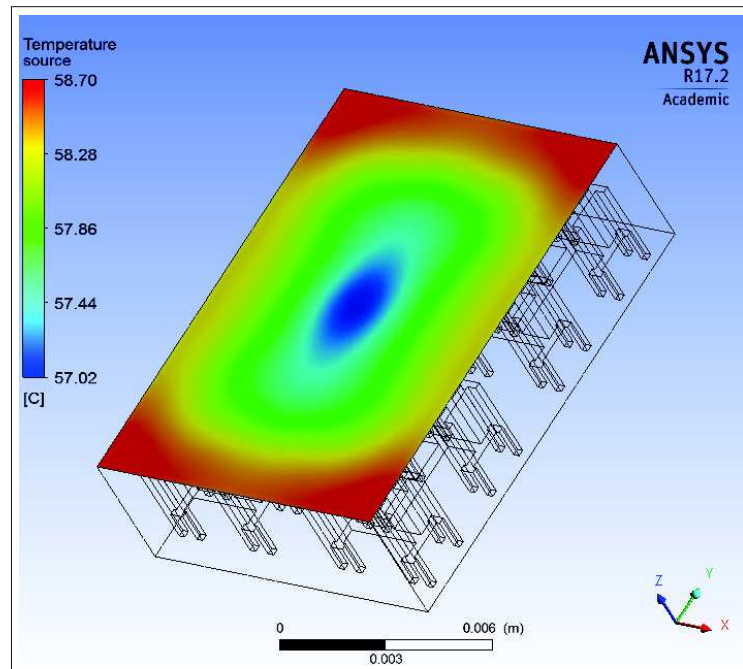
Fonte: Elaborado pelo autor.

Podemos observar na Figura 84 que para a pressão de 490 Pa que no ponto de injeção do fluido (inlet) e na primeira ramificação ocorre as maiores velocidade do fluido no interior dos microcanais da rede H e nas regiões de saída (outlet) a velocidade do fluido é próximo de zero.

4.4.5 Resultados do Perfil de Temperatura e Resistência Térmica

A Figura 85 mostra a distribuição de temperatura na superfície de geração de calor para uma pressão de entrada do fluido refrigerante de 490 Pa. Observa-se uma temperatura mais elevada na superfície quando comparado aos microcanais em paralelo e de estrutura pinada.

Figura 85 – Perfil de temperatura na superfície (pressão de trabalho de 490 Pa.)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Pode-se observar na Figura 85 que a temperatura no centro de trocador de calor é de 57,02 °C, e a temperatura máxima ocorre nos extremos, sendo de 58,70 °C (a temperatura nos outros arranjos alcançavam a ordem de grandeza de 30 °C).

Os canais em forma de fractal não ofereceram o melhor resultado em termos de resistência térmica nas pressões de trabalho de 490 Pa e de 2940 Pa, devido à maior dificuldade de escoamento, resultando menor vazão de fluido nos microcanais quando comparado ao trocador de microcanais paralelos e de estrutura pinada para as respectivas pressões. Considerando a temperatura no centro da superfície de geração de calor, a resistência térmica tem seu valor mínimo, que é de 1,57 °C/W.

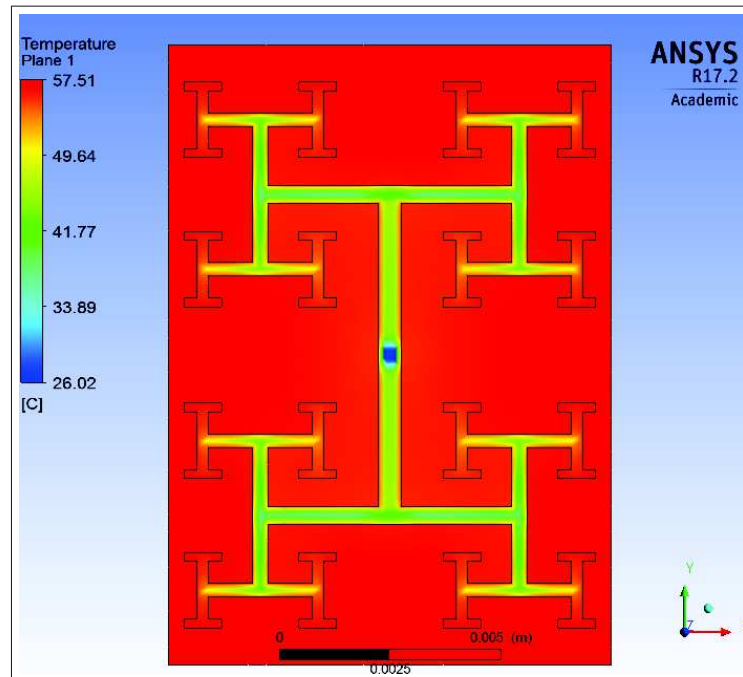
Quando consideramos o valor de temperatura máxima, que ocorre nas bordas, a resistência térmica é de 1,60 °C/W. Porém observa-se uma temperatura mais uniforme em toda a superfície. A máxima diferença de temperatura em toda a superfície é de 1,68 °C/W. Se considerarmos a região mais centralizada, observa-se uma diferença de temperatura máxima de 1,26 °C/W.

Isto significa que a superfície de calor no trocador com microcanais em forma de fractal tende a ser muito mais isotérmica, o que pode ser vantajoso nos casos em que os componentes de mesma característica térmica em uma placa de circuito impresso não possam trabalhar com grandes diferenças de temperatura.

A Figura 86 mostra a distribuição de temperatura em um plano de corte central (corte XY na posição $Z = 2 \text{ mm}$). Podemos observar a variação de temperatura do fluido e a variação

de temperatura na interface do fluido com o alumínio. Observa-se que para a pressão de trabalho de 490 Pa, as extremidades de saída do fluido praticamente atingem a temperatura máxima de 57 °C (igual à temperatura do alumínio).

Figura 86 – Distribuição de temperatura em plano de corte (pressão de 490 Pa).



Fonte: Elaborado pelo autor.

A tabela 21 mostra o valor da máxima resistência térmica e da velocidade de entrada do fluido no ponto de injeção (*inlet*) em função da diferença de pressão aplicada aos canais em forma de fractal.

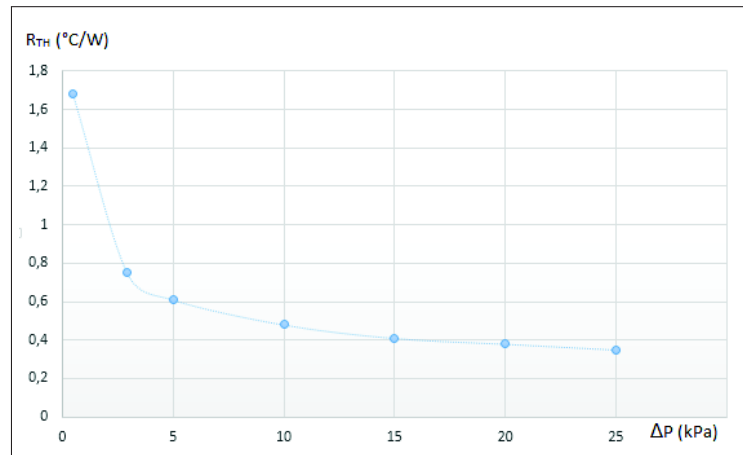
Tabela 21 – Resistência térmica e velocidade de injeção do fluido em função da pressão de entrada.

Pressão (kPa)	Resistência Térmica (°C/W)	Velocidade de entrada do fluido (m/s)
0,49	1,68	0,34
2,49	0,75	1,14
5	0,61	1,61
10	0,48	2,49
15	0,41	3,2
20	0,38	3,81
25	0,35	4

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 87 mostra o gráfico da máxima resistência térmica em função da diferença de pressão aplicada aos canais em forma de fractal. Podemos observar que para pressões superiores a 15.000 Pa, praticamente a resistência térmica permanece constante (consideramos para o cálculo da resistência térmica o valor da temperatura máxima na superfície).

Figura 87 – Gráfico da resistência térmica em função da pressão.

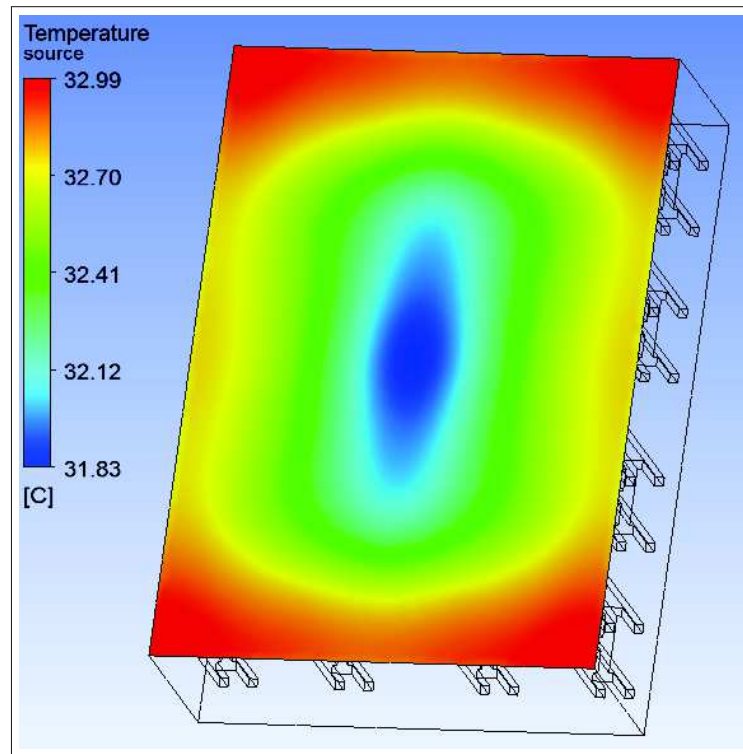


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 88 mostra a distribuição de temperatura na superfície para a pressão de trabalho de 20.000 *Pa*. Podemos observar que a temperatura máxima da superfície foi de 32,99 °C. A variação máxima da temperatura na superfície foi de 1,15 °C. Com o aumento da pressão, a região central tende a ficar mais isotérmica.

Utilizando pressão de trabalho na ordem de 20.000 *Pa*, chegamos a valores de resistência térmica na rede de fractal comparados aos resultados do trocador de calor de microcanais paralelos e de estrutura pinada com pressão de trabalho de 490 *Pa*.

Figura 88 – Distribuição de temperatura na superfície com a pressão de trabalho de 20000 Pa.



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.5 Simulação de um Microtrocador de Calor

Um microtrocador de calor foi desenvolvido com resfriamento líquido para analisar a dissipação térmica de um projeto experimental. Utilizamos simulações em regime permanente para obter uma previsão da potência máxima a ser aplicada nas resistências, com o objetivo de evitar temperaturas elevadas que causem danos ao protótipo. As simulações CFD foram utilizadas para obter o perfil de temperatura na interface sólido-líquido para uma vazão de fluido de $0,053 \text{ m/s}$ com uma potência aplicada de 5 W por resistência (totalizando 20 W de potência), auxiliando no posicionamento dos termopares do projeto.

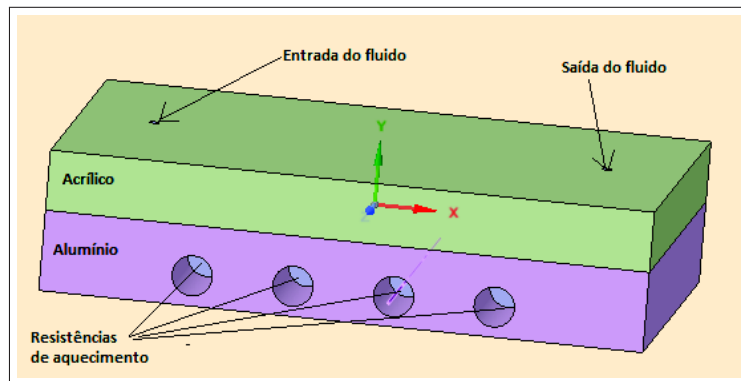
4.5.1 Aspectos Geométricos

O microtrocador possui microcanais com altura de $0,5 \mu\text{m}$, largura de $0,7 \mu\text{m}$ e comprimento de 80 mm . No referido trabalho, o dissipador de calor foi construído em um bloco de alumínio e os canais são formados pelas paredes de material adesivo fixado no bloco de alumínio. Para visualização do fluxo, uma tampa de acrílico foi utilizada para fechamento do sistema. As fontes de calor foram fornecidas por quatro resistências de alumínio inseridas em furos feitos na estrutura de alumínio do trocador de calor.

O bloco de alumínio possui área de $120 \text{ mm} \times 90 \text{ mm}$ e espessura de 16 mm . A espessura do acrílico foi de 11 mm .

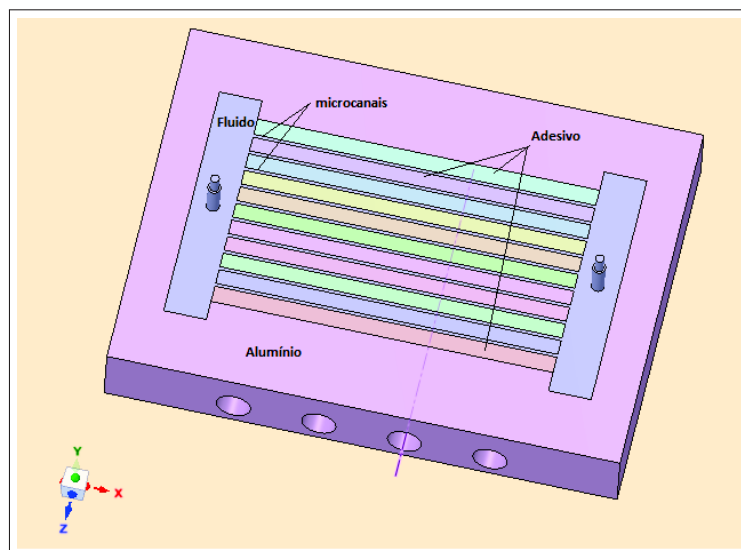
A geometria simplificada para as simulações CFD são mostrados nas Figuras 89 e 90:

Figura 89 – Geometria simplificada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 90 – Geometria simplificada sem a tampa de acrílico .



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.5.2 Análise em Regime Permanente

Inicialmente foi realizada uma análise sem fluido, verificando a temperatura máxima alcançada no bloco de alumínio de acordo com a potência aplicada nas resistências de aquecimento. Para isso foi utilizado o módulo Steady State Thermal[®] do pacote de ferramentas da Ansys[®]. Este procedimento possui três objetivos:

- Uma previsão de qual valor de potência pode ser aplicada nas resistências de aquecimento, evitando temperatura elevadas que causem danos ao protótipo, caso a vazão do fluido seja muito baixa ou nula por problemas diversos que podem ocorrer durante o ensaio experimental (por exemplo: filtro sujo, falta de energia na bomba de injeção do fluido, perda

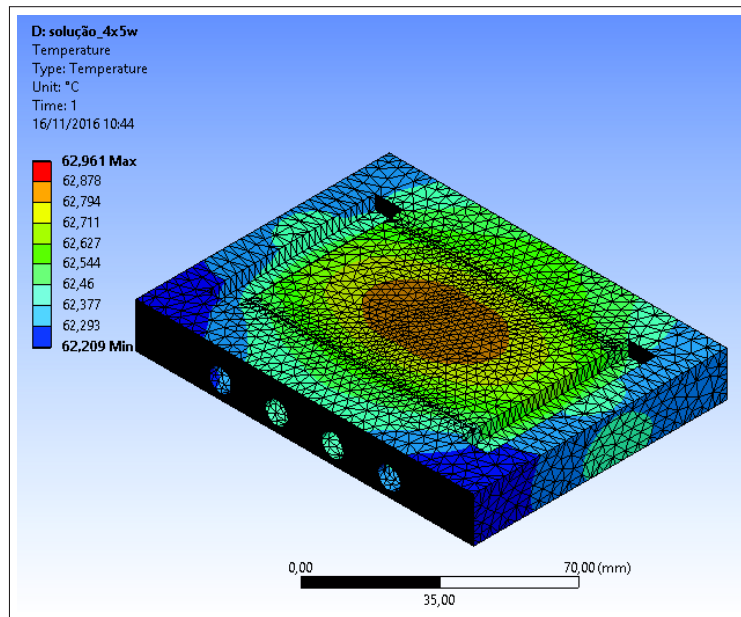
de conexão de uma mangueira que transporta o fluido para o protótipo). Isto evita danos ao adesivo utilizados para construção dos microcanais, como também evita a evaporação do fluido durante o experimento.

- Ter uma previsão das temperaturas máximas atingidas sem fluido que sirvam como referência na análise das temperaturas obtidas nos casos de aplicações com vazões baixas do fluido nas simulação CFD, verificando a coerência dos resultados obtidos.
- Auxiliar na especificação da temperatura inicial do trocador de calor no processo de definir as condições iniciais, o que é relevante do ponto de vista da velocidade de resposta na simulação. Por exemplo, com a temperatura inicial do bloco de alumínio em 25 °C, o tempo da simulação para que a resposta térmica alcance a convergência de valor pode levar até 3 dias, com uma temperatura de condição inicial de 50 °C, a convergência de valor referente a variável térmica é de aproximadamente 3 horas, dada as mesmas condições de malha. Isto deve-se ao fato do software resolver de forma rápida a parte de simulação do escoamento do fluido, mas devido à grande espessura do bloco de alumínio e acrílico em relação a espessura dos canais, existe demora na solução da transferência de calor. Por isso, neste problema é importante para uma maior rapidez da simulação, estabelecer nas condições iniciais uma temperatura inicial do modelo que seja um meio termo entre a temperatura de entrada do fluido e a temperatura máxima alcançada em regime permanente sem o fluido (análise com o módulo Steady State).

As simulações de apoio ao projeto do Microtrocador de Calor exigiram uma faixa maior de valores de temperatura, chegando a 80 °C. O intuito das simulações era em um primeiro momento obter resultados rápidos que fossem de auxílio a etapa construtiva do ensaio, auxiliando no posicionamento dos termopares abaixo da região dos microcanais. Outro fato é a que simulação deste trabalho é mais complexa pois envolve interfaces de quatro tipos de materiais diferentes (alumínio, água, acrílico e adesivo).

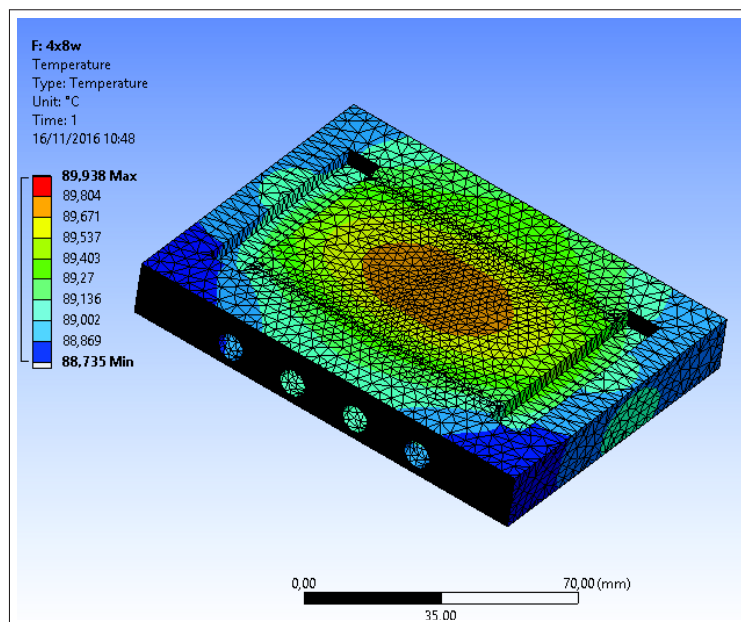
As Figuras 91, 92 e 93 apresentam o resultado desta simulação térmica em regime permanente sem fluido. Foi observado que aplicando 40 W de potência (4 x 10 W) a temperatura do alumínio supera 100 °C, o que resultaria na evaporação da água e a não coerência da simulação, pois não estamos modelando a mudança de fase do fluido. Com isso, foi recomendado para os ensaios experimentais limitar a potência máxima em 32 W (4 x 8 W).

Figura 91 – Temperatura máxima para a potência total de 20 W.



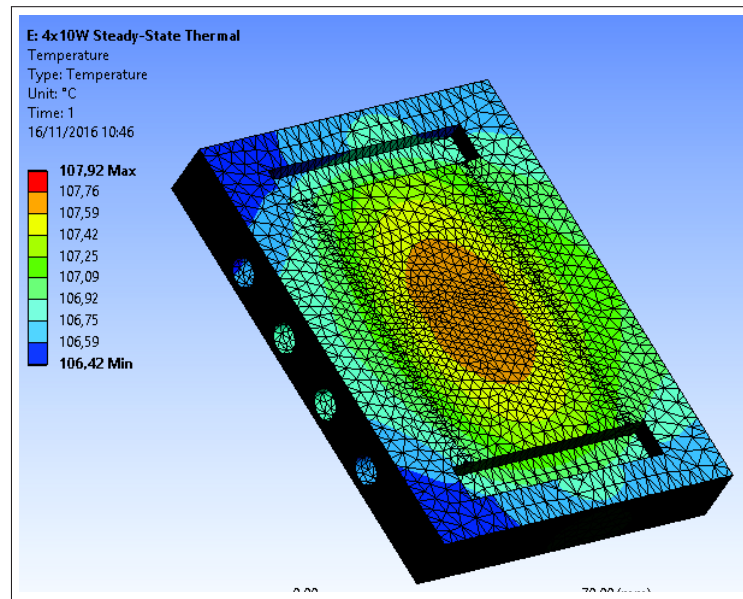
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 92 – Temperatura máxima para a potência total de 32 W.



Fonte: Elaborado pelo autor.

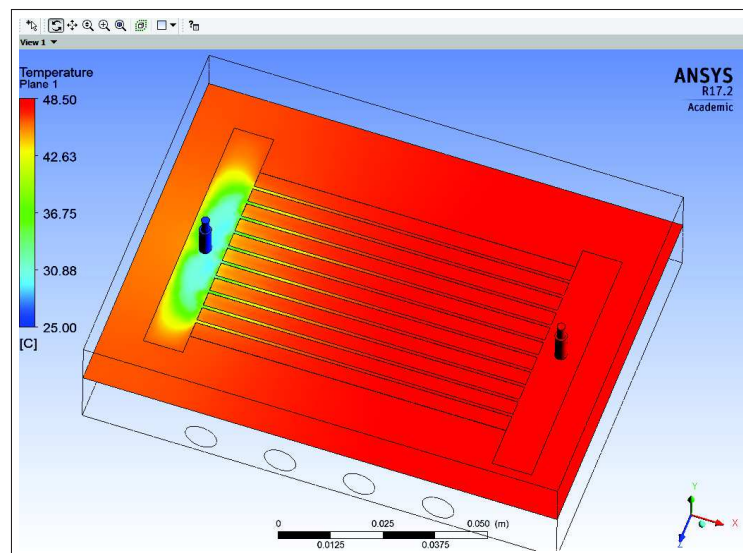
Figura 93 – Temperatura máxima para a temperatura de 40 W.



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.5.3 Resultados do Perfil de Temperatura

A Figura 94 apresenta o perfil de temperatura na interface sólido-líquido para uma vazão de fluido de $0,053 \text{ m/s}$, com potência aplicada nas resistências de 20 W ($4 \times 5 \text{ W}$).

Figura 94 – Perfil de temperatura (vazão $0,053 \text{ m/s}$ e potência elétrica de 20 W).

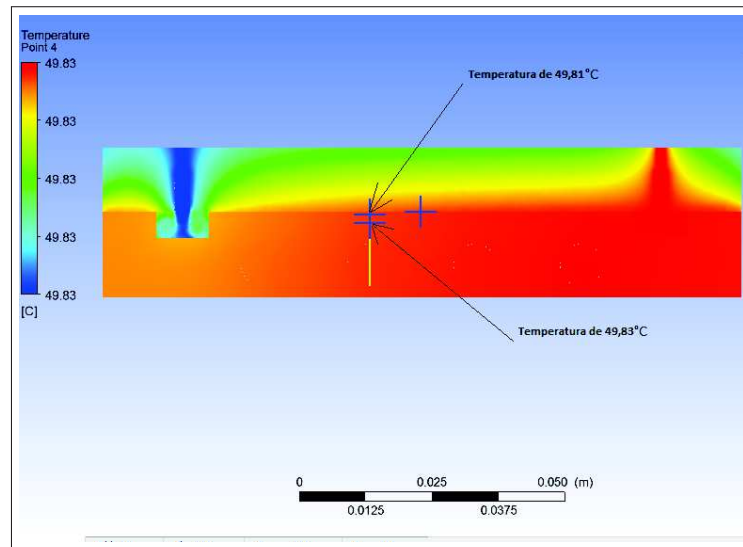
Fonte: Elaborado pelo autor.

Outra informação de auxílio à realização do ensaio experimental foi a definição da posição de colocação dos termopares para medição da temperatura próximo aos canais. Foi solicitado um perfil de temperatura em um plano de corte xy e a observação da variação

da temperatura ao longo de uma perfil (linha) que passe pela interface sólido-líquido e pela resistência de aquecimento.

O objetivo foi de verificar a existência ou não de grande variação de temperatura entre dois pontos abaixo da interface sólido líquido, com uma diferença de 5 mm na altura z. Isto seria fundamental na hora de avaliar o erro devido ao posicionamento do termopar na medição. Foi possível verificar que a diferença de temperatura é de 0,02 °C (praticamente não há diferença de temperatura). Isto é mostrado na Figura 95.

Figura 95 – Perfil de temperatura no plano de corte xy.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Estas simulações foram realizadas com modelo laminar de viscosidade. Foi aplicado na geração de malha o comando *Inflation* na interface entre as resistências e o bloco de alumínio. Não foi possível criar o comando *Inflation* na interface sólido-líquido devido ao mesmo erro de simulação ocorrido nos microcanais de estrutura pinada. Nesta etapa não tínhamos ainda solucionado o problema de simulação do trocador com estrutura de pinos através da escolha de um modelo de turbulência.

Como sequência deste trabalho identificou-se que o próximo passo é a simulação utilizando o modelo de viscosidade turbulenta $k-\omega$ SST no software Fluent[®]. Ficou pendente a verificação dos resultados de simulação com os resultados do ensaio experimental.

5 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos com microcanais de estrutura pinada e os resultados obtidos com os microcanais de seção retangular em paralelo foram praticamente idênticos em termos de resistência térmica. Ressaltamos a necessidade de um maior número de simulações através de maior variação dos parâmetros geométricos da estrutura pinada, na busca da otimização dos valores de resistência térmica.

Observa-se na distribuição de temperatura na superfície de geração de calor a formação de um ponto de temperatura máxima, região de maior aquecimento, tanto na estrutura de microcanais paralelos como os de estrutura pinada. A localização deste ponto pode ser uma informação importante na distribuição de diferentes componentes em uma placa de circuito impresso. Por exemplo, ao distribuir os componentes em uma placa, coloca-se os componentes que geram menor quantidade de calor nestes pontos.

A maior dificuldade na geração de malha ocorreu nos trocadores de calor com microcanais de estrutura pinada, porém conseguimos observar o efeito da aproximação e afastamento dos pinos, como também a variação de diâmetro destes pinos no valor da resistência térmica e temperatura máxima na superfície.

No trocador de calor do tipo fractal em rede H observamos que a distribuição de temperatura é muito mais isotérmica na superfície, embora seja necessário a aplicação de uma maior pressão na injeção do fluido para alcançarmos patamares de resistência térmica na superfície com a mesma ordem de grandeza que os trocadores de seção retangular em paralelo e de estrutura pinada.

A formação de uma superfície isotérmica pode ser fundamental na construção de circuitos em que os blocos funcionais não possam estar submetidos a diferentes temperaturas, garantindo assim o mesmo padrão de desempenho para todos os blocos funcionais. Isto é importante na operação de blocos funcionais de memória, por exemplo.

A escolha de um tipo de geometria deve levar em conta a facilidade de construção das estruturas e a resistência mecânica das estruturas construídas, assuntos que não fazem parte do escopo deste trabalho.

O processo de simulação CFD é uma excelente ferramenta na busca de otimização de uma geometria em um projeto, porém não é simples simular geometrias diferentes e é necessário investir tempo e recursos nas etapas de desenho e simplificação da geometria em softwares de CAD, na geração e nas técnicas de refino de malha e na correta modelagem (compreensão) da física a ser resolvida.

5.1 Trabalhos futuros

Como perspectiva de trabalhos futuros, podemos incluir a modelagem de dielétricos e de componentes de uma placa de circuito impresso, com a presença de convecção natural ou forçada externa, junto com a convecção interna de microcanais, realizando simulações multi-físicas. Outro campo de estudo é a modelagem de simulação utilizando fluido refrigerante envolvendo mudança de fase.

Deve-se também realizar uma maior automação das simulações para permitir uma análise com uma maior combinação de valores para os parâmetros de entrada. Isto significa parâmetros que modifiquem os aspectos dimensionais de uma geometria, parâmetros que modifiquem o refino de malha em regiões de interesse e parâmetros que automatizem a sequência de simulações no ambiente do software de simulação CFD.

REFERÊNCIAS

- ANSYS Fluent. *ANSYS Meshing User's Guide*. 2013. Disponível em: <<http://www.ansys.com>>.
- ANSYS Meshing. *ANSYS Meshing User's Guide*. 2010. Disponível em: <<http://www.ansys.com>>.
- ASSIS, T. A. D. et al. Geometria fractal: propriedades e características de fractais ideais. v. 30, n. 2, 2008. Disponível em: <www.sbfisica.org.br>.
- CASTRO, R.; LIMA, F. Avaliação de modelos de turbulência na previsão do desempenho de ejetores. 2013.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. *Tranferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática*. [S.l.]: AMGH Editora, 2012.
- CHEN, Y.; CHENG, P. Heat transfer and pressure drop in fractal tree-like microchannel nets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002. ISSN 00179310.
- CHIU, H. C. et al. Numerical analysis on the performance of heatsink with microchannels. *World Academy of Science, Engineering and Technology. Vol:6 2012-07-22*, 2012. Acesso em: 11 fev. 2016. Disponível em: <<http://www.waset.org/publications/3189>>.
- CHIU, H. C. et al. The heat transfer characteristics of liquid cooling heatsink containing microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011.
- ESSS. *Law of the wall: General logarithmic formulation*. 2016. Disponível em: <<http://www.esss.com.br/blog/2016/10/escoamento-turbulento/>>.
- HONG, F. J. et al. Conjugate heat transfer in fractal-shaped microchannel network heat sink for integrated microelectronic cooling application. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007. ISSN 00179310.
- HUANG, P.; HUANG, J. H.; LIN, J. An instruction to high thermal conductive materials. *Microsystems Packaging Assembly and Circuits Technology Conference (IMPACT), 5th International. Publicação IEEE*, 2010. Acesso em: 17 ago. 2014. Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=5699565>>.
- LANGER, G. et al. Advanced thermal management solutions on pcbs for high power applications. *Publicado em IPC APEX EXPO 2014*, Las Vegas, 2014. Acesso em: 8 jun. 2015. Disponível em: <<https://www.smtnet.com/library/files/upload/Advanced-Thermal-Management-Solutions-on-PCBs.pdf>>.
- MARTIN, K. *Escoamento Turbulento: Classificação dos fluxos: laminar ou turbulento*. 2016. Disponível em: <<http://www.esss.com.br/blog/2016/10/escoamento-turbulento/>>.
- MCDONALD, F.; PRITCHARD, P. J.; FOX, R. Introdução á mecânica dos fluidos. 8ª Edição, LTC Livros Técnicos e Científicos SA, 2014.
- MIELLI, M. Z. *Sensor de vazão para aplicação em sistemas microfluídicos*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2008.

- MOORE, G. E. *Cramming More Components onto Integrated Circuits*. 1965. Acesso em: 17 ago. 2014. Disponível em: <<http://www.cs.utexas.edu/~fussell/courses/cs352h/papers/moore.pdf>>.
- MOSES, M. E. et al. Scaling theory for information networks. 2008.
- OUESLATI, R. B.; THERRIAULT, D.; MARTEL, S. Pcb-integrated heat exchanger for cooling electronics using microchannels fabricated with the direct-write method. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, IEEE, v. 31, n. 4, p. 869–874, 2008.
- PASSOS, J. C. O conceito da camada limite: uma revisão crítica de livros-texto de transferência de calor. v. 21, 2010.
- POTTER, M. C.; WIGGERT, D. C.; RAMADAN, B. H. Mecânica dos fluidos. 4^a Edição da tradução americana, Cengage Learnig, 2014.
- SOUZA, J. F. A. de et al. *Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem*. 2011.
- THERMAL CLAD. Thermal clad selection guide.developing solutions for the electronics industry. the bergquist company. 2011. Disponível em: <http://www.bergquistcompany.com/thermal_substrates/t-clad-selection-guide.htm>.
- WITS, W. W. *Integrated Cooling Concepts for Printed Circuit Boards.Ph.d Thesis*. Dissertação (Mestrado) — Faculty of Engineering Technology (CTW) of University of Twente, Enschede, Holanda, 2008.
- WITS, W. W. Smart integration of thermal management system for electronics cooling. *Smart System Integration, Dresdem, 22 -23 March 2011. Paper 29*, Dresdem, 2011. Acesso em: 8 jun. 2015. Disponível em: <http://doc.utwente.nl/77480/1/smart_integration.pdf>.
- WITS, W. W.; RIELE, G. J. Advanced in integrated heat pipe technology for printed circuit boards. *40th International Conference on Environmental Systems*, 2010. Acesso em: 8 jun. 2015. Disponível em: <http://doc.utwente.nl/77481/1/advances_in_integrated.pdf>.
- XU, S. et al. Heat transfer performance of a fractal silicon microchannel heat sink subjected to pulsation flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015. ISSN 00179310.
- ZHENG, L.; ZANGH, Y.; BAKIR, M. S. 3-d stacked tier-specific microfluidic cooling for heterogeneous 3-d ics. *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS, PACKAGING AND MANUFATURING THECNOLOGY, VOL.3, NO 11, NOVEMBER 2015*, Las Vegas, 2015. Acesso em: 8 jun. 2016. Disponível em: <<https://IEEE>>.
- ZHENG, L.; ZANGH, Y.; BAKIR, M. S. A silicon interposer platform utilizing microfluidic cooling for high-performance computing systems. *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS, PACKAGING AND MANUFATURING THECNOLOGY, VOL.5, NO 10, OCTOBER 2015*, Las Vegas, 2015. Acesso em: 8 jun. 2016. Disponível em: <<https://IEEE>>.

Apêndices

APÊNDICE A – CONFIGURAÇÃO DE MALHA NO SOFTWARE ANSYS MESHING[®]: MICROCANAIS EM PARALELO

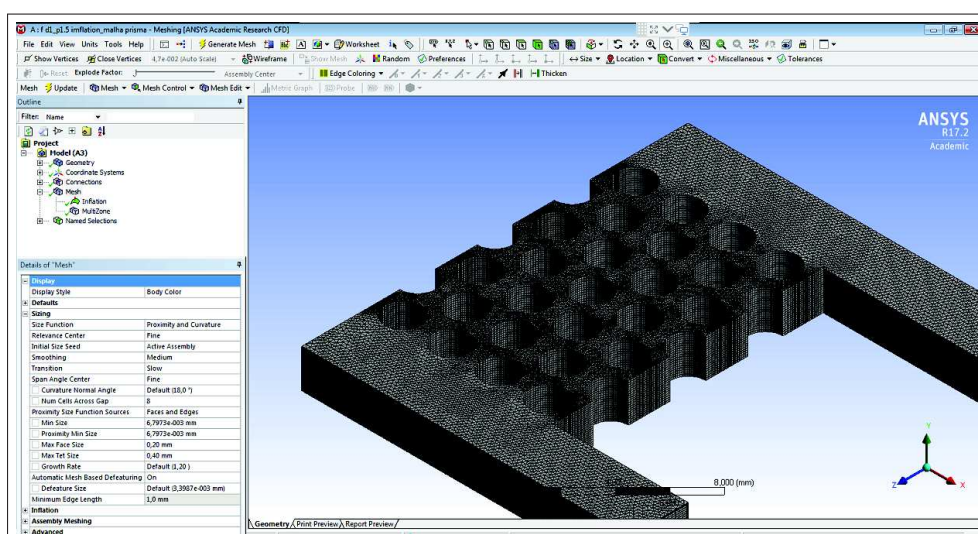
Configuração no software Ansys Meshing[®] para a geração da malha de 1.651.151 obtida no estudo de convergência de malha, para geometria de trocador de calor com canais em paralelos:

- Tamanho mínimo da face do elemento de malha: $7,34 \times 10^{-3} \text{ mm}$;
- Tamanho máximo da face do elemento de malha: $0,2 \text{ mm}$;
- tamanho máximo da face do elemento tetraedro: $0,4 \text{ mm}$;
- *Size function*: curvatura;
- *Inflation*: Número máximo de 5 layers (camadas), com razão de crescimento de 1,2 (20%) e espessura máxima de $0,1 \text{ mm}$.

APÊNDICE B – CONFIGURAÇÃO DE MALHA NO SOFTWARE ANSYS MESHING®: MICROCANAIS DE ESTRUTURA PINADA

A figura 96 apresenta a configuração de malha no domínio fluido para o trocador de calor com microcanais pinados no software Ansys Meshing®.

Figura 96 – Configuração de malha microcanais de estrutura pinada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os principais parâmetros de configuração da malha são:

- Tamanho mínimo da face do elemento de malha: $6,79734 \times 10^{-3} \text{ mm}$;
- Tamanho máximo da face do elemento de malha: $0,2 \text{ mm}$;
- tamanho máximo da face do elemento tetraedro: $0,4 \text{ mm}$;
- Comando *Size function*: proximidade e curvatura. Usamos a função proximidade pois ela permite ajustar o número de elementos que temos na interface sólido-líquido através do comando *GAP*;
- Comando *Inflation*: Número máximo de 10 camadas (*layers*), razão de crescimento de 1,2 e máxima espessura de $0,1 \text{ mm}$.

ENTREGA DA VERSÃO FINAL DE DISSERTAÇÃO

Eu, PROFESSOR DR. EDUARDO LUIS RHOD, autorizo o aluno(a) ÉDSON FLORES a entregar a versão final da dissertação de mestrado, à secretaria do PPGEE, que foi por mim analisada e está de acordo com os apontamentos feitos pelos membros da banca de apresentação do referido aluno.

Professor Dr. Eduardo Luis Rhod
Orientador

São Leopoldo, 12 de Agosto de 2017.