

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
NÍVEL MESTRADO**

JONATAN SILVA DA SILVA

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM
DISSIPADOR DE MICROCANAIS E ÁGUA COMO FLUIDO REFRIGERANTE**

**SÃO LEOPOLDO
2017**

Jonatan Silva da Silva

ESTUDO EXPERIMENTAL DA TRANSFERENCIA DE CALOR EM UM DISSIPADOR
DE MICROCANAIS E ÁGUA COMO FLUIDO REFRIGERANTE

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof^a. Dr^a. Jacqueline Biancon Copetti
Co-orientador: Prof. Dr. Willyan Hasenkamp

Banca Examinadora:

Prof^a. Dr^a. Flavia Zinani
Prof. Dr. Eduardo Luis Rhod
Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

RESUMO

Com o avanço da tecnologia, os circuitos eletrônicos são fabricados em tamanhos cada vez menores e com maior potência de processamento de dados. Atualmente os *chips* estão sendo produzidos em pequenas áreas, com mais de 10^{10} transistores encapsulados, o que causa aumento de calor gerado e assim elevação da temperatura de operação. A elevada temperatura é responsável pelo aumento de falhas e ocasiona a diminuição da eficiência dos mesmos. As falhas mais frequentes causadas pelo aquecimento dos circuitos integrados são o aumento do estresse mecânico nas juntas de solda, que podem quebrar ou romper contatos por fadiga térmica; incompatibilidade de expansão térmica dos diferentes materiais; a modificação do desempenho elétrico do dispositivo; o aumento de correntes de fuga, a aceleração do processo de corrosão e a ocorrência de eletromigração. Devido a isso, o presente trabalho apresenta uma análise experimental de um sistema de microcanais com escoamento de fluido monofásico, água, para a dissipação de calor e, portanto, a diminuição da temperatura de um sistema, que representa uma placa de circuito com componentes eletrônicos. Os microcanais foram desenvolvidos em uma fita adesiva e termocondutiva dupla face com uso de uma impressora de corte. O dispositivo mede 50 x 70 mm e possui 10 microcanais paralelos de seção retangular com 800 μm de largura e 400 μm de altura, resultando em um diâmetro hidráulico do canal de escoamento de 533 μm . Testes são realizados para diferentes fluxos de calor e vazões de líquido. Os resultados demonstraram que houve diminuição das temperaturas da parede comparando as velocidades mássicas, obtendo-se uma variação média de 10,2 °C quando modificado a velocidade mássica de 51,2 kg/m²s para 102,4 kg/m²s, onde o fluido refrigerante apresentou uma redução de 27,5 °C.

Palavras-chave: microcanais, resfriamento de componentes eletrônicos, resfriamento por escoamento de líquido.

ABSTRACT

With the advancement of technology, electronic circuits are manufactured in ever smaller sizes and with greater data processing power. Currently chips are being produced in small areas, with more than 10^{10} encapsulated transistors, which causes increased heat generated and thus elevated operating temperature. The high temperature is responsible for the increase of faults and causes the decrease of their efficiency. The most frequent faults caused by the heating of the integrated circuits are the increase of the mechanical stress in the joints of weld, that can break or break contacts by thermal fatigue; Incompatibility of thermal expansion of different materials; Modifying the electrical performance of the device; The increase of leakage currents, the acceleration of the corrosion process and the occurrence of electro migration. Due to this, the present work presents an experimental analysis of a system of microchannels with single phase fluid flow, water, for the dissipation of heat and, therefore, the decrease of the temperature of a system, representing a circuit board with electronic transistors. The microchannels were developed in a double-sided thermo-conductive adhesive tape using a cut-off printer. The device measures 50 x 70 mm and has 10 parallel microchannels of rectangular section with 800 μm wide and 400 μm in height, resulting in a hydraulic flow channel diameter of 533 μm . Tests are performed for different heat flows and liquid flows. The results showed that there was a decrease of the wall temperatures comparing the mass velocities, obtaining a mean variation of 10.2 ° C when modified at a mass speed of 51.2 kg / m² to 102.4 kg / m², where the refrigerant showed a reduction of 27,5 °C.

Keywords: microchannels, electronic component cooling, liquid flow cooling.

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1.1- Aumento de número de transistores encapsulados em um <i>chip</i> ao decorrer dos anos.	8
Figura 1.2- Aumento de taxa de falhas do dispositivo com a temperatura.	9
Figura 2.1- Dissipador de calor com aletas.	15
Figura 2.2- (a) Ventilador e (b) ar – <i>cooler</i>	16
Figura 2.3- Esquema da formação de vórtices.	17
Figura 2.4- Faixa de diâmetro interno dos canais e suas empregabilidades.....	20
Figura 2.5 - Variação do coeficiente de transferência de calor com o tamanho do canal para escoamento de água e ar.	21
Figura 2.6- Dissipador de micro canais paralelos.....	22
Figura 2.7- Perfil de temperatura do dissipador de calor.	23
Figura 2.8- Perfil de dispositivo com microcanais sobrepostos.....	24
Figura 2.9- Distribuição da vazão de água nos diferentes canais do dissipador, variando a velocidades de escoamento.....	25
Figura 2.10- Dissipador de microcanais paralelos com diferentes áreas de seção.....	26
Figura 2.11- Vista explodida do microtrocador de calor para resfriamento de.....	26
Figura 2.12- Diferença de temperatura da água medida entre entrada e saída do dispositivo micro trocador de calor para diferentes potências.	27
Figura 2.13- Imagem da câmera termográfica por infravermelho do perfil de temperatura no dissipador de calor.	27
Figura 2.14- Dissipador de calor com pinos formando microcanais utilizado no estudo de Jaspersen <i>et al.</i> (2010).	28
Figura 2.15- Dissipador de calor utilizando configuração de microcanais e pinos.....	29
Figura 2.16- Distribuição de temperatura de um dissipador com o número de pinos e para diferentes rugosidades relativas.....	30
Figura 2.17 - a) Sistema fractal com três ramificações e (b) sistema fractal com quatro ramificações e (c) rede de canais tipo fractal.	31
Figura 2.18- Perda de carga em trocadores de calor com microcanais com configuração fractal.	32
Figura 2.19- Distribuição de temperatura em sistema fractal.....	33
Figura 2.20- Dissipador com microcanais em <i>layout</i> serpentina.....	34
Figura 2.21- Sistema de serpentina aberto e fechado, respectivamente.	34

Figura 2.22- Altura de pico R_p , espaçamento médio entre as irregularidades S_m e distância do vale até a linha mediana F_p	39
Figura 3.1- Dissipador de calor.	44
Figura 3.2 -(a) Usinagem da base de alumínio do dissipador de calor e (b) furação lateral para introdução dos termopares e resistências elétricas.	45
Figura 3.3- Gradiente de temperatura no dissipador de microcanais para potência de 25 W com uma vazão de água de 10 ml/min.	46
Figura 3.4- (a) Plotter de corte GRAPHTEC CE6000-40 para a construção dos microcanais. (b) Fita adesiva termo condutiva.....	47
Figura 3.5- (a) Microcanal (b) Microscópio Zeiss Axio Lab. A1.	48
Figura 3.6- (a) Esquema do dispositivo de microcanais e parâmetros geométricos, (b) e dissipador de calor montado.	48
Figura 3.7- Esquema da bancada de testes de resfriamento utilizando microcanais.....	49
Figura 3.9- Pontos de medição de temperatura na superfície com os termopares, ao longo do dissipador.....	50
Figura 3.10- Bomba de seringa para injeção do líquido no dissipador e controle de vazão. ...	50
Figura 3.8- Termopar encapsulado com tubo de aço inoxidável de 1,6 mm de diâmetro por 55 mm de comprimento.....	50
Figura 3.11- Multímetro digital.....	51
Figura 3.12- Esquema do circuito elétrico das resistências.....	53
Figura 4.1- Variação de temperatura da água em função do tempo de experimento para diferentes potências e $G = 51 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$	58
Figura 4.2- Temperaturas da água e da superfície para diferentes potências e $G=51 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$	59
Figura 4.3- Variação de temperatura da água em função do tempo de experimento para diferentes potências e $G = 103 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$	59
Figura 4.4- Variação de temperatura da água em função do tempo de experimento para diferentes potências e $G = 155 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$	60
Figura 4.5- Temperaturas ao longo da superfície com variação de fluxo de calor e $G=51 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$	61
Figura 4.6- Temperaturas ao longo da superfície com variação de fluxo de calor e $G=155 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$	61
Figura 4.7- Temperaturas da superfície para diferentes velocidade mássicas e os fluxos de calor de $q'' = 3 \text{ kW/m}^2$ e 51 kW/m^2	62
Figura 4.8 Variação da temperatura do fluido com a variação de G e q''	62

Figura 4.10- Coeficiente de transferência de calor por convecção em função do Número de Reynolds, para diferentes fluxos de calor.....	64
Figura 4.11- Variação do número de Nusselt, Nu, experimental com o Re.....	65
Figura 4.12- Fator de atrito teórico em função de Re.....	66
Figura 4.13- Gradiente de pressão em relação ao Re.	66
Figura 4.14 - Efeitos da velocidade mássica e do fluxo de calor no gradiente de pressão.....	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1- Propriedades dos materiais empregados na construção <i>chips</i>	14
Tabela 2.2- Pesquisas com dissipadores de calor empregando o fluido na fase líquida e demais características.....	18
Tabela 2.3- Classificação dos canais.	19
Tabela 2.4 Fator de atrito na região de entrada de escoamento laminar para canais retangulares.	37
Tabela 2.5 Número de Nusselt na região de entrada térmica.	41
Tabela 2.6- Fator de atrito de Fanning e número de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido em dutos retangulares.	42
Tabela	2.7
Número de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido em canais retangulares.	42
Tabela 3.1- Casos experimentais considerados	52
Tabela 3.2- Propriedades dos materiais empregados ($T = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$).	52
Tabela 4.1– Parâmetros característicos do dissipador de calor e das condições operacionais dos testes.	57
Tabela 4.2- Rugosidade dos canais.	66

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Altura do canal	[m]
A_{esc}	Área da secção escoamento do canal	[m ²]
A_{st}	Área da secção transversal	[m ²]
A_{sup}	Área da superfície aquecida	[m ²]
B	Largura do dissipador de calor	[m]
b	Largura do canal	[m]
c_p	Calor específico	[J/kgK]
D	Diâmetro	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
dT	Incerteza propagada da temperatura	[°C]
dT_{termo}	Incerteza propagada do termómetro	[°C]
dT_d	Desvio padrão relativo da temperatura	[°C]
E	Estresse mecânico	[GPa]
f	Fator de atrito	[-]
f_{ap}	Fator de atrito aparente	[-]
F_p	Distância do vale até a linha média	[m]
G	Velocidade mássica	[kg/m ² s]
h_i	Coeficiente de transferência de calor por convecção interna	[W/m ² K]
I	Corrente elétrica	[A]

$K(\infty)$	Fator de Hagenbach	[-]
k	Condutividade térmica	[W/mK]
k_{alum}	Condutividade de térmica do alumínio	[W/mK]
L	Comprimento do canal	[m]
L_h	Comprimento de desenvolvimento hidráulico	[m]
L_t	Comprimento de desenvolvimento térmico	[m]
m	Massa	[kg]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
n	Número de canais	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
Nu_h	Número de Nusselt para fluxo de calor constante	[-]
Nu_t	Número de Nusselt para temperatura de parede constante	[-]
P	Potência elétrica	[W]
P_{er}	Perímetro do canal	[m]
Po	Número de Poiseuille	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
P_w	Perímetro da seção transversal	[m]
Q	Taxa de transferência de calor	[W]
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
Re	Número de Reynolds	[-]

R_p	Altura de pico	[m]
R_{pm}	Linha média da rugosidade	[m]
s	Distância entre aletas	[m]
S_m	Espaçamento médio entre os picos	[m]
T	Temperatura	[°C]
T_{mfs}	Temperatura média do fluido na saída	[m]
$T_{mf}(x)$	Temperatura média do fluido na posição x	[°C]
T_{mfe}	Temperatura média de entrada do fluido	[°C]
T_{sup}	Temperatura da superfície	[°C]
T_{termo}	Temperatura medida pelo termômetro de calibração	[°C]
$T_{termopar}$	Temperatura medida pelo termopar para efetuar a calibração	[°C]
T_{∞}	Temperatura do ambiente	[°C]
W	Comprimento do dissipador de calor	[m]
U	Tensão elétrica	[V]
V	Velocidade média do fluido	[m/s]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]

Letras gregas

β	Coefficiente de expansão volumétrica térmica	[1/K]
ΔP	Perda de pressão	[Pa]
ΔT	Variação de temperatura	[°C]

ε	Rugosidade	[m]
η_f	Eficiência da aleta	[-]
ξ	Coeficiente dielétrico relativo	[-]
α	Coeficiente de dilatação térmica linear	[ppm/° C]
α_c	Razão do aspecto do canal a (altura do canal) / b (espessura do canal)	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
τ_w	Tensão de cisalhamento	[Pa]
E	Estresse mecânico	[GPa]
Nu_t	Número de Nusselt para temperatura de parede constante	[-]
P	Potência elétrica	[W]
P_{er}	Perímetro do canal	[m]
Po	Número de Poiseuille	[-]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	7
1.1 Objetivos.....	10
1.1.1 Objetivos específicos.....	10
1.2 Justificativa.....	11
1.3 Estrutura da Pesquisa.....	11
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
2.1 Problema térmico em circuitos integrados	13
2.2 Dissipadores de calor.....	14
2.2.1 Dissipadores a ar	15
2.2.2 Jatos sintéticos.....	16
2.2.3 Sistemas refrigerados com líquidos.....	17
2.2.4 Dissipação de calor com mudança de fase	18
2.3 Microcanais	19
2.4 Estudos de dissipação de calor em microcanais	21
2.4.1 Configuração dos microcanais	21
2.4.1.1 Microcanais paralelos	21
2.4.1.2 Pinos	27
2.4.1.3. Ramificação de canais – configuração fractal	30
2.4.1.4. Serpentina	33
2.5 Princípios físicos do escoamento líquido através de canais de diâmetro reduzido	34
2.5.1 Perda de pressão	35
2.5.1.1 Escoamento laminar plenamente desenvolvido.....	35
2.5.1.2 Escoamento laminar – região em desenvolvimento	36
2.5.1.3 Escoamento turbulento em desenvolvimento e plenamente desenvolvido.....	37
2.5.2 Transferência de calor	39
2.5.2.1 Escoamento laminar termicamente em desenvolvimento.....	40
2.5.2.2 Escoamento laminar plenamente desenvolvido.....	41
2.5.2.3 Região de transição e turbulento.....	43
3 METODOLOGIA.....	44
3.1 Dissipador de microcanais.....	44
3.2 Bancada experimental	48

3.3 Programa de testes e medidas.....	51
3.4 Tratamento de dados e análise de incertezas.....	53
3.4.1 Análise de incertezas.....	55
4 RESULTADOS	57
5 CONCLUSÃO	68
REFERÊNCIAS	69

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, a utilização de transistores eletrônicos está ganhando cada vez mais espaço e importância em vários segmentos de produtos, sendo utilizados desde brinquedos a eletroeletrônicos e em diferentes áreas, como a medicina, automação industrial, informática, iluminação por lâmpadas de LED, etc.

Com a evolução da tecnologia, houve uma redução do espaço ocupado pelos transistores eletrônicos dos processadores de computadores, placas de LED, etc. A miniaturização dos sistemas tem aplicado uma nova geração de processadores (circuitos integrados) com elevado número de componentes (diodos, transistores, resistores e capacitores) por unidade de área. O avanço dos processos de fabricação permitiu a fabricação de transistores cada vez menores, possibilitando trabalhar com maior frequência. No entanto, associado a isto tem-se um aumento significativo da geração de calor nos processadores e, conseqüente aumento de temperatura com diminuição da eficiência.

Há mais de cinco décadas, em 1965, Gordon Moore, fundador da Intel® conjecturou a respeito da evolução da tecnologia e, baseado em suas observações da indústria, previu que o número de transistores por área do processador dobraria, em média, a cada dois anos e mantendo o mesmo (ou menor) custo e o mesmo espaço. Isto ficou conhecido como “Lei de Moore” e valeria para todos os tipos de processadores. Em Moore (1975) foi redefinido o período de dois anos para 18 meses. Desde então, esta lei tem impulsionado a indústria de semicondutores, que passou a investir pesado em pesquisa e desenvolvimento, verificando-se que efetivamente é possível dobrar o número de transistores por área dos processadores a cada 18 meses. Foi criado um padrão de evolução chamado de “tick-tock”, onde o “tick” significa que em um ano há uma diminuição da área de trabalho, e no ano subseqüente, o “tock”, há modificação no design e na arquitetura do processador.

A Fig. (1.1) apresenta a evolução dos processadores onde pode-se observar o aumento de componentes encapsulados em um único *chip*, que no decorrer das décadas, por volta dos anos 2000, ultrapassaram os dez bilhões de transistores por *chip*. No início da década de 60 havia uma integração dos componentes eletrônicos em pequena escala *small scale integration* (SSI), na ordem 10, passando no final da década para uma integração de média escala *medium-scale integration* (MSI), na ordem dos 100 resistores. Com o passar das décadas, houve uma evolução significativa na produção dos circuitos integrados aumentando o índice de agrupamento dos transistores, obtendo-se uma integração em altíssima escala *very large-scale*

integration (VLSI), na década de 70, integração de ultra larga escala *ultra-large-scale integration* (ULSI) na década de 90 e uma integração de giga escala *giga scale integration* (GSI) nos anos 2000 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

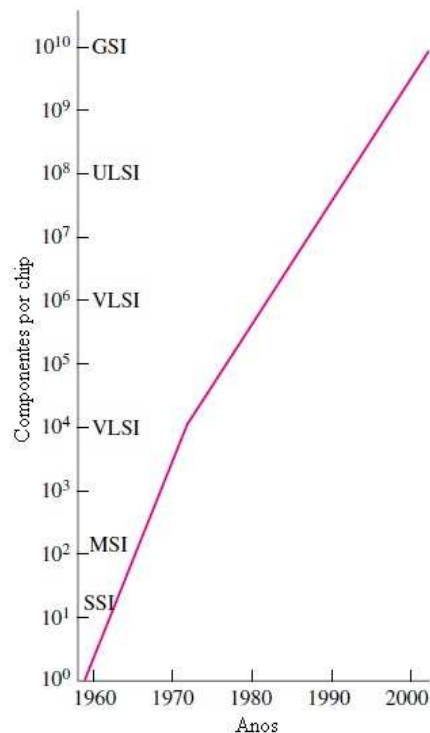


Figura 1.1- Aumento de número de transistores encapsulados em um *chip* ao decorrer dos anos.

Fonte: Çengel e Ghajar (2012)

De acordo com Sharma *et al.* (2012), o ponto crítico em relação ao aquecimento de componentes eletrônicos são as regiões de contato, devido à dilatação térmica divergente dos materiais empregados, pois aumentam-se as tensões mecânicas nas soldas dos componentes utilizados na montagem das placas de circuitos integrados, que resultam nas principais causas de falhas e diminuição de desempenho. Por isso, o controle térmico tem se tornado cada vez mais importante na concepção e operação de equipamentos eletrônicos. Quando os elementos das placas eletrônicas aquecem demasiadamente, possibilitam a ocorrência de defeitos, como:

- Tensões mecânicas nas soldas;
- Aumento de correntes de fuga;
- Processo de corrosão prematuro;
- Ocorrência de eletro migração.

Na Fig. (1.2) pode-se observar a relação do aumento exponencial da taxa de falhas dos componentes eletrônicos com a temperatura. A temperatura crítica de trabalho dos

semicondutores é na faixa dos 75 °C. A cada 10 °C acima da temperatura crítica nos contatos de fornecimento de energia, dobra o fator de falha.

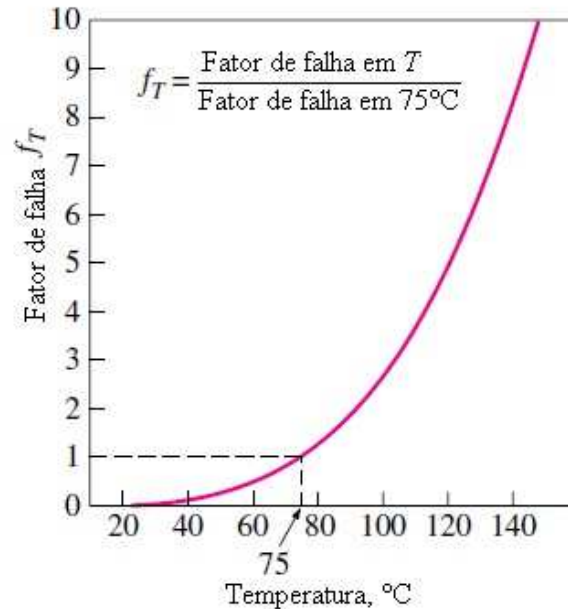


Figura 1.2- Aumento de taxa de falhas do dispositivo com a temperatura.

Fonte: Harms (1974)

O desempenho global de sistemas eletrônicos é significativamente afetado com a dissipação de calor dos dispositivos, como a vida útil do sistema. Assim, os estudos no campo de resfriamento de dispositivos eletrônicos tornam-se essenciais para a evolução e obtenção de circuitos eletrônicos com escalas cada vez menores, sem que haja perdas no desempenho do sistema.

Na prática, um dos grandes desafios da engenharia nesta área é a redução de tamanho, ou o espaço ocupado, juntamente com o custo de fabricação. Estes são dois elementos de destaque, principalmente no caso quando se tem associada a geração de calor e, conseqüentemente, a questão a se resolver da dissipação térmica.

Além da eficaz dissipação de calor dos componentes eletrônicos, busca-se um sistema que diminua o consumo de energia, principalmente em grandes sistemas computacionais, tais como os centros de processamento de dados, onde o consumo de energia elétrica em banco de dados aumenta a cada ano (SHARMA *et al.*, 2012).

A principal razão disto é o aumento dos serviços de TI (Tecnologia da Informação), tais como internet e telefonia. O percentual do consumo de energia nesta área é ascendente, porém foi observada uma taxa de crescimento mais baixa, entre 1,1% e 1,5% em 2010. Segundo a MIT

Energy Initiative (2015), o consumo de energia, neste segmento foi responsável pela utilização de 2,5% da energia gasta no planeta em 2015.

Para avaliar a eficiência de um dissipador de calor deve-se analisar a capacidade de resfriamento que ele possui, mantendo o dispositivo em operação a uma temperatura aceitável e uniforme, com a menor perda de pressão possível, e levando em consideração a densidade de energia, que pode alcançar valores na ordem de 300 W/cm^2 .

Para muitos sistemas é necessário manter a temperatura dos transistores relativamente constante e baixas, normalmente $85 \text{ }^\circ\text{C}$, o que permite aumentar o desempenho do microprocessador. Isto é um problema para os sistemas de refrigeração a ar forçado, pois devem dissipar densidades de potência acima de 100 W/cm^2 e manter a temperatura da matriz, na presença de zonas ou pontos quentes; além disso estão sujeitos a um aumento do ruído do sistema devido ao volume de ar deslocado. Assim, a confiabilidade do sistema se reduz com o aumento do número de ventiladores operando a altas velocidades.

Entre as tecnologias promissoras de dissipação térmica estão o resfriamento direto com líquido ou o resfriamento indireto, através de dispositivos ou trocadores de calor de microcanais, com transferência de calor em mudança de fase (ebulição) ou monofásica (líquido) (AGOSTINI *et al.*, 2007). A transferência de calor em microcanais permite alcançar elevados coeficientes de transferência de calor e perda de pressão moderada em relação a sistemas utilizando resfriamento a ar (GILLOT e SCHAEFFER, 2000; HSU *et al.*, 1995).

1.1 Objetivos

Considerando o contexto apresentado, este trabalho tem como objetivo geral avaliar experimentalmente a dissipação de calor por meio de um dispositivo de microcanais de geometria retangular, utilizando água como fluido refrigerante, para aplicação no resfriamento de componentes eletrônicos.

1.1.1 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são:

- Projetar e desenvolver um dissipador de calor com microcanais paralelos;
- Analisar o potencial de resfriamento do dissipador para diferentes fluxos de calor, através da análise de distribuição de temperatura do fluido e da parede do mesmo;

- Verificar experimentalmente a influência da vazão do fluido refrigerante no resfriamento;
- Verificar o regime de escoamento e o coeficiente de transferência de calor para diferentes condições de vazão e fluxo de calor.

1.2 Justificativa

A incessante busca pelo melhor desempenho e redução do volume, conduz ao crescente aumento no calor gerado nos transistores eletrônicos. Frequentemente os estudos mostram que o desempenho e confiabilidade dos sistemas são fortemente afetados pela sua temperatura, bem como o ambiente térmico ao seu redor. Isto tem incentivado a pesquisa por alternativas para sistemas de resfriamento mais eficientes (JASPERSON *et al.*, 2010; ZHAO *et al.*, 2015).

Nas últimas décadas, houve um intenso interesse entre os pesquisadores no uso de dissipadores de calor empregando microcanais, devido à elevada capacidade de dissipação térmica em relação ao volume e a possibilidade de uso de reduzida carga de fluido refrigerante. A grande maioria dos estudos que envolvem microcanais são de seções transversais retangulares devido à relativa simplicidade de sua fabricação (BYON, 2011).

Os dissipadores que utilizam líquidos como fluido refrigerante possuem uma larga empregabilidade, pois normalmente possuem condutividades térmicas mais elevadas do que os gases, e conseqüentemente coeficientes de transferência de calor mais altos. Assim, a água será utilizada como fluido refrigerante, levando-se em consideração suas propriedades, e as necessidades do projeto, como faixa de temperaturas de trabalho e a alta capacidade de troca de calor do fluido refrigerante, baixo impacto ambiental no descarte, sem reação química no sistema e baixo custo de aquisição.

Com isto, este trabalho experimental permitirá analisar o resfriamento de um sistema empregando microcanais retangulares em paralelo desenvolvido em fita adesiva termocondutora, com escoamento monofásico de líquido, considerando diferentes fluxos de calor fornecidos ao dispositivo e diferentes vazões de fluido.

1.3 Estrutura da Pesquisa

No Capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica. Neste capítulo são abordados os temas referentes à transferência de calor, dissipadores de calor e é discutido o emprego dos microcanais como dissipador de calor com refrigerante líquido.

O Capítulo 3 exhibe a metodologia, contendo o desenvolvimento do dispositivo de microcanais, a bancada experimental, os materiais e instrumentos empregados na bancada, o programa de testes e os parâmetros a serem analisados, além do tratamento de dados e do método de análise de incertezas.

No Capítulo 4 são mostrados os resultados encontrados e as análises dos dados.

A conclusão e as considerações finais a respeito do estudo desenvolvido são apresentadas no Capítulo 5.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentado o embasamento teórico acerca da pesquisa. Os temas discutidos na revisão bibliográfica têm como foco principal a dissipação de calor através do uso de microcanais e refrigerante líquido.

2.1 Problema térmico em circuitos integrados

O desempenho e a confiabilidade dos eletrônicos, como os circuitos integrados dos computadores, dependem em grande parte da uniformidade da temperatura. Como já mencionado anteriormente, a má distribuição de temperatura pode ocasionar um aumento nas tensões mecânicas, acarretando na deformação e mau funcionamento dos componentes eletrônicos.

Por exemplo, nas células fotovoltaicas, a alta temperatura diminui a eficiência na produção de energia, diminuindo o *gap* de energia do material semicondutor. Esta perda pode variar entre 0,06 e 0,1%/°C (GUERRIEI, 2013).

Um *chip* gera um fluxo de calor em média de 25 W/cm² (BAKIR *et al.*, 2009), onde a maior parte é gerada pelo processador. Seu desempenho é prejudicado pela temperatura elevada. A temperatura máxima recomendada é de 85 °C, assim ela vai definir a capacidade de conduzir corrente, ou seja a condutividade elétrica e isso pode acabar interferindo no sinal ou constante RC. Outro ponto em destaque é a durabilidade do componente. A cada 10 °C acima de 85 °C diminui pela metade a vida útil do *chip* (KAKAÇ *et al.*, 1994). Assim, quanto menor a resistência térmica dos materiais empregados nos dissipadores de calor, melhor será a dissipação de calor, diminuindo, portanto, a temperatura nos componentes eletrônicos. O material utilizado em dissipadores de calor normalmente é o alumínio, que possui elevada condutividade térmica (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Os processos de transferência de calor presentes nos chips são a convecção e a radiação. Porém, a dissipação de calor em aparelhos eletrônicos como *ultrabooks*, *smartphones* e *tablets*, ocorre por meio de condução pelas placas da carcaça do equipamento e para isto são usados materiais de alta condutividade térmica como alumínio e o cobre (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Com o aumento da área do chip, se diminui a eficiência do mesmo. Por isso evita-se a fabricação de *chips* com áreas maiores de 2 cm². Geralmente *chips* com áreas maiores de 2 cm² são empregados em equipamentos militares e em satélites (BAKIR *et al.*, 2009). Em geral, a maior temperatura se encontra no centro do processador, fazendo-se necessário a otimização de dispositivos de dissipação de calor.

Outra propriedade importante a ser considerada é o coeficiente de expansão térmica de cada material, que depende da temperatura. Grande variação na dilatação térmica entre os materiais empregados poderá ocasionar rompimentos, empenamentos e quebras nos chips. Por exemplo, os materiais empregados na construção do circuito integrado são o silício e o epóxi.

O silício apresenta um coeficiente dez vezes menor que o epóxi, aumentando as chances de defeito. Já a fabricação com silício e epóxi mais sílica, diminui a chances de rompimento por dilatação, devido à redução da diferença da dilatação. Na Tab. (2.1) se encontram as principais propriedades afetadas pela temperatura nos materiais empregados na fabricação de *chips*, como o coeficiente dielétrico, a resistividade, o coeficiente de expansão térmica, a condutividade térmica, a massa específica, o estresse mecânico e o ponto de fusão.

Tabela 2.1- Propriedades dos materiais empregados na construção *chips*.

Material	Coeficiente dielétrico ξ (-)	Resistividade ($\mu\Omega.cm$)	Expansão térmica α (ppm/°C)	Condutividade térmica k (W/mK)	Massa específica ρ (kg/m ³)	Estresse mecânico E (GPa)	Ponto de fusão (°C)
Silício (Si)	12	10	3 (2-7)	150	2400	7,0	1410
Substrato ideal	1	>14	3	>200			
Solda (Pb/Sn)			23	40-50	8400		183
PCB (FR4)	4,7		6,6	0,27			
Epoxi	4		70	5			
Epoxi + Sílica	4,5		10-65	0,67	1900		165
Au		2,2	14	293	19300		1064
Ag		1,6	20	418			
Cu		1,7	17	395	8960	0,25-0,45	1083
Al		2,7	23,8	235	2800	83	660
Liga 42 (Ni/Fe)		6,1	5,0	15,9	8100	0,60	1425
Alumina			6,9	22	3600		2050
Nitreto de Al			4,6	170	3300		2000

Fonte: Çengel e Ghajar (2012)

2.2 Dissipadores de calor

As elevadas temperaturas nos circuitos integrados diminuem o desempenho global e a vida útil de sistemas eletrônicos. Assim, os estudos no campo de resfriamento de dispositivos eletrônicos tornam-se essenciais para a evolução e obtenção de circuitos eletrônicos com escalas cada vez menores, sem que haja perdas no desempenho do sistema.

Buscando-se minimizar os impactos das altas temperaturas nos circuitos eletrônicos, vem se estudando diferentes métodos de transferir o calor dos sistemas eletrônicos integrados.

A seguir se apresentam algumas das principais tecnologias de dissipadores de calor: resfriamento a ar, jatos sintéticos e resfriamento indireto, através de dispositivos ou trocadores de calor de microcanais, com transferência de calor monofásica (líquido) ou em mudança de fase (ebulição).

2.2.1 Dissipadores a ar

Dissipadores a ar utilizam aletas para aumentar a área da superfície a ser resfriada por meio da convecção natural, conforme Fig. (2.1). Este tipo de trocador de calor é o mais simples de ser manufaturado, embora alguns fabricantes forneçam modelos mais sofisticados. O desempenho deste dissipador é melhorado quando combinado com um ventilador, e assim o sistema é denominado de *cooler*, que aumenta a taxa de calor transferido, passando da convecção natural para a forçada.



Figura 2.1- Dissipador de calor com aletas.

As aletas normalmente possuem um espaçamento aproximado de 2 mm entre elas. Com a circulação da corrente de ar, resulta em uma diminuição da resistência térmica do dissipador, aumentando a taxa de transferência de calor. Diminuir a distância entre as aletas, aumentando a quantidade de aletas, funcionaria como um isolamento, impedindo a circulação de ar e acarretaria em uma diminuição da eficiência do conjunto (JASPERSON, 2010). Os materiais mais comuns de fabricação das aletas são o cobre e o alumínio, devido à elevada condutividade térmica destes materiais.

As limitações deste tipo de dissipador são a área necessária para instalação e o baixo rendimento comparado com outros sistemas de dissipação de calor.

Os ventiladores promovem a circulação forçada de ar para refrigeração dos transistores eletrônicos. A Fig. (2.2) apresenta um ventilador (a) e o ar-cooler (b), a combinação do dissipador com o ventilador.



Figura 2.2- (a) Ventilador e (b) ar – *cooler*.

A dissipação de calor a ar em regime de convecção forçada com uso de *coolers* é uma das tecnologias mais aplicadas para arrefecer sistemas eletrônicos, mas que vem encontrando limitações em função do aumento do calor gerado pelos novos sistemas e a baixa taxa de transferência de calor.

2.2.2 Jatos sintéticos

Jatos sintéticos são resultantes do movimento de um diafragma e transportados por meio piezoelétrico, mecânico ou magnético, contanto que a amplitude do diafragma seja o suficiente para que haja a separação do escoamento pelo orifício. O gerador de jato sintético consiste do conjunto cavidade, diafragma e orifício, como mostrado esquematicamente na Fig. (2.3). A oscilação da membrana induz o movimento de fluido dentro e para fora da cavidade através do orifício. Assim, os jatos sintéticos são produzidos através da união de vários vórtices, que promovem a dissipação por meio da convecção forçada, em maior nível de turbulência (CELIK e EDIS, 2009). A capacidade de arrefecimento dos jatos sintéticos tem sido verificada através de estudos experimentais. O resfriamento alcançado por um jato impactando diretamente em uma superfície aquecida foi avaliado por Pavlova e Amitay (2006), comparando um jato constante e um jato sintético. Quando ambos os jatos foram calibrados para operar na mesma média de número de Reynolds, o número de Nusselt obtido para o jato sintético foi até três vezes maior do que o que foi obtido a partir de um jato estável. Experimentos realizados apresentaram uma frequência ótima, na faixa entre 162 – 180 Hz, próximo à frequência de ressonância de Helmholtz e com o número de Strouhal baixo, otimizando a vibração do diafragma do alto-falante, resultaram em um Reynolds de 1743, maior entre as frequência testada pelo pesquisador (WOYCIEKOSKI, 2013).

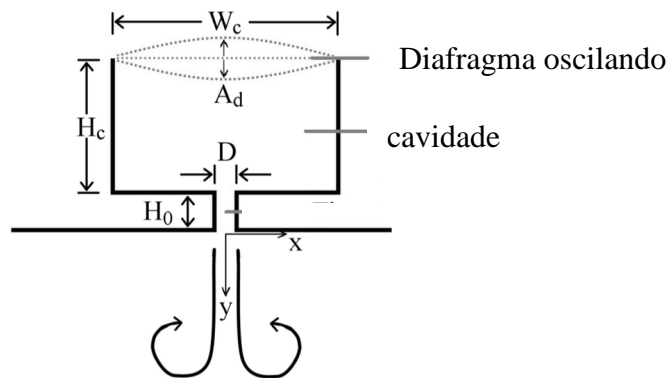


Figura 2.3- Esquema da formação de vórtices.

Fonte: Celik e Edis (2009).

2.2.3 Sistemas refrigerados com líquidos

Sistemas de refrigeração com refrigerante líquido são utilizados em sistemas eletrônicos de maior potência, como servidores. Em geral, os transistores são fabricados utilizando placas metálicas de materiais com alta condutividade térmica como cobre ou alumínio, através da qual circula o líquido refrigerante, conduzido por micro canais paralelos com diâmetros hidráulicos na faixa de 50 a 1000 μm .

A utilização de líquido, em comparação com o resfriamento a ar, permite um alto índice de resfriamento dos transistores eletrônicos, sem que haja aumento significativo da pressão interna dos canais. Atualmente alguns processadores que trabalham na faixa de frequência dos GHz, possuem refrigeração por convecção forçada de líquido no interior dos canais (GONZALEZ, 2007).

Chein e Chen (2009) realizaram estudo da eficiência do resfriamento líquido através de microcanais por meio de simulação numérica. Foi estudado um micro dissipador de calor com microcanais paralelos com 50 mm de comprimento, 450 μm de largura e 580 μm de profundidade e água em escoamento laminar. Foi possível observar a capacidade de dissipação de calor para baixas vazões de líquido. Os números Reynolds resultantes foram na faixa de 20,11 a 1387,2.

Na Tab. (2.2) são apresentados trabalhos empregando fluido na fase líquida, as geometrias dos canais consideradas, assim como o material, vazões e o máximo fluxo de calor considerado. Pode-se destacar-se o estudo de Lee e Ho (2002), onde com um perfil retangular e com uma vazão a partir de $6,67 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$ e aplicação de um fluxo constante de $108,6 \text{ W}/\text{cm}^2$, obtiveram Reynolds na faixa de 119 a 989, resultando um perfil de escoamento laminar.

Tabela 2.2- Pesquisas com dissipadores de calor empregando o fluido na fase líquida e demais características.

Características dos estudos	Autores		
	Tuckerman e Pease (1981)	Lee e Ho (2002)	Xie <i>et. al.</i> (2014)
Fluido	Água	Água	Água/Álcool
Material	Silício	Silício	Cobre
n	100	64	19
Dimensões (µm)	56 x 320	53 x 215	200 x 2700
Dh (µm)	95	85	372
Geometria do canal	Retangular	Retangular	Retangular
Vazão (m ³ /s)	4,7.10 ⁻⁶	4,7.10 ⁻⁶	4,2.10 ⁻⁶
Fluxo de calor (W/cm ²)	181	108,6	86

Devido as suas propriedades, massa específica, viscosidade, condutividade térmica e calor específico, a água é um bom fluido para resfriamento. Em operações com maior duração de tempo é recomendado a utilização de água destilada ou deionizada para prevenir ações indesejadas como a corrosão e a sedimentação ao longo dos canais.

2.2.4 Dissipação de calor com mudança de fase

A mudança de fase de um fluido em microcanais vem sendo estudada e utilizada para remoção de calor em *chips* de computador, diodos de laser, entre outros. O escoamento do fluido com mudança de fase tem maior capacidade de remoção de calor que o sistema com escoamento monofásico líquido. É um meio promissor que permite dissipar elevados fluxos de calor, apesar da maior complexidade envolvida. Esta solução consome baixa potência de bombeamento, garante boa uniformidade da temperatura e elevados coeficientes de transferência de calor (AGOSTINI *et al.*, 2007; MADHOUR *et al.*, 2011).

Experimentos realizados por Agostini *et al.* (2008) com microcanais de 20 mm de comprimento, 223 μm largura e 680 μm de profundidade, mostraram que é possível retirar até 70% do calor gerado pelo sistema eletrônico. Mongia *et al.* (2006) projetaram e construíram um sistema de refrigeração de pequena escala com isobutano (R600a) aplicável a um computador portátil, que inclui um evaporador de microcanais, minicompessor e condensador, que apresentou alta eficiência de refrigeração, com um número de Nusselt de 4,9.

Sistemas com fluido em ebulição, no entanto, apresentam instabilidades no escoamento que limitam a aplicação em microcanais, como a inversão do fluxo do fluido. Também podem apresentar problemas de variações de pressão e, portanto, oscilações de temperatura (KADAM e KUMAR, 2014).

2.3 Microcanais

A engenharia está migrando dos processos em grandes dimensões para escalas menores de mili, micro e até nanômetros.

Muitos autores consideram microcanais aqueles canais que possuem diâmetro hidráulico até 600 μm . De acordo com Kandlikar *et al.* (2006), o diâmetro de um microcanal se encontra na faixa de 10 μm a 200 μm , desconsiderando a geometria do canal e a profundidade do mesmo, como pode-se observar na Tab (2.3), onde D é a menor dimensão do canal.

Ainda segundo estes autores, para resfriamento de transistores eletrônicos a faixa de diâmetro dos canais dos dissipadores pode ficar entre 2,5 mm e 250 μm , conforme se verifica no esquema da Fig. (2.4), onde os autores indicam as dimensões de microcanais para diferentes aplicações de engenharia e dos sistemas biológicos.

Tabela 2.3- Classificação dos canais.

Nomenclatura	Diâmetro
Canais convencionais	$D > 3 \text{ mm}$
Minicanais	$3 \text{ mm} \geq D > 200 \mu\text{m}$
Microcanais	$200 \mu\text{m} \geq D > 10 \mu\text{m}$
Transição de microcanais	$10 \mu\text{m} \geq D > 1 \mu\text{m}$

Transição de nanocanais

 $1 \mu\text{m} \geq D > 0,1 \mu\text{m}$

Nanocanais

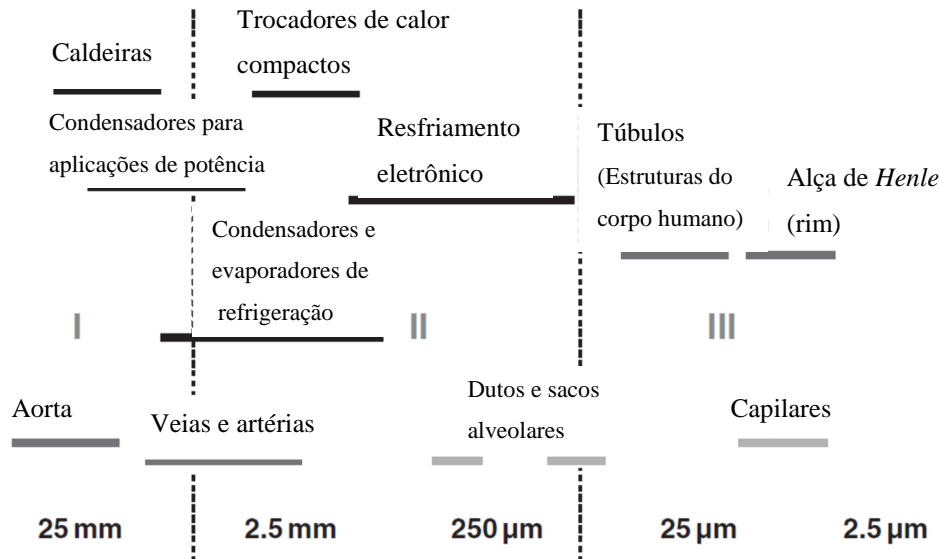
 $D \leq 0,1 \mu\text{m}$ Fonte: Kandlikar *et al.* (2006)

Figura 2.4- Faixa de diâmetro interno dos canais e suas empregabilidades.

Fonte: Kandlikar *et al.* (2006).

À medida que o tamanho do canal se torna menor, algumas das teorias convencionais de fenômenos de transporte dos fluidos ganham adaptações, como no fator de atrito e a analogia dos canal com as aletas. Isso se deve às suas dimensões reduzidas como comprimento e diâmetro dos canais, acarretando mudanças de direção contínuas no interior dos canais e o surgimento de forças adicionais com a perda de carga, conforme Kandlikar (2010). Há incertezas quanto às medições na microescala, incluindo as dimensões geométricas e parâmetros de operação, fluxo de calor e perda de pressão.

A Fig. (2.5) compara o coeficiente de transferência de calor dos fluidos refrigerantes água e ar em função da variação do diâmetro hidráulico do canal para escoamento desenvolvido laminar. Pode-se observar que a utilização da água como fluido refrigerante possibilita trabalhar em escalas menores com coeficientes de transferência de calor até 10 vezes maior, devido a sua condutividade térmica ser maior.

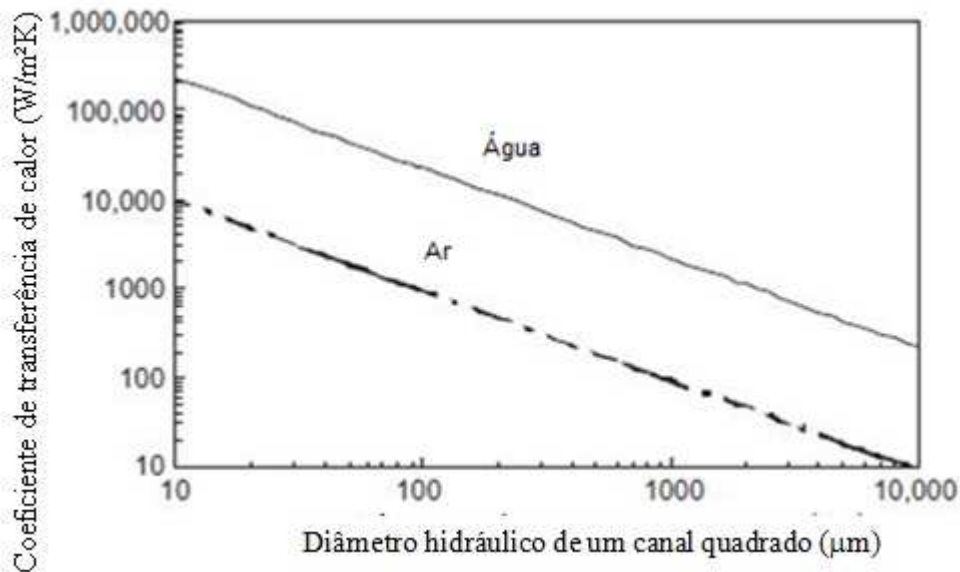


Figura 2.5 - Variação do coeficiente de transferência de calor com o tamanho do canal para escoamento de água e ar.

Fonte: Kandlikar *et al.* (2006)

2.4 Estudos de dissipação de calor em microcanais

A configuração da disposição dos microcanais no dissipador de calor caracteriza diferentes perfis de distribuição de temperatura, levando-se em consideração os pontos com maior temperatura e para onde o calor deve ser dissipado.

2.4.1 Configuração dos microcanais

2.4.1.1 Microcanais paralelos

Os microcanais paralelos geralmente são manufacturados com perfil retangular, circular ou triangular. A disposição dos microcanais é similar à aletas retas, possibilitando a analogia entre elas. O perfil retangular possui menor dificuldade na produção, porém o triangular apresenta melhor eficiência na troca de calor. A seguir discute-se alguns trabalhos e configurações de microcanais.

Tuckerman e Pease (1981) foram pioneiros no estudo de resfriamento monofásico por convecção forçada em microcanais aplicados a circuitos integrados. Conforme apresentado na Tab. (2.2) foi desenvolvido um dissipador de silício de 100 mm² com microcanais retangulares de 56 µm de largura, 320 µm de profundidade e separados por 0,5 mm de espessura de parede,

os autores alcançaram um resfriamento para a máxima densidade de potência de $1,81 \text{ W/cm}^2$, apresentando uma temperatura de $71 \text{ }^\circ\text{C}$, abaixo da temperatura de falha que é por volta de $75 \text{ }^\circ\text{C}$. O sistema apresentou uma queda de pressão de 220 kPa .

Jang *et al.* (2012) realizaram uma simulação numérica 3-D com um dissipador de calor de microcanais de alumínio para aplicação em transistores eletrônicos de pequena escala, para avaliar a transferência de calor. O dispositivo é esquematicamente mostrado na Fig. (2.6). O modelo possui canais com espessura de 4 mm e altura de 2 mm , com 1 mm de diâmetro hidráulico. O dissipador de calor tem as dimensões de $20 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$, incluindo uma área de $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$, onde ocorre a introdução da água no trocador de calor. Seu perfil é mais alongado para que o perfil de escoamento seja totalmente desenvolvido tanto para entrada, quanto na saída. A área da fonte de calor de $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$, se localiza junto à superfície inferior do dissipador de calor.

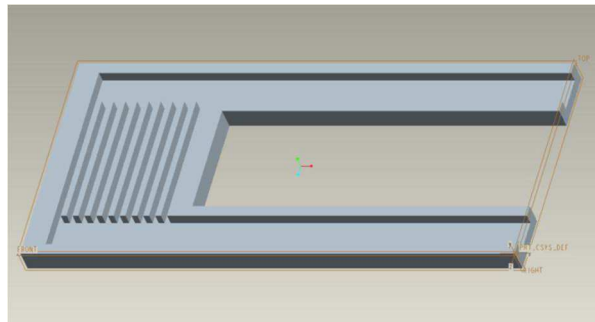


Figura 2.6- Dissipador de micro canais paralelos.

Fonte: Jang *et al.* (2012).

O gradiente de temperatura obtido é mostrado na Fig. (2.7), onde é possível verificar que a região de saída dos canais apresentou um leve aquecimento em relação ao restante do curso dos canais. Com a água entrando no sistema a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e a fonte de calor de 21 W , o fluxo de calor foi de 210 kW/m^2 . Foi possível deixar a superfície na faixa dos $30 \text{ }^\circ\text{C}$, bem abaixo da temperatura crítica de trabalho dos transistores eletrônicos.

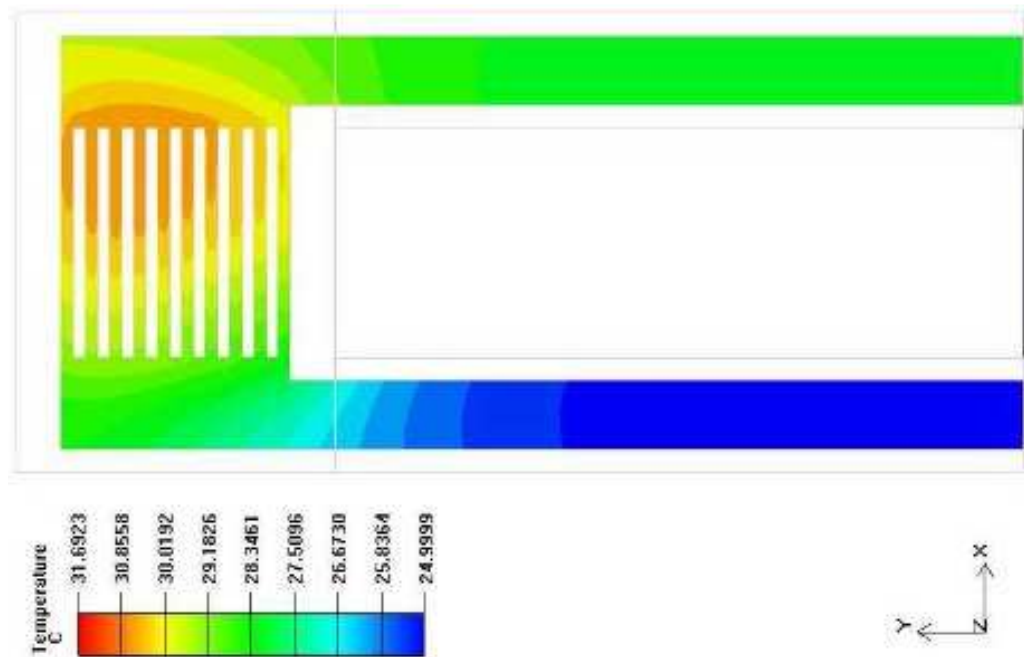


Figura 2.7- Perfil de temperatura do dissipador de calor.

Fonte: Jang *et al.* (2012)

Os autores também verificaram que camadas sobrepostas de micro canais no dissipador de calor, conforme Fig. (2.8), resulta em baixa resistência térmica. Tanto no escoamento contracorrente (fluido esco sobre as camadas em sentidos opostos), quanto no paralelo (fluido esco sobre as camadas em mesmo sentido). Para a taxa de calor testada, o contracorrente apresentou maior uniformidade de temperatura. Para menor fluxo de calor, a configuração de escoamento paralelo tem resistência térmica total inferior. Em alta vazão, o desempenho para ambos é similar. A resistência térmica total diminui, mas, no entanto, a queda de pressão aumenta de forma significativa. A localização dos microcanais eleva a necessidade de aumentar a vazão, devido à perda de carga encontrada. Portanto, é importante a posição das fontes de calor para minimizar o aquecimento localizado e evitar a má distribuição da transferência de calor entre os canais sobrepostos. A modelagem detalhada também revela algumas características únicas em relação à sobreposição de microcanais. Para escoamento em paralelo, devido à interação entre a transferência de calor na camada superior e a camada inferior, existe um fluxo de calor mais elevado nas paredes laterais da camada superior. Além disso, há desigualdades em cada canal em relação às velocidades, no gradiente de pressão e no gradiente de temperatura (Vafai e Zhu, 1999).

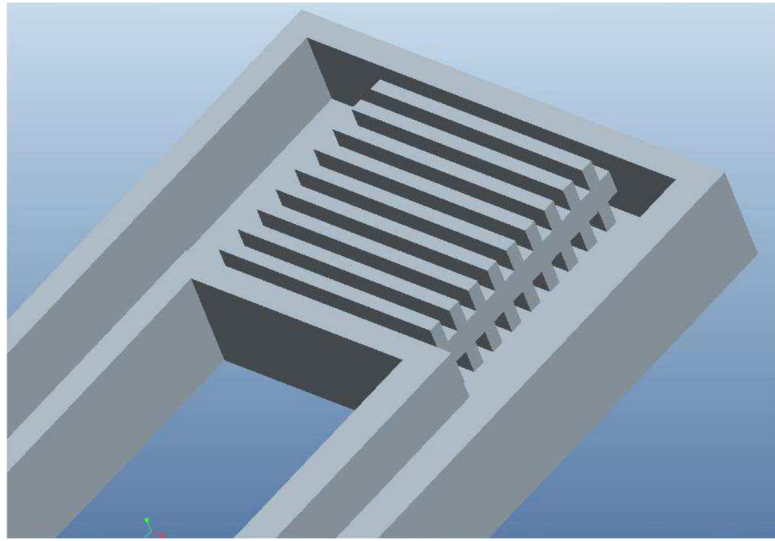


Figura 2.8- Perfil de dispositivo com microcanais sobrepostos.

Fonte: Jang *et al.* (2012)

Gong *et al.* (2015) analisaram diferentes dimensões de microcanais, variando comprimento, largura e altura. Por meio de simulação numérica, foi analisado o comportamento da água como fluido refrigerante e aplicado um fluxo de calor constante de 1 W/cm^2 . Com uma vazão de 270 mL/min foi possível diminuir a temperatura de 320 para 305 K no dispositivo. Na Fig.(2.9) são apresentados os resultados da simulação para um dispositivo de $22 \times 19 \times 6 \text{ mm}$ e canais com diâmetro hidráulico de 1 mm . Na Fig. (2.9 a) o fluido é introduzido pelo topo do dissipador de calor, na Fig. (2.9 b) o fluido é introduzido pela base do dispositivo e são apresentados os perfis de velocidade através dos canais e a formação dos vórtices na entrada e na saída. Na Fig. (2.9 c) apresenta-se a variação de velocidade e de vazão de cada posição dos canais, referente ao caso da Fig. (2.9 a) e na Fig. (2.9 d) apresenta-se a variação de velocidade e de vazão de cada posição dos canais, referente ao caso da Fig. (2.9 b). É possível verificar que a introdução do fluido refrigerante pelo topo, acarreta em uma diminuição de vazão nos canais de posição dois e três, representando má distribuição de vazão nos diferentes canais. A capacidade de resfriamento do dissipador de calor foi maior no centro do dissipador de calor.

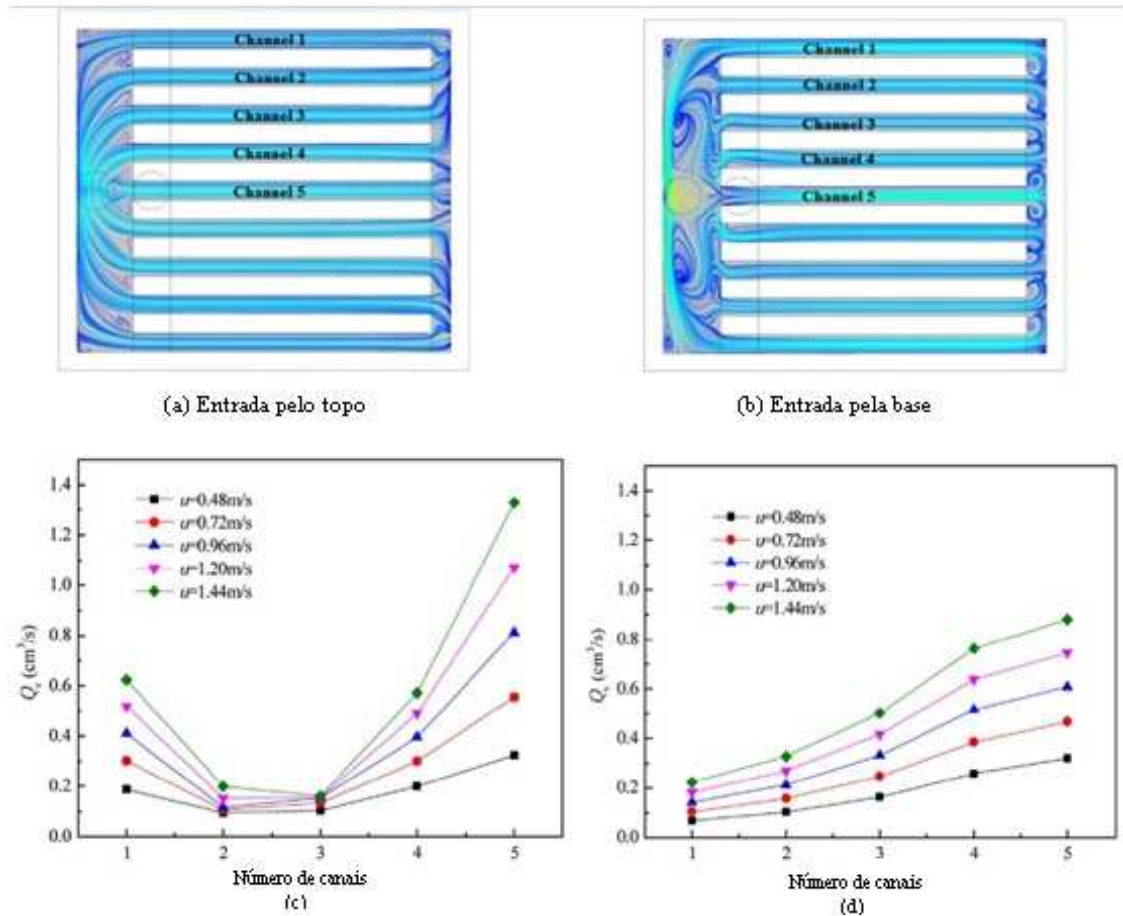


Figura 2.9- Distribuição da vazão de água nos diferentes canais do dissipador, variando a velocidades de escoamento.

Fonte: Gong *et al.* (2015).

Kosar e Kuo (2005) realizaram experimentos com microcanais em paralelo, conforme dispositivo da Fig. (2.10). Os testes com água foram realizados na faixa de velocidade de 0,06 a 1,0 m/s, empregando os seguintes diâmetros de 141, 143, 304, 322 e 490 μm e modificando as seções dos canais. As geometrias analisadas foram retangular, trapezoidal e triangular. Os resultados indicaram que a maior taxa de transferência de calor foi alcançada para diâmetros hidráulicos acima dos 300 μm e com geometria do microcanal na forma de trapézio.

Guerrieri (2013) desenvolveu um micro trocador de calor com diâmetro de canal de 400 μm , profundidade de 945 μm e comprimento de canal de 12 mm, conforme Fig. (2.11), para resfriar uma superfície aquecida de uma célula fotovoltaica de alta concentração. O dispositivo foi produzido em cobre com auxílio de uma fresa de topo com diâmetro de ferramenta de 1,6 mm. Foram consideradas vazões da água de 10 e 20 mL/min (0,44 e 0,88 m/s, respectivamente), controladas por uma bomba de seringa. As medidas de temperatura de entrada e saída do fluido foram obtidas por termopares e comparadas com imagens de uma

câmera termográfica. Os resultados experimentais foram comparados com os obtidos por simulação numérica.

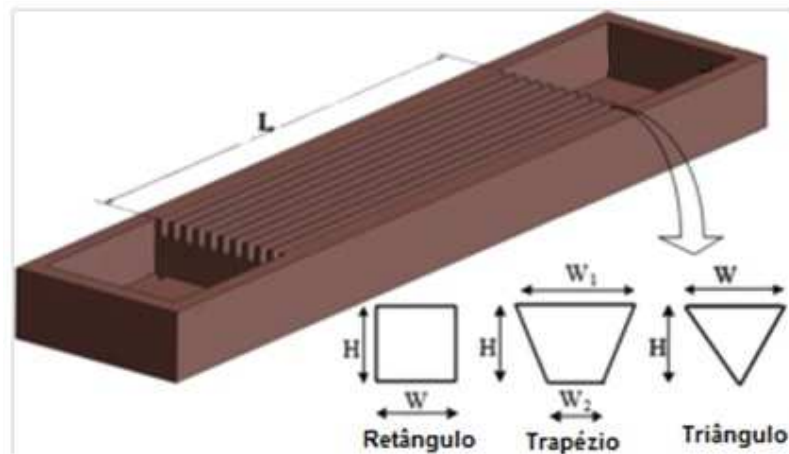


Figura 2.10- Dissipador de microcanais paralelos com diferentes áreas de seção.

Fonte: Kosar e Kuo (2005).

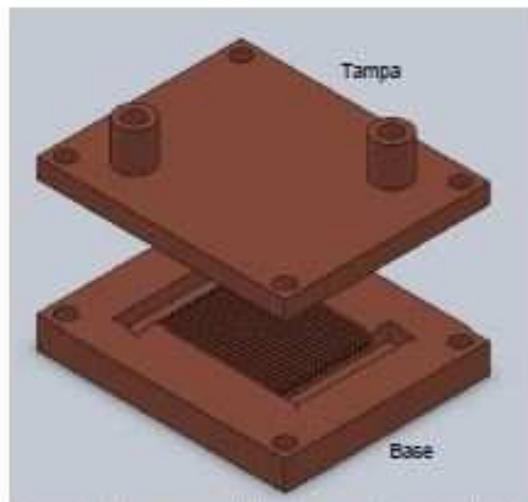


Figura 2.11- Vista explodida do microtrocador de calor para resfriamento de células fotovoltaicas de concentração.

Fonte: Guerrieri (2013).

A Fig. (2.12) mostra a variação de temperatura entre entrada e saída medida para diferentes potências. O caso 1 é para potência de 6,6 W e vazão de 10 mL/min, caso 2 é potência 9,5 W e 10 mL/min e o caso 3 é potência de 12,6 W e 20 mL/min. Na Fig. (2.13) apresenta-se um perfil de temperatura obtido com a câmera, onde foi observada a predominância de regiões com 42 °C nas regiões centrais dos módulos dos painéis fotovoltaicos.

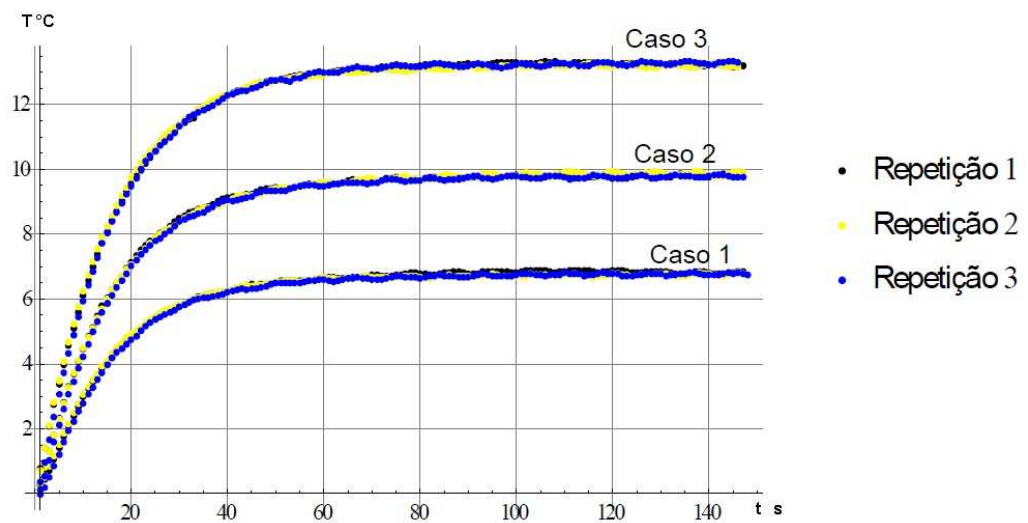


Figura 2.12- Diferença de temperatura da água medida entre entrada e saída do dispositivo micro trocador de calor para diferentes potências.

Fonte: Guerrieri (2013).

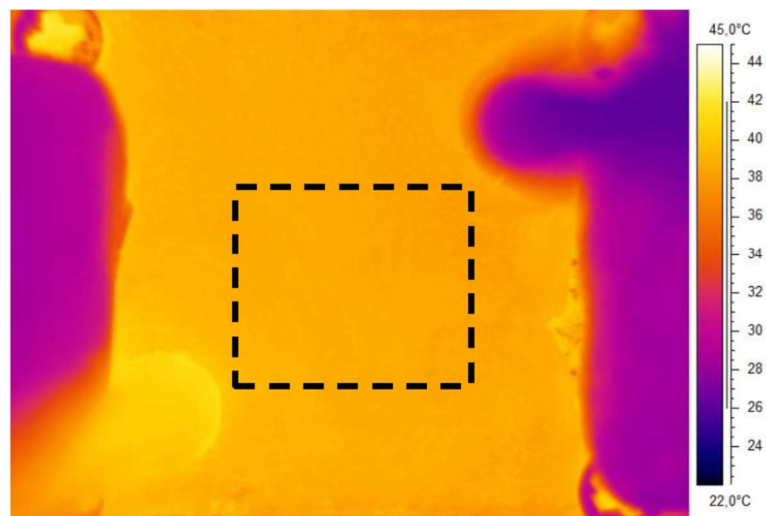


Figura 2.13- Imagem da câmera termográfica por infravermelho do perfil de temperatura no dissipador de calor.

Fonte: Guerrieri (2013).

2.4.1.2 Pinos

Dissipadores de calor ou microtrocadores tipo “pino” utilizam aletas formando microcanais de escoamento, como apresentado na Fig. (2.14). No estudo experimental realizado por Jaspersen *et al.* (2010) com este tipo de configuração, foi aplicada uma taxa de massa de 0,001 kg/s de água e observou-se que o dissipador apresentou uma resistência mais elevada do

que com microcanais de perfil retilíneo. Porém, quando se aumenta a vazão e, portanto, a turbulência, a resistência diminui.

A queda de pressão através do dissipador do tipo “pino” é cerca de duas vezes maior do que é apresentado nos dissipadores com microcanais paralelos e aumenta com o aumento da taxa de massa. Porém há uma melhora no desempenho em relação à troca de calor. Há estudos com outros perfis de pinos, como circular e aerofólio (Zhao *et al.*, 2015), que permitem diminuir a queda de pressão.

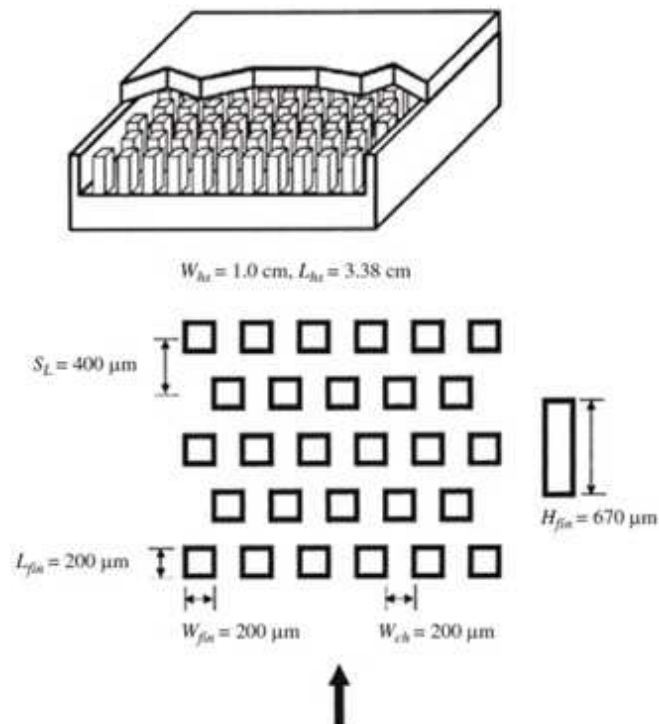


Figura 2.14- Dissipador de calor com pinos formando microcanais utilizado no estudo de Jaspersen *et al.* (2010).

A partir de estudos experimentais e simulações, foi constatado que a eficiência de um dissipador de calor diminui com o aumento do número de pinos, e esta configuração quando em microescala não apresenta melhoria sobre a transferência de calor (Liu *et al.*, 2011, e Zhao *et al.*, 2015).

Zhao *et al.* (2015) estudaram uma configuração de microcanais com base de silício formados por aletas tipo pino, ilustrado na Fig. (2.15), por meio de simulação numérica, e o comportamento da água como fluido refrigerante. Investigaram as características da perda de pressão e do perfil térmico para temperatura do líquido de 300 K. Foram simuladas diferentes velocidades de escoamento 0,48; 0,72; 0,96; 1,2 e 1,4 m/s e o fluxo de calor de 100 W/cm^2 . Verificaram que com o aumento da vazão do fluido a queda de pressão aumenta, assim como o

número de Nusselt, Nu . Com a velocidade do líquido de 1,4 m/s, foi possível baixar a temperatura de 338 K para 321 K. A diminuição da rugosidade nos canais possibilita maior eficiência de troca de calor. Neste caso, a rugosidade ε passou de 0,89 para 0,56, resultando em um Nu três vezes maior.

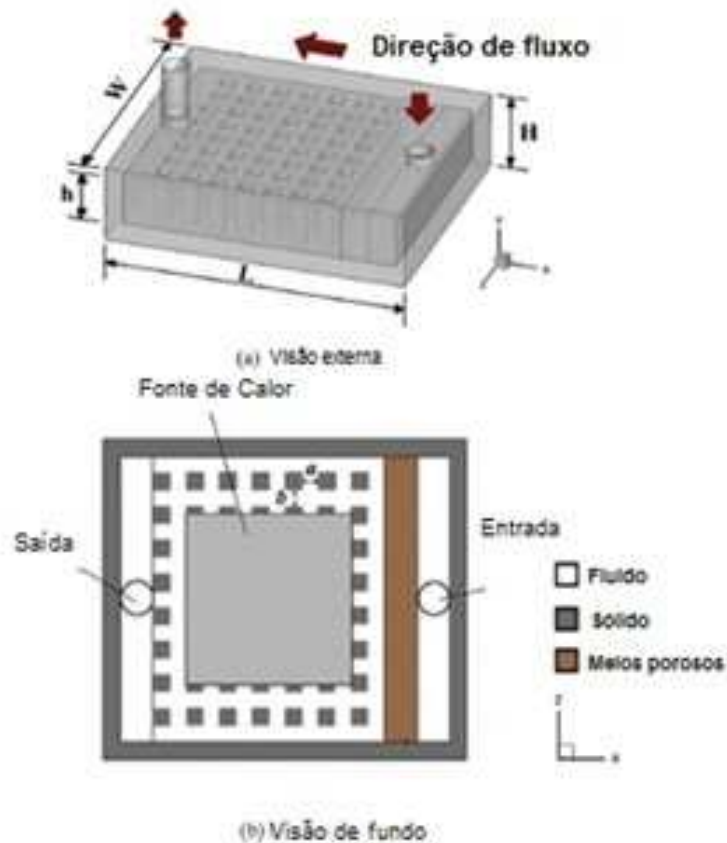


Figura 2.15- Dissipador de calor utilizando configuração de microcanais e pinos.

Fonte: Zhao *et al.* (2015).

Os resultados da simulação obtidos por Zhao *et al.* (2015) encontram-se na Fig. (2.16), onde pode-se observar que o modelo (a), que possui 99 pinos, apresenta um gradiente de temperatura similar ao modelo (b), com 72 pinos, mais uniforme. Segundo os autores, apresenta uma menor taxa de transferência de calor. O modelo (c), com 48 pinos, apresenta pontos isolados de aquecimento na faixa de 330 K e o modelo (d) que possui somente 30 pinos, apresentou um gradiente de temperatura com maior quantidade de áreas na faixa de 330 K, ou seja, não uniformidade. A maior taxa de transferência de calor foi verificada para o perfil (d). No entanto, o perfil que apresenta bom equilíbrio entre eficiência dos pinos e taxa de transferência de calor é o perfil (c).

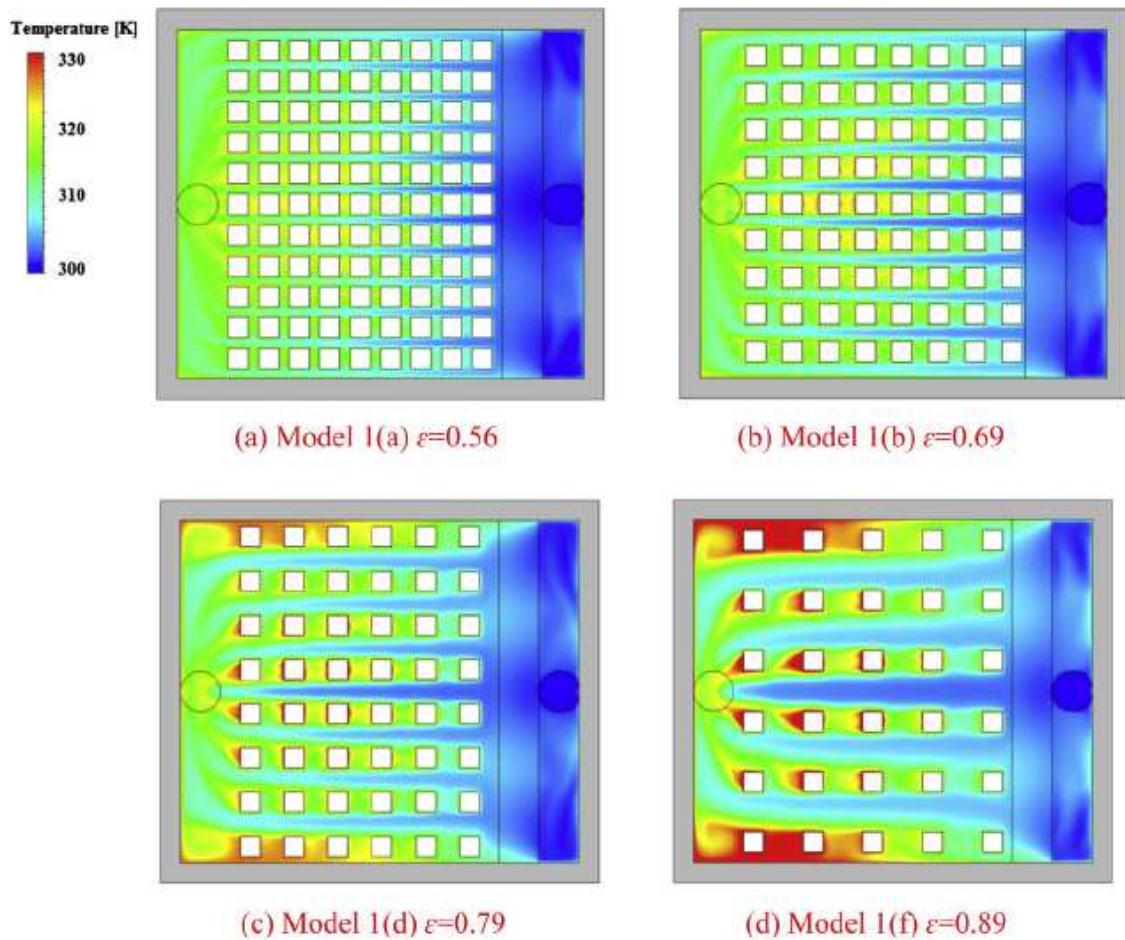


Figura 2.16- Distribuição de temperatura de um dissipador com o número de pinos e para diferentes rugosidades relativas.

Fonte: Zhao *et al.* (2015).

2.4.1.3. Ramificação de canais – configuração fractal

Para garantir a diminuição da temperatura de forma uniforme em todo o sistema, independentemente da localização na superfície do dispositivo eletrônico vêm sendo estudadas geometrias de dissipadores com configuração fractal.

Utilizando conceitos da teoria construtal (Bejan e Lorente, 2011, Rocha et al., 2002), dissipadores com canais com configuração fractal, ou em ramificações, permite distribuir o fluido com maior uniformidade, diminuindo a variação de temperatura na superfície aquecida, mantendo-a também mais uniforme.

A Fig. (2.17) apresenta exemplos de configuração fractal de microcanais.

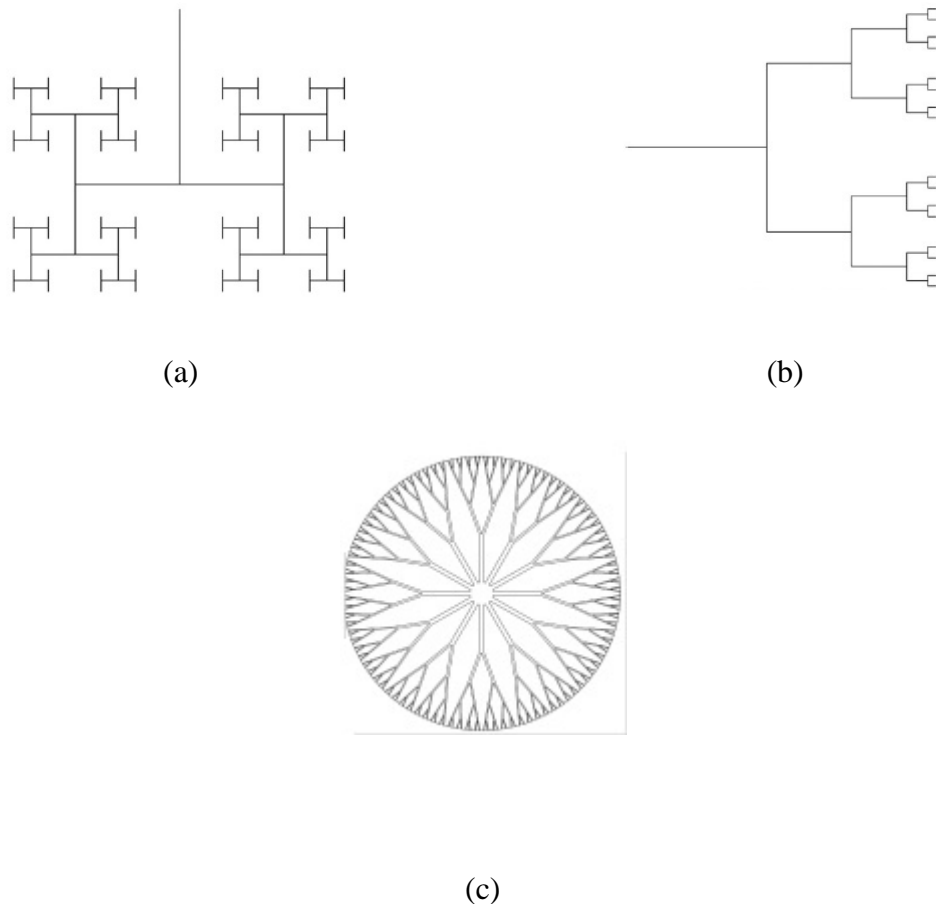


Figura 2.17 - a) Sistema fractal com três ramificações e (b) sistema fractal com quatro ramificações e (c) rede de canais tipo fractal.

Fonte: Yu *et al.* (2012) e Salakij *et al.*, 2013.

Os estudos de microcanais utilizando estas configurações têm mostrado boa uniformidade da temperatura no dispositivo em comparação com o dispositivo de microcanais paralelos (Wang *et al.*, 2005), além de coeficiente de transferência de calor relativamente elevado, mas com alta perda de pressão. Contudo, ainda se encontram dificuldades na fabricação dos mesmos, necessitando de máquinas com maior precisão de deslocamento das ferramentas para sua produção.

Yu *et al.* (2012) analisaram a transferência de calor e queda de pressão de um dispositivo de microcanais paralelos com geometria fractal com líquido monofásico, por meio de experimentos e simulação numérica, conforme os modelos da Fig. (2.17 a) com três ramificações, e Fig. (2.17 b) com quatro ramificações. Os autores consideraram o fluxo laminar e totalmente desenvolvido e verificaram que as redes fractais aumentam a taxa de transferência de calor total, mas também aumentam a queda de pressão, em comparação com canais paralelos

retangulares. Além disso, observaram que uma quantidade maior dos níveis de ramificação tinha uma capacidade de transferência de calor maior com menor potência de bombeamento.

Enfield *et al.* (2004) compararam um sistema com ramificações, com os microcanais retos, com mesmo comprimento e diâmetro hidráulico. O resultado foi uma melhor distribuição de temperatura ao longo da superfície. Porém, a perda de pressão observada foi na ordem de 60% maior no sistema fractal. Ambas as configurações apresentaram a mesma temperatura nas paredes dos canais. No entanto, o sistema fractal apresentou alta perda de pressão, quanto mais ramificações no sistema, maior a perda, conforme a Fig. (2.18), onde N representa a ordem de ramificação e b/a é razão entre altura e largura do canal, respectivamente.

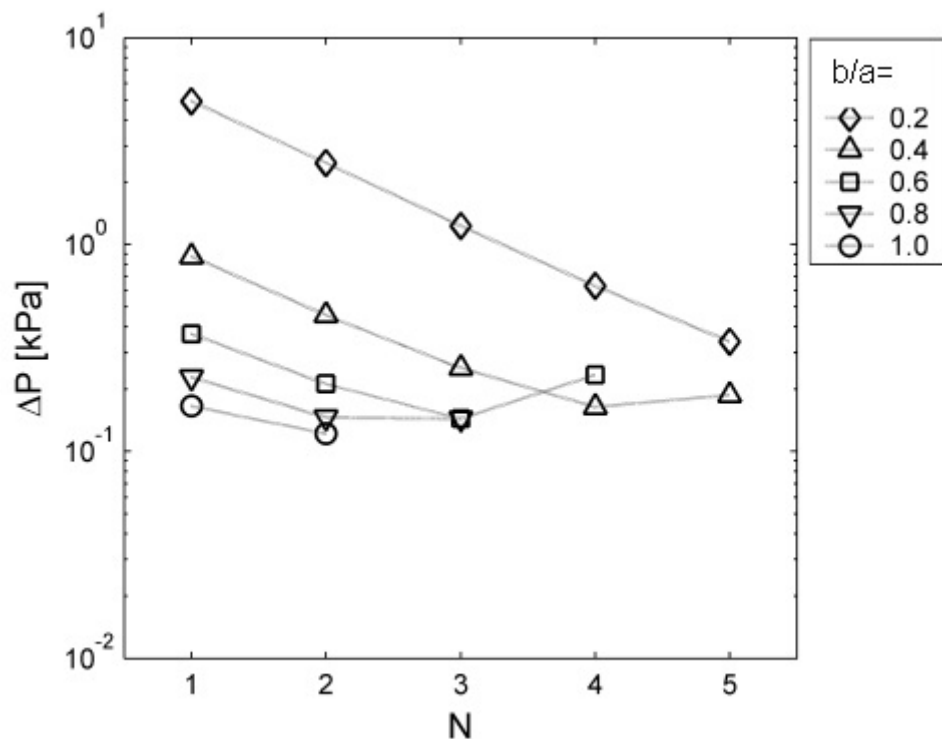


Figura 2.18- Perda de carga em trocadores de calor com microcanais com configuração fractal.

A Fig. (2.19) ilustra o resultado da simulação numérica da distribuição de temperatura em um dissipador de calor utilizando o sistema fractal realizado por Bakir e Meindl (2009). Pode-se observar que em alguns pontos na superfície do dissipador as temperaturas são mais elevadas.

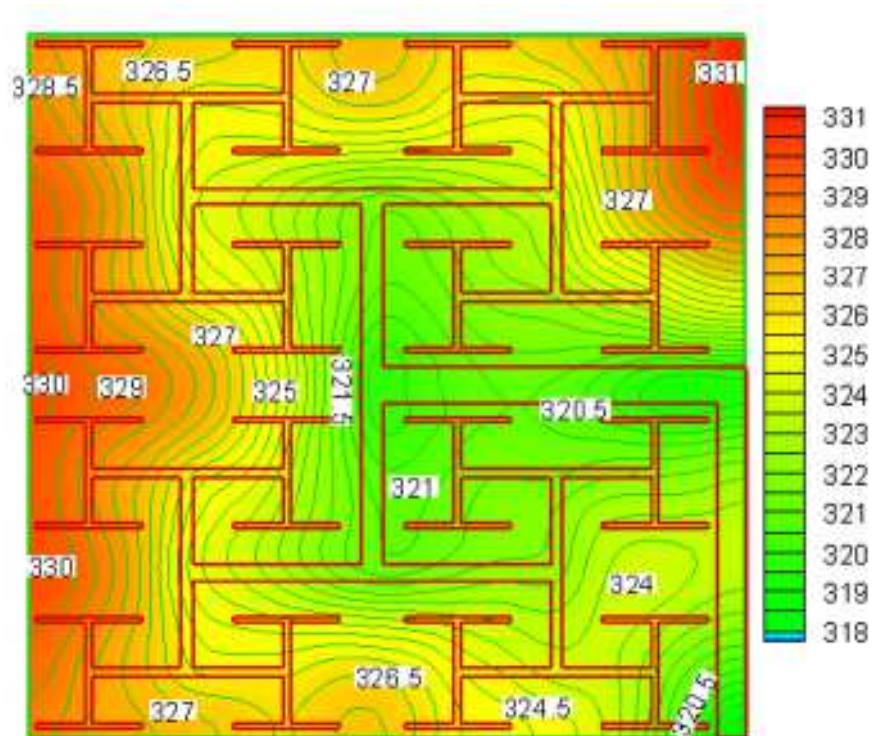


Figura 2.19- Distribuição de temperatura em sistema fractal.

Fonte: Bakir e Meindl (2009).

Em alguns dos estudos realizados com esta configuração foi verificado que a rede de microcanais apresentou menor resistência térmica, melhor uniformidade de temperatura ao longo da superfície aquecida e pouca queda de pressão. Ainda não é apropriada para o projeto de dissipadores de calor para microeletrônica, que devido à limitação estrutural em forma fractal de rede de microcanais, pontos quentes podem aparecer nas extremidades, em que a densidade de canais é menor.

2.4.1.4. Serpentina

Trocadores de calor que empregam o perfil de serpentina são amplamente utilizados em escalas maiores, como em radiadores de automóveis e nos trocadores de calor dos aparelhos de ar condicionado. Porém, quando se começa a trabalhar com microescalas, a eficiência deste sistema cai drasticamente em comparação com outros *layouts* (GONG *et al.*, 2011). Normalmente, para avaliar a eficiência de um sistema de resfriamento, compara-se com o sistema de serpentina. A Fig. (2.20) mostra um dissipador utilizando o perfil de serpentina e na Fig. (2.21) pode-se observar os tipos de sistema de serpentina: aberto e fechado, respectivamente.

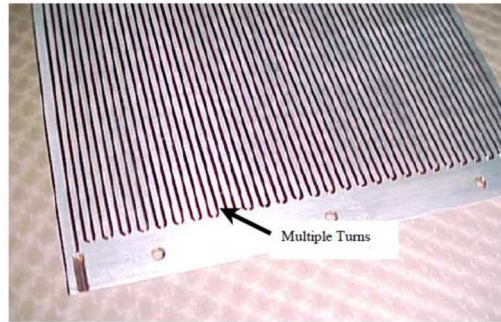


Figura 2.20- Dissipador com microcanais em *layout* serpentina.

Fonte: Peregrine Falcon Corporation (2013).

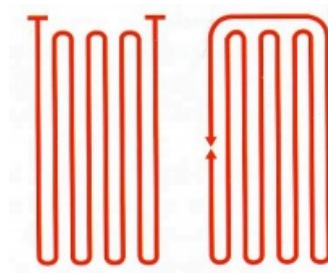


Figura 2.21- Sistema de serpentina aberto e fechado, respectivamente.

Fonte: Peregrine Falcon Corporation (2013).

2.5 Princípios físicos do escoamento líquido através de canais de diâmetro reduzido

Os parâmetros do sistema de troca de calor com escoamento de líquido monofásico através de canais incluem a caracterização do escoamento através do número de Reynolds, Re , dado pela Eq. (2.1):

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (2.1)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, V é a velocidade média do fluido, D_h o diâmetro hidráulico e μ a viscosidade do fluido.

O diâmetro hidráulico do canal é calculado pela Eq. (2.2):

$$D_h = \frac{4A_{st}}{P_w} \quad (2.2)$$

onde A_{st} a área da seção transversal do canal e P_w o perímetro molhado da seção transversal.

2.5.1 Perda de pressão

A equação da perda de pressão por atrito, em um escoamento unidimensional no interior dos canais, é dada pela Eq. (2.3).

$$\Delta P = \frac{2f\rho V^2 L}{D_h} \quad (2.3)$$

onde f é o fator de atrito e L o comprimento do canal.

O fator de atrito Eq. (2.4) depende das condições de escoamento (regime laminar ou turbulento), geometria de canal e se o escoamento está totalmente desenvolvido ou em desenvolvimento.

$$f = \frac{\tau_w}{0,5\rho V^2} \quad (2.4)$$

onde τ_w é a tensão de cisalhamento na parede dos canais e V é a velocidade média no canal.

2.5.1.1 Escoamento laminar plenamente desenvolvido

Para escoamento laminar, que segundo Kandlikar *et al.* (2006) é o regime característico do escoamento monofásico líquido em microcanais, quando o mesmo for completamente desenvolvido, o fator de atrito é obtido com relação do número de Poiseuille, Po , e o número de Reynolds, Re , conforme a Eq. (2.5):

$$f = \frac{Po}{Re} \quad (2.5)$$

onde $Po=fRe$ depende da geometria do canal de escoamento. Para canais retangulares, Shah e London (1978) indicaram uma equação em função da razão de aspecto, $\alpha_c=a/b$, onde a é o lado menor do canal e b o lado maior do canal.

$$Po = fRe = 24(1 - 1,3553\alpha_c + 1,9467\alpha_c^2 - 1,7012\alpha_c^3 + 0,9564\alpha_c^4 - 0,25379\alpha_c^5) \quad (2.6)$$

2.5.1.2 Escoamento laminar – região em desenvolvimento

O comprimento da região de desenvolvimento hidrodinâmico é dependente da relação entre o Reynolds Re e o diâmetro hidráulico D_h , conforme:

$$L_h = 0,05ReD_h \quad (2.7)$$

Como os gradientes de pressão em canais de pequeno diâmetro são bastante altos, o comprimento do escoamento geralmente é curto e em muitas aplicações a região de desenvolvimento é a maior porção do comprimento do escoamento. Para levar isto em consideração, as equações das perdas são apresentadas em termos do fator de atrito aparente, f_{ap} , como:

$$\Delta P = \frac{2f_{ap}\rho V^2 L}{D_h} \quad (2.8)$$

A diferença entre o fator de atrito aparente, f_{ap} , sobre o comprimento x , e o fator de atrito completamente desenvolvido, f , é dada em termos de um incremento de pressão $K(x)$, conforme a Eq. (2.9):

$$K(x) = (f_{ap} - f) \frac{4x}{D_h} \quad (2.9)$$

Quando $x > L_h$, o escoamento é plenamente desenvolvido e $K(x)$ alcança um valor constante $K(\infty)$, conhecido como fator de Hagenbach. Para canais retangulares, Steinke e Kandlikar (2005a) obtiveram uma curva de ajuste em função da razão de aspecto dada pela Eq. (2.10):

$$K(\infty) = 0,6796 + 1,2197\alpha_c + 3,3089\alpha_c^2 - 9,5921\alpha_c^3 + 8,9089\alpha_c^4 - 2,9959\alpha_c^5 \quad (2.10)$$

A perda de pressão por atrito (ΔP) ao longo do comprimento do canal é dada pela Eq. (2.11):

$$\Delta P = \frac{2(f_{ap}Re)\mu Vx}{D_h^2} = \frac{2(fRe)\mu Vx}{D_h^2} + K(x) \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.11)$$

onde os resultados de $f_{ap}Re$ estão plotados na Tab. (2.4) em função de comprimento adimensional $x^+=(x/D_h)/Re$ e razão de aspecto (Phillips, 1987).

Tabela 2.4 Fator de atrito na região de entrada de escoamento laminar para canais retangulares.

$X^+ =$ $(x/D_h)/Re$	$f_{ap} Re$			
	$\alpha_c = 1,0$	$\alpha_c = 0,5$	$\alpha_c = 0,2$	$\alpha_c \leq 0,1$ $10 \leq \alpha_c$
0	142,0	142,0	142,0	287,0
0,001	111,0	111,0	111,0	112,0
0,003	66,0	66,0	66,1	67,5
0,005	51,8	51,8	52,5	53,0
0,007	44,6	44,6	45,3	46,2
0,009	39,9	40,0	40,6	42,1
0,01	38,0	38,2	38,9	40,4
0,015	32,1	32,5	33,3	35,6
0,02	28,6	29,1	30,2	32,4
0,03	24,6	25,3	26,7	29,7
0,04	22,4	23,2	24,9	28,2
0,05	21,0	21,8	23,7	27,4
0,06	20,0	20,8	22,9	26,8
0,07	19,3	20,1	22,4	26,4
0,08	18,7	19,6	22,0	26,1
0,09	18,2	19,1	21,7	25,8
0,1	17,8	18,8	21,4	25,6
0,2	15,8	17,0	20,1	24,7
>1,0	14,2	15,5	19,1	24,0

Fonte: Gamrat *et al.* (2004)

2.5.1.3 Escoamento turbulento em desenvolvimento e plenamente desenvolvido

Para determinar o fator de atrito para o escoamento turbulento, é indicada a equação de Blasius, conforme a Eq. (2.12):

$$f = 0,0791Re^{-0,25} \quad (2.12)$$

Phillips (1987) propôs uma correlação que se aplica a ambas as regiões, em desenvolvimento e plenamente desenvolvida. O fator de atrito de Fanning é dado para tubo circulares como:

$$f_{ap} = ARe^B \quad (2.13)$$

onde $A = 0,0929 + 1,01612/(x/D_h)$ e $B = -0,268 - 0,3293/(x/D_h)$.

Para geometrias de canais retangulares, Re é substituído pelo número de Reynolds equivalente laminar, Re^* , dado pela Eq. (2.14):

$$Re^* = \frac{\rho V [(2/3) + (11/24)(1/\alpha_c)(2 - 1/\alpha_c)] D_h}{\mu} \quad (2.14)$$

A pressão local ao longo do escoamento em microcanais é difícil de medir, assim tem sido geralmente medida a perda de pressão entre entrada e saída do micro trocador de calor e representa os efeitos combinados de perdas em curvas, entrada e saída, região de desenvolvimento e perdas devido ao atrito. Assim, segundo Phillips (1987) a perda de pressão total é a soma destes componentes, conforme Eq. (2.15):

$$\Delta P = \frac{\rho V^2}{2} [(A_c/A_p)^2 (2K_{90}) + (K_c + K_e) + \frac{4f_{ap} L}{D_h}] \quad (2.15)$$

onde A_c área total do canal, A_p área total da seção transversal do *plenum*, K_{90} é coeficiente de perdas nas curvas a 90° , K_c coeficiente de contração, K_e coeficiente de perda de pressão devido a alterações de áreas e f_{ap} considera os efeitos combinados de atrito e região de desenvolvimento.

Em regime desenvolvido, a perda de pressão é obtido pela Eq. (2.16):

$$\Delta P = \frac{\rho V^2}{2} [(A_c/A_p)^2 (2K_{90}) + (K_c + K_e) + \frac{4fL}{D_h} + K(x)] \quad (2.16)$$

sendo $K(x)$ tratado conforme Eqs. (2.9) e (2.10).

Um ponto que precisa ser enfatizado são os grandes erros que estão associados com experiências de microescala. Steinke e Kandlikar (2005a) propuseram para microcanais retangulares uma expressão final para calcular a incerteza em função do produto ($f Re$) dada pela Eq. (2.17):

Da Eq. (2.17) os autores salientaram que as incertezas nas medidas da altura, a , e largura, b , do canal têm maior influência na incerteza global, seguidas pelas incertezas nas medidas de massa específica e vazão. Os dados de Re também exibem grandes incertezas devido a erros associados a medidas de vazão. Além disso, têm sido registradas por diferentes autores

discrepâncias nas incertezas nas dimensões dos canais e medidas de fluxo, perdas de entrada e saída e efeitos da região de desenvolvimento.

$$\frac{U_f Re}{f Re} = \left[2 \left(\frac{U_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{U_\mu}{\mu} \right)^2 + \left(\frac{U_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{U_L}{L} \right)^2 + 3 \left(\frac{U_Q}{Q} \right)^2 + 5 \left(\frac{U_a}{a} \right)^2 + 5 \left(\frac{U_b}{b} \right)^2 + 2 \left(\frac{U_a}{a+b} \right)^2 + 2 \left(\frac{U_b}{a+b} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (2.17)$$

Para determinar o efeito da rugosidade, ε , é necessário analisar o Rpm que é a distância entre a média dos picos individuais do perfil e a linha média no comprimento (linha principal), e a média de Fp que representa a distância da base até a linha média. Como se pode observar na Fig. (2.22) e na Eq. (2.18).

$$\varepsilon = Rpm + F_p^2 \quad (2.18)$$

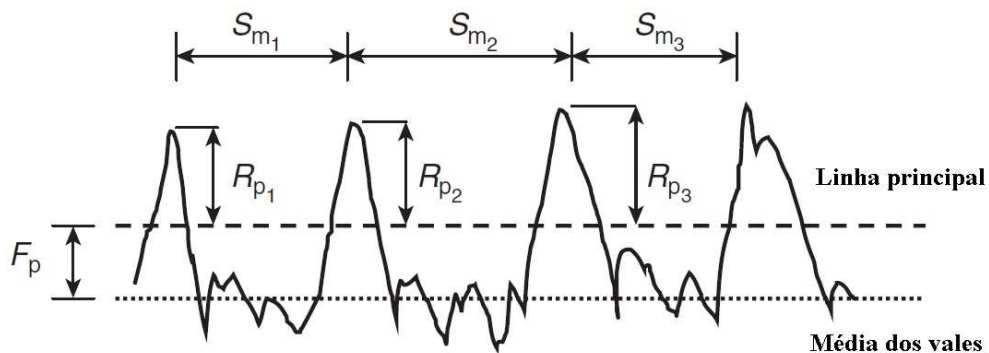


Figura 2.22- Altura de pico R_p , espaçamento médio entre as irregularidades S_m e distância do vale até a linha mediana F_p .

Fonte:Kandlikar *et al.* (2006).

2.5.2 Transferência de calor

O comprimento de desenvolvimento térmico para canais retangulares de acordo com Phillips (1987), pode ser determinado pela Eq. (2.19), função dos números de Reynolds, Re e Prandtl, Pr e o diâmetro hidráulico D_h :

$$L_t = 0,1ReD_hPr \quad (2.19)$$

onde Prandtl Pr é obtido pela relação entre propriedades, tal como:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.20)$$

onde C_p é o calor específico e k a condutividade térmica do fluido.

O número adimensional de Nusselt, Nu , se é dada pela Eq.(2.21):

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (2.21)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

2.5.2.1 Escoamento laminar termicamente em desenvolvimento

De acordo com Phillips (1987), para canais retangulares com a configuração de aquecimento nos quatro lados do canal, o número Nusselt local, $Nu_{x,4}$, é apresentado na Tab. (2.5), conforme razão de aspecto, α_c , e x^* , dado pela Eq. (2.22).

$$x^* = \frac{x}{(Re Pr D_h)} \quad (2.22)$$

Para a configuração de aquecimento em três lados do canal, o seguinte esquema é sugerido por Phillips (1990):

Para aquecimento de três lados com $\alpha_c \leq 0.1$ e $\alpha_c \geq 10$, usar os dados da Tab.(2.4), de quatro lados, sem modificação e para valores de $0,1 < \alpha_c < 10$, faz-se necessário calcular o fator de correção, conforme a Eq. (2.23):

$$Nu_{x,3}(x^*, \alpha_c) = Nu_{x,4}(x^*, \alpha_c) \frac{Nu_{fd,3}(x^* = x_{fd}^*, \alpha_c)}{Nu_{fd,4}(x^* = x_{fd}^*, \alpha_c)} \quad (2.23)$$

Os subscritos x,3 e x,4 se referem à localização na distância x no comprimento aquecido para condições de aquecimento em 3 lados e 4 lados do canal, respectivamente. Os números de Nu da região em desenvolvimento para condição de 4 lados aquecidos, $Nu_{x,4}$, são obtidos da Tab. (2.5), e na região plenamente desenvolvida para ambas as condições de aquecimento, $Nu_{fd,3}$ e $Nu_{fd,4}$, são obtidos da Tab. (2.6).

Tabela 2.5 Número de Nusselt na região de entrada térmica.

x^*	$N_{ux,4}$					
	$\alpha_c = 0,1$	$\alpha_c = 0,25$	$\alpha_c = 0,333$	$\alpha_c = 0,5$	$\alpha_c = 1,0$	$10 \leq \alpha_c$
0,0001	31,40	26,70	27,00	23,70	25,20	31,60
0,0025	11,90	10,40	9,90	9,20	8,90	11,20
0,005	10,00	8,44	8,02	7,46	7,10	9,00
0,00556	9,80	8,18	7,76	7,23	6,86	8,80
0,00625	9,50	7,92	7,50	6,96	6,60	8,50
0,00714	9,30	7,63	7,22	6,68	6,32	8,20
0,00833	9,10	7,32	6,92	6,37	6,02	7,90
0,01	8,80	7,00	6,57	6,05	5,69	7,49
0,0125	8,60	6,63	6,21	5,70	5,33	7,20
0,0167	8,50	6,26	5,82	5,28	4,91	6,70
0,025	8,40	5,87	5,39	4,84	4,45	6,20
0,033	8,30	5,77	5,17	4,61	4,18	5,90
0,05	8,25	5,62	5,00	4,38	3,91	5,55
0,1	8,24	5,45	4,85	4,22	3,71	5,40
1	8,23	5,35	4,77	4,11	3,60	5,38

Fonte: Phillips (1987)

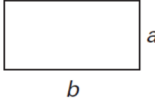
2.5.2.2 Escoamento laminar plenamente desenvolvido

No caso do escoamento laminar totalmente desenvolvido é esperado que o Nu seja constante, conforme prediz a teoria clássica. No entanto, vários investigadores têm mostrado que existe uma tendência de aumento do Nu com o Re nesta faixa. Além disso, depende da geometria do canal e da condição de transferência de calor na parede do canal.

Para canais retangulares o Nu depende da razão de aspecto do canal, $\alpha_c = a/b$, e três condições de contorno na parede são descritas na literatura: temperatura de parede constante (Nu_T), temperatura de parede circunferencial constante com fluxo de calor axial uniforme (Nu_{H1}) e fluxo de calor constante, circunferencial e axial (Nu_{H2}). Na prática, especialmente com microcanais, muitas vezes é difícil identificar a condição correta. Na Tab. (2.6) se apresenta o fator de atrito de Fanning e o número de Nu em dutos retangulares.

O aquecimento da geometria de microcanais, como já foi mencionado, pode ser nos quatro lados ($Nu_{fd,4}$) ou em três lados ($Nu_{fd,3}$), sendo o topo não aquecido, pois é a cobertura dos canais. A Tab. (2.7) apresenta o Nu em função da razão de aspecto para estas duas condições (Kandlikar *et al.*, 2006).

Tabela 2.6- Fator de atrito de Fanning e número de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido em dutos retangulares.

Forma do canal		Nu_H	Nu_T	$Po = f Re$
	1	3,61	2,98	14,23
	2	4,13	3,39	15,55
 Retangular, razão do aspecto do canal, b/a	3	4,79	3,96	17,09
	4	5,33	4,44	18,23
	6	6,05	5,14	19,70
	8	6,49	5,60	20,58
	∞	8,24	7,54	24,00

Fonte: Kakaç *et al.* (1987)

Tabela 2.7

Número de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido em canais retangulares.

$\alpha_c = a/b$	$Nu_{fd,3}$	$Nu_{fd,4}$
0,00	8,235	8,235
0,10	6,939	6,700
0,20	6,072	5,704
0,30	5,393	4,969
0,40	4,885	4,457
0,50	4,505	4,111
0,70	3,991	3,740
1,00	3,556	3,599
1,43	3,195	3,740
2,00	3,146	4,111
2,50	3,169	4,457
3,33	3,306	4,969
5,00	3,636	5,704
10,00	4,252	6,700
>10,00	5,385	8,235

* a dimensão a é a não aquecida e a razão de aspecto do canal, $\alpha_c = a/b$

Em valores intermediários de α_c , conforme Kandlikar *et al.* (2006), Nu pode ser obtido pela correlação representada pela Eq. (2.24).

$$Nu = \frac{8,2313 - 2,295\alpha_c + 7,928\alpha_c^2}{1 + 1,9349\alpha_c + 0,92381\alpha_c^2 + 0,0033937\alpha_c^3} \quad (2.24)$$

2.5.2.3 Região de transição e turbulento

Para calcular o número de Nusselt em escoamentos na região de transição e turbulenta, para minicanal e microcanal, Phillips, (1990) sugere o uso das Eqs. (2.25) e Eq. (2.26):

Para $0,5 < Pr < 1,5$

$$Nu = 0,0214 \left[1,0 + (Dh)^{2/3} \right] \left[Re^{0,8} - 100 \right] Pr^{0,4} \quad (2.25)$$

Para $1,5 < Pr < 500$

$$Nu = 0,012 \left[1,0 + (Dh)^{2/3} \right] \left[Re^{0,87} - 280 \right] Pr^{0,4} \quad (2.26)$$

3 METODOLOGIA

Neste trabalho foi analisada experimentalmente a dissipação de calor com uso de um dispositivo de microcanais paralelos e água como fluido refrigerante.

Para isto foi desenvolvido um dissipador e montada uma bancada experimental, onde se analisam o escoamento e a distribuição de temperaturas para diferentes condições de vazão e fluxo de calor.

3.1 Dissipador de microcanais

A Fig. (3.1) mostra o dissipador de calor. Ele é formado por três partes: a base em alumínio, os canais fabricados sobre fita termo condutiva e a tampa de fechamento em acrílico.

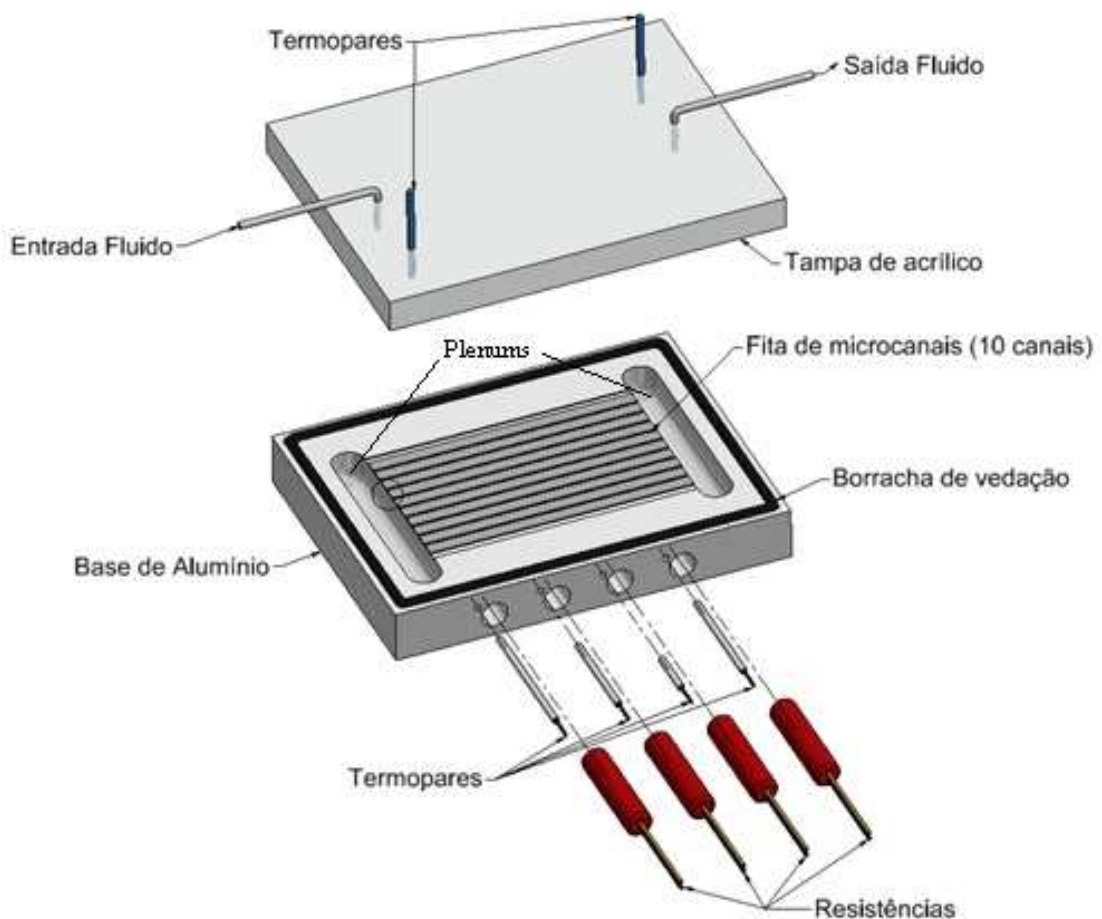


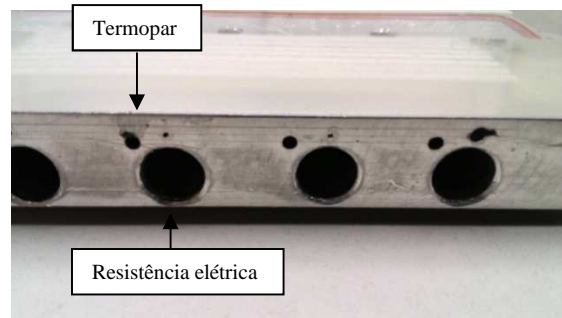
Figura 3.1- Dissipador de calor.

A base em alumínio foi manufaturada com serra de topo e fresa de eixo horizontal e os *plenums* de entrada e saída do fluido foram fabricados na CNC, conforme ilustrados na Fig. (3.2 a), onde está sendo iniciado a fabricação da base. A função do *plenum* na entrada é garantir uma boa distribuição do escoamento do fluido através dos microcanais.

A furação lateral, indicada na Fig. (3.1) e na Fig. (3.2 b), serve para a introdução das fontes de calor, no caso as resistências térmicas e os termopares.



(a)



(b)

Figura 3.2 -(a) Usinagem da base de alumínio do dissipador de calor e (b) furação lateral para introdução dos termopares e resistências elétricas.

O posicionamento adequado dos orifícios onde são instalados os termopares para medidas de temperatura na superfície do dissipador foi definido através de um estudo numérico no *software* ANSYS-Fluent (Flores, 2017). Para uma potência fixa de 18 W e duas velocidades de escoamento (0,52 m/s e 1,04 m/s, que correspondem a $Re=58,5$ e $116,9$, respectivamente), foram analisadas a distribuição de temperatura. Foram considerados o material do dissipador de alumínio, a fita adesiva termo condutiva e o acrílico como material de cobertura do dissipador e suas respectivas propriedades.

Na Fig. (3.3) ilustra-se o gradiente de temperatura, mostrando que no corpo sólido do alumínio não houve uma grande variação de temperatura nos locais aquecidos pelas resistências elétricas, entorno de $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, viabilizando a realização de medição de temperatura em qualquer ponto entre as resistências e a superfície inferior dos microcanais.

A distribuição de temperatura da resistência até a base dos canais foi avaliada através de simulação e verificou-se que segue a seguinte função $T=0,0684(1-e^{-1,558x})$, utilizando a posição x em mm. As condições de escoamento utilizados na simulação foi a difusão de no

sólido. Para termopares instalados a 5 mm da superfície dos canais se obtém aproximadamente uma diferença de 0,07 °C. Esta diferença de temperatura não representa uma variação significativa de medição entre o ponto de medida e a superfície, considerando que na calibração dos termopares se verificou que o máximo erro de medição ficou em $\pm 0,7$ °C.

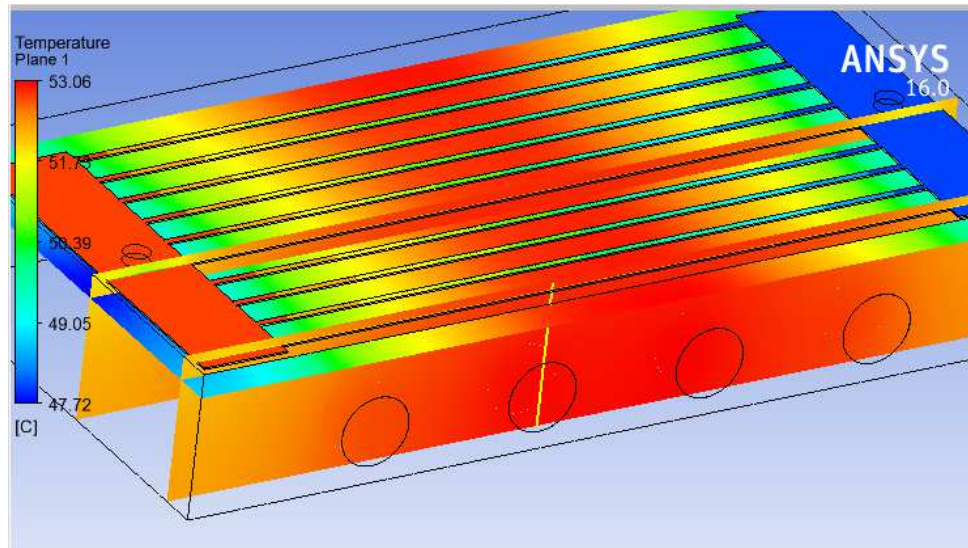


Figura 3.3- Gradiente de temperatura no dissipador de microcanais para potência de 25 W com uma vazão de água de 10 ml/min.

Fonte: Flores (2017).

Os microcanais foram inicialmente desenhados no *software* Graphtec estúdio e logo produzidos em uma fita adesiva dupla face termo condutiva da 3M na Fig. (3.4 a) com auxílio de um *plotter* de recorte da GRAPHTEC modelo CE6000-40 ilustrado na Fig. (3.5). O *plotter* possui lâminas de aço de 0,9 mm com ângulo de 45°, que permitem efetuar cortes em materiais adesivos, papel e manta magnética de até 2,5 mm.

A fita termo condutiva (3M modelo 8815) apresentada na Fig. (3.4 b), possui uma condutividade térmica nominal de 0,6 W/mK, 0,4 mm de espessura e a fita resiste à temperatura máxima de trabalho de 150 °C durante seis semanas de exposição. Efetuaram-se testes variando a pressão, velocidade e aceleração de corte para verificar a uniformidade do canal ao longo de seu curso, e o mesmo mostrou-se uniforme a partir de 44,66 μm de largura de canal, com os parâmetros de corte com pressão 15 N/cm², velocidade 3 cm/s e aceleração em 2 cm/s².



Figura 3.4- (a) Plotter de corte GRAPHTEC CE6000-40 para a construção dos microcanais. (b) Fita adesiva termo condutiva.

Em busca do tamanho adequado do canal de escoamento do fluido, os resultados se mostraram satisfatórios para larguras a partir de $700\ \mu\text{m}$. Assim, as dimensões finais do canal ficaram em média de $800\ \mu\text{m}$ de largura e $400\ \mu\text{m}$ de altura, que corresponde à espessura da fita, o que resulta em um diâmetro hidráulico de $533,33\ \mu\text{m}$. A Fig. (3.5 a) apresenta um exemplo da medida exata do microcanal realizada com microscópio da marca Zeiss, modelo Axio Lab. A1, ilustrado na Fig (3.5 b). A variação na largura do canal pode ser de até $\pm 20\ \mu\text{m}$. Foram realizadas quatro medidas em cada canal obtendo-se uma largura média de $817\ \mu\text{m}$ para o canal 1, $785\ \mu\text{m}$ no o canal 2, $811\ \mu\text{m}$ no canal 3, $820\ \mu\text{m}$ no canal 4, $785\ \mu\text{m}$ no canal 5, $819\ \mu\text{m}$ no canal 6, $818\ \mu\text{m}$ no canal 7, $820\ \mu\text{m}$ no canal 8, $779\ \mu\text{m}$ no canal 9 e canal 10 com $820\ \mu\text{m}$, mas foi adotado o valor de $800\ \mu\text{m}$ para fins de simplificação nos cálculos.

Assim, foram feitos 10 canais de $80\ \text{mm}$ de comprimento distribuídos em paralelo e com espaçamento entre os mesmos de $4,5\ \text{mm}$. O dispositivo de passe simples ficou com uma largura total de $50\ \text{mm}$. A Fig. (3.6 a) apresenta um esquema do dispositivo e dimensões e a Fig. (3.6 b) o dissipador de calor de microcanais já montado.

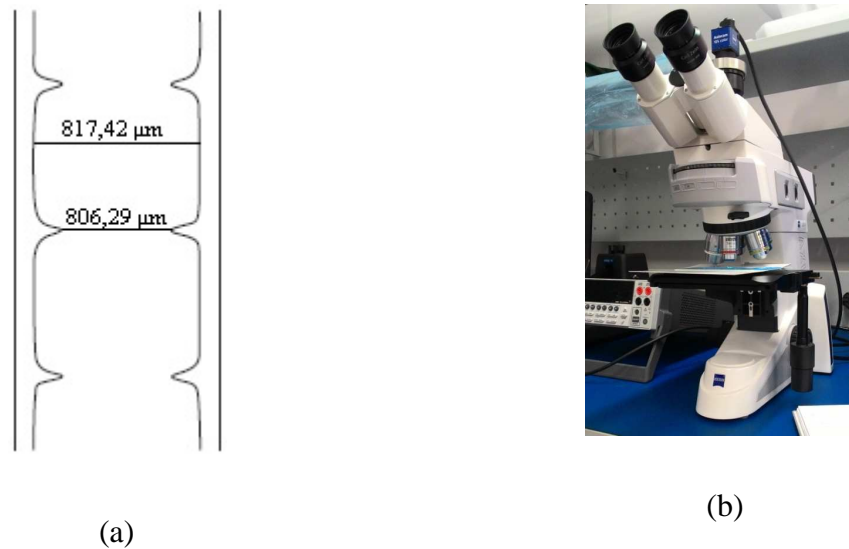


Figura 3.5- (a) Microcanal (b) Microscópio Zeiss Axio Lab. A1.

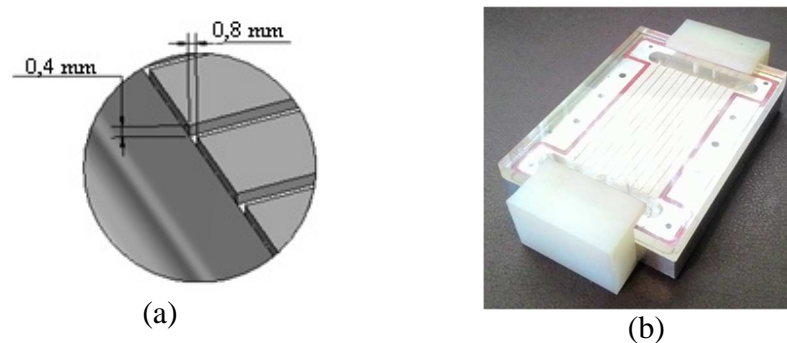


Figura 3.6- (a) Esquema do dispositivo de microcanais e parâmetros geométricos, (b) e dissipador de calor montado.

3.2 Bancada experimental

Uma bancada experimental foi montada para estudos de dissipação térmica com o dissipador desenvolvido. Conforme mostrado no esquema da Fig. (3.7), consiste de uma seção de testes, composta do dissipador de calor de microcanais com as resistências como fonte de calor simulando as condições de um *chip*; uma bomba de seringa, que permite estabelecer a vazão de água no dissipador; sensores de temperatura no fluido e na superfície do dissipador e um sistema de aquisição de dados conectado a um microcomputador.

Na seção de testes são usadas quatro resistências de 50 W e um Varivolt (regulador de tensão), da marca Chuan Hsin, modelo SRV-5, que permite regular a potência elétrica

fornecida. Uma chave de contato com quatro vias 220 V, possibilita a ativação e desativação das resistências elétricas.

Seis termopares de tipo E (cromel-constantan) da Ômega de 0,076 mm foram montados e encapsulados, conforme mostra a Fig. (3.8). Dois termopares são colocados em contato com fluido nos *plenums* na entrada e saída dos microcanais para medir a temperatura média do fluido e outros quatro são posicionados entre a resistência e a base do dissipador, na placa de alumínio junto à parede para medir a temperatura de superfície ao longo do escoamento. As posições das medições são identificadas como pontos vermelhos no dissipador da Fig. (3.9). Os termopares de medida de superfície externa dos canais são dispostos no dissipador ao longo do comprimento, o primeiro próximo ao *plenum* de entrada do líquido a 6 mm da entrada do canal, o segundo na extremidade oposta ao anterior a 26 mm, o terceiro termopar no centro com 46 mm relativo a entrada do canal e o quarto na extremidade de saída a 66 mm.

Os *plenums* tem a função de garantir a boa distribuição do fluido através dos canais e tem dimensões de 6 mm por 65 mm e profundidade de 15 mm.

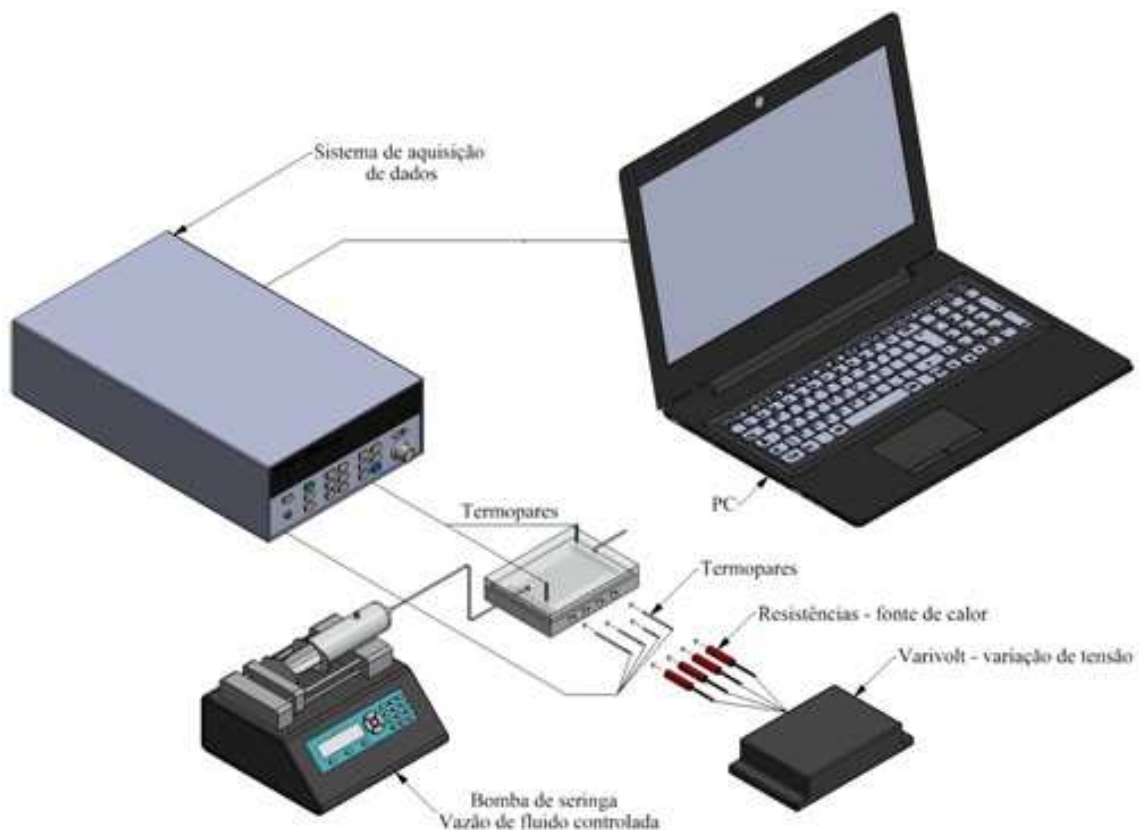


Figura 3.7- Esquema da bancada de testes de resfriamento utilizando microcanais.



Figura 3.8- Termopar encapsulado com tubo de aço inoxidável de 1,6 mm de diâmetro por 55 mm de comprimento.

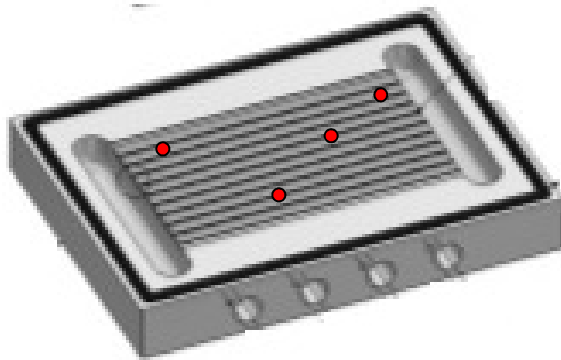


Figura 3.9- Pontos de medição de temperatura na superfície com os termopares, ao longo do dissipador.

Os termopares foram calibrados em banho térmico com uma solução de água e etilenoglicol e um termômetro de precisão com resolução de 0,1 °C, para uma faixa de temperatura de 0 a 55 °C. Foram registradas 103 medidas para cada temperatura. Os resultados da calibração encontram-se no Apêndice A.

Uma bomba de seringa, marca Samtronic, modelo ST 6000, conforme ilustrada na Fig. (3.10), injeta o líquido na parte superior do dissipador com vazão estabelecida e controlada. A incerteza propagada da vazão com a bomba de a seringa é de $\pm 3\%$, segundo o fabricante.



Figura 3.10- Bomba de seringa para injeção do líquido no dissipador e controle de vazão.

Um sistema de aquisição de dados, da marca Agilent, modelo 34970A conectado a um microcomputador via RS232 permite registrar e armazenar os dados medidos de temperatura e potência.

A Fig. (3.11) apresenta o multímetro digital empregado para verificar a corrente elétrica fornecida pelo Varivolt. Foi utilizado um multímetro da marca Fluke, modelo 43B, que possui uma incerteza de medição de 1%, segundo o fabricante.



Figura 3.11- Multímetro digital

Para que não haja influência do meio ambiente na troca de calor do dissipador de calor, o mesmo foi isolado com espuma elastomérica com uma baixa condutividade térmica, no valor de 0,029 W/mK e espessura 32 mm.

O ensaio se deu com o dissipador de calor na posição vertical, com o fluido introduzido pela parte inferior do dispositivo. Devido a densidade mais baixa da água quando aquecida, o fluido sobe com maior facilidade. O líquido foi aplicado no centro do *plenum* para melhor distribuição do fluido para os canais e removido no centro do *plenum* na parte superior, foi verificado a distribuição do fluido nos canais.

3.3 Programa de testes e medidas

Na análise experimental são consideradas a variação da vazão de líquido e a variação de potência das resistências. Para avaliar a distribuição de temperatura e a capacidade de resfriamento, além da distribuição do escoamento do fluido no interior dos microcanais, foram realizados testes conforme o programa da Tab (3.1), totalizando três vazões diferentes (10, 20 e 30 mL/min, que correspondem a $1,67 \times 10^{-8}$, $3,33 \times 10^{-8}$ e 5×10^{-8} m³/s, respectivamente) e cinco potências (4, 18, 50, 65 e 90 W). Nos testes não foram ultrapassados os 90 W, devido a ocorrência de mudança de fase para maiores potências. Para a menor vazão não foi aplicada a

maior potência (90 W) devido às altas temperaturas que o sistema alcança com estes parâmetros. Os testes tiveram a duração de 10 min cada e foram repetido duas vezes. Nos primeiros testes, para verificar possíveis vazamentos foi utilizado um corante vermelho no fluido, melhorando a visualização através da tampa de acrílico.

Tabela 3.1- Casos experimentais considerados

Caso	\dot{V} (m ³ /s)	Tensão, U (V)	Corrente, I (A)	Potência total, P (W)
1	1,67.10 ⁻⁸	31	0,03	4
2	1,67.10 ⁻⁸	66	0,07	18
3	1,67.10 ⁻⁸	106,1	0,11	46,5
4	1,67.10 ⁻⁸	126	0,13	65,6
5	3,33.10 ⁻⁸	30,9	0,03	3,9
6	3,33.10 ⁻⁸	66	0,07	18
7	3,33.10 ⁻⁸	106,4	0,11	46,8
8	3,33.10 ⁻⁸	126,1	0,13	65,7
9	3,33.10 ⁻⁸	148,9	0,15	91,6
10	5.10 ⁻⁸	30,8	0,03	3,9
11	5.10 ⁻⁸	66,6	0,07	18,3
12	5.10 ⁻⁸	109,4	0,11	49,5
13	5.10 ⁻⁸	126,5	0,13	66,1
14	5.10 ⁻⁸	147,9	0,15	90,4

Cada teste de vazão e potência iniciou com a água a temperatura ambiente de 21 °C. As propriedades do adesivo termo condutivo, do alumínio e do acrílico, como o calor específico c_p , condutividade térmica, k , e a massa específica, ρ , são apresentadas na Tab. (3.2). As propriedades da água variam conforme a temperatura.

Tabela 3.2- Propriedades dos materiais empregados (T = 60 °C).

	Adesivo	Alumínio	Acrílico
c_p (J/kgK)	0,5	871	1,5
k (W/mK)	0,6	202,4	0,195
ρ (kg/m ³)	1618	2719	1170

Na Fig. (3.12) é apresentado o esquema de ativação das resistências elétricas. As resistências de 50 W encontram-se ligadas em paralelo para que a tensão elétrica seja a mesma, mantendo a mesma taxa de geração de calor. As resistências encontram-se conectadas a um Varivolt e são ligadas simultaneamente.

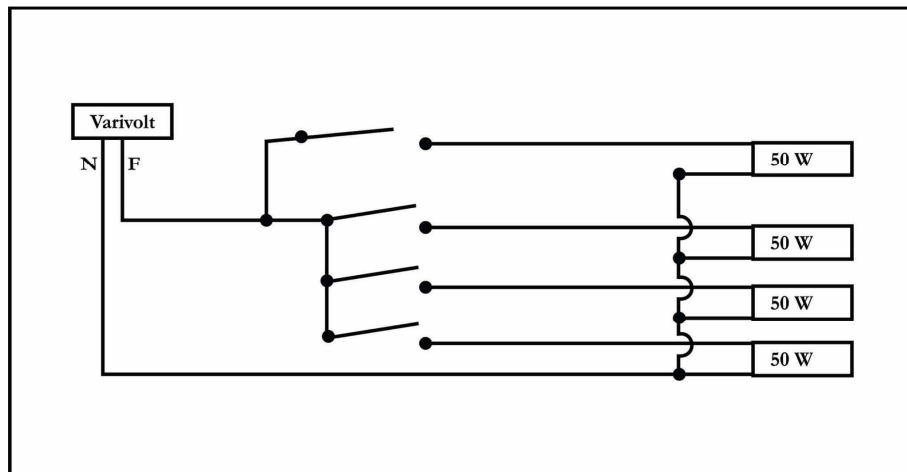


Figura 3.12- Esquema do circuito elétrico das resistências.

As resistências utilizadas variam de 0 a 50 W, totalizando 200 W de potência total. Os testes foram executados na faixa de potências de 4 a 90 W, que correspondem a fluxos de calor na faixa de 0,3 a 7 W/cm², levando em consideração a área superficial de 12,8 cm².

3.4 Tratamento de dados e análise de incertezas

A potência elétrica P dissipada pela resistência elétrica é calculada considerando a tensão, U , e a corrente elétrica, I , conforme a Eq. (3.1):

$$P = UI \quad (3.1)$$

A taxa de calor, q , transferida para o fluido é calculada pelo balanço de energia no fluido, como:

$$q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (3.2)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica do fluido, c_p o calor específico e ΔT é a variação de temperatura do fluido entre a temperatura média na saída, $T_{mf,s}$, e a média na entrada, $T_{mf,e}$.

Com base na vazão de entrada é possível obter a vazão mássica:

$$\dot{m} = \dot{V} \rho \quad (3.3)$$

onde \dot{V} é a vazão volumétrica e ρ a massa específica do fluido.

O fluxo de calor é dado pela Eq. (3.4):

$$q'' = \frac{q}{A_{sup}} \quad (3.4)$$

onde A_{sup} é a área da superfície aquecida do dissipador, calculada pela Eq. (3.5) considerando os três lados do canal (Kandlikar et al. 2006).

$$A_{sup} = (2b\eta_f)nL \quad (3.5)$$

onde b é a altura do canal, a é a largura do canal, n o número de canais, L o comprimento do canal e η_f é a eficiência da aleta. Conforme a Fig. (3.6 a) o comprimento da aleta corresponde à altura do canal, a espessura da aleta, s , corresponde à distância entre dois canais.

A eficiência da aleta η_f é obtida pela Eq. (3.6):

$$\eta_f = \frac{\tan^{-1}(mb)}{mb} \quad (3.6)$$

onde mb é calculado pela Eq. (3.7).

$$mb = \sqrt{\frac{2h}{k_{alum}s}} b \quad (3.7)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção interna, k é a condutividade térmica do material e s é a espessura da aleta.

As temperaturas do fluido e da superfície variam ao longo do escoamento e o fluxo de calor é considerado constante ao longo da superfície.

Para encontrar a temperatura média do fluido em qualquer posição x ao longo do escoamento:

$$T_{mf}(x) = T_{mf,e} + \frac{q''(P_{er}x)}{\dot{m}c_p} \quad (3.8)$$

onde P_{er} é o perímetro do canal, igual a $2(a+b)$.

A equação da convecção dada pela Eq. (3.9) permite calcular o coeficiente de transferência de calor local, h_x .

$$q = h_x [T_{sup}(x) - T_{mf}(x)] \quad (3.9)$$

onde T_{sup} é a temperatura da superfície medida e T_{mf} é a temperatura média do fluido, ambas variam com a posição x ao longo do escoamento.

O coeficiente de convecção médio é obtido a partir da média dos quatro coeficientes locais. O número de Nusselt, Nu , pode então ser calculado conforme Eq. (2.21). Posteriormente, este número pode ser usado para comparação com correlações teóricas propostas para Nu na seção 2.5.2.

Para generalizar a vazão se trabalha com a velocidade mássica, G , dada por:

$$G = \frac{\dot{m}/n}{A_{esc}} \quad (3.10)$$

onde A_{esc} é a área da seção de escoamento do canal e é dada pelo produto da altura do canal b e largura a .

O regime de escoamento é caracterizado pelo número de Reynolds, Re , apresentado na Eq. (2.1), e pode ser escrito em função de G como:

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (3.11)$$

onde o principal parâmetro do trocador de calor é o diâmetro hidráulico, D_h Eq. (2.2), que para canais retangulares é dado por:

$$D_h = \frac{2ab}{a + b} \quad (3.12)$$

A perda de pressão e o fator de atrito são calculados pelas equações da seção 2.5.1 conforme o regime de escoamento.

3.4.1 Análise de incertezas

Para cálculo da incerteza propagada foi determinado que a temperatura corresponde ao polinômio de primeiro grau (FEYNMAN, 1971), de acordo com a Eq. (3.13):

$$T = \alpha T_{termop} + \beta \quad (3.13)$$

onde T_{termop} é a temperatura dada pelo termopar.

A incerteza da temperatura medida pelo termômetro é dada pela metade da escala. Como a escala é 0,1 °C, a incerteza é de 0,05 °C. A resolução do termômetro padrão é definida como $\frac{0,05}{2\sqrt{3}}$ (segundo o manual do fabricante), com isso, pode-se determinar a incerteza propagada do termômetro, como:

$$dT_{termo} = \pm \sqrt{0,05^2 + \frac{0,05^2}{2\sqrt{3}}} \quad (3.14)$$

O erro associado ao desvio padrão relativo referente às medidas realizadas entre o termômetro de referência e o termopar, é dado conforme a Eq. (3.15):

$$dT_d = \pm \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (T - T_{termop})^2} \quad (3.15)$$

A incerteza propagada de temperatura total é dada pela Eq. (3.16):

$$dT = \pm \sqrt{(dT_{termop})^2 + (dT_d)^2} \quad (3.16)$$

4 RESULTADOS

A seguir são apresentados os principais resultados dos testes realizados para caracterizar a transferência de calor e o escoamento através do dispositivo de microcanais desenvolvido para diferentes condições de vazão de água e fluxo de calor.

Na Tab. (4.1) são apresentados os principais parâmetros considerados nos testes, em relação à geometria e condições operacionais.

Tabela 4.1– Parâmetros característicos do dissipador de calor e das condições operacionais dos testes.

Geometria do dissipador					
Largura do canal, a [mm]	0,8				
Altura do canal, b [mm]	0,4				
Razão de aspecto, $\alpha_c = b/a$ [-]	2,00				
Diâmetro hidráulico, D_h [mm]	0,533				
Área da secção transversal, A_{st} [mm ²]	0,32				
Área da superfície aquecida, A_{sup} [mm ²]	1280				
Característica de escoamento da água					
Vazão volumétrica, \dot{V} [m ³ /s]	1,67E-07	3,33E-07	5,00E-07		
Vazão mássica, \dot{m} [kg/s]	1,64E-04	3,28E-04	4,92E-04		
Velocidade média, V [m/s]	0,52	1,04	1,56		
Velocidade mássica, G [kg/m ² s]	51	103	155		
Característica de aquecimento					
Taxa de calor, q [W]	4	18	46,5	65	91,6
Fluxo de calor, q'' [W/cm ²]	0,3	1,4	3,6	5,1	7,1

Inicialmente, foram realizados testes para verificação do tempo de estabilização para alcançar as condições de regime permanente. Para isto, avaliou-se o comportamento das temperaturas do fluido e da parede do dissipador.

As temperaturas do fluido e da parede do dissipador foram registradas para as diferentes condições de vazão e potência, conforme indicado Tab. (3.1).

Ao comparar a potência aplicada com a taxa de calor calculada observou-se uma perda, em média, de 17% no casos estudados, devido ao isolamento com espuma elastomérica.

Nas Fig. (4.1), Fig. (4.3) e Fig. (4.4) são apresentadas as curvas da variação da temperatura do fluido entre a entrada e a saída, ΔT , do microtrocaador de calor para diferentes fluxos de calor q'' e velocidade mássica G .

A Fig. (4.1) apresenta o comportamento da variação de temperatura com a velocidade mássica de $51 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ao longo dos 10 min de medidas. A curva inferior representa a potência de 4 W e a temperatura estabilizou por volta de $10,1 \text{ }^\circ\text{C}$ para 240 s . A segunda curva, de potência de 18 W , onde a temperatura estabilizou em $25,1 \text{ }^\circ\text{C}$, já para potência de $46,5 \text{ W}$, resultados ao decorrer do tempo por volta de $56,3 \text{ }^\circ\text{C}$ e a para potência de $65,6 \text{ W}$, no tempo instituído para testes apresentando uma tendência dos resultados ficarem estáveis em torno de $71,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

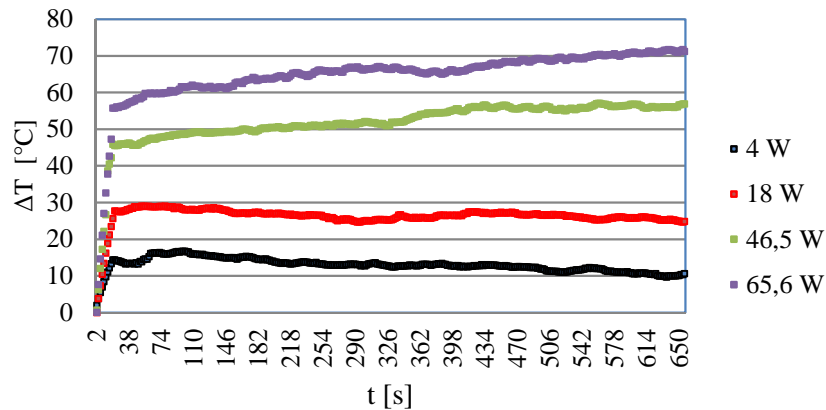


Figura 4.1- Variação de temperatura da água em função do tempo de experimento para diferentes potências e $G = 51 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

No gráfico da Fig. (4.2) são apresentados os valores da variação de temperatura entre a entrada e a saída da água ΔT , da temperatura de entrada da água $T_{mf,e}$, das temperaturas na superfície nos 4 pontos de medida, T_{sup1} , T_{sup2} , T_{sup3} , e T_{sup4} ; e da temperatura da água na saída, $T_{mf,s}$ para $G = 51 \text{ kg/m}^2\text{s}$ no momento final das medidas, após período de variação. Verifica-se que as temperaturas da superfície, em cada potência, apresentam uma pequena variação de temperatura média, cerca de $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ para as diferentes posições ao longo do trocador. Os testes realizados para $65,6 \text{ W}$ ultrapassaram a faixa de temperatura ideal para componentes eletrônicos de $85 \text{ }^\circ\text{C}$.

Na Fig. (4.3) é ilustrado o efeito da estabilização da temperatura do fluido para diferentes potências, incluindo a maior de $91,6 \text{ W}$, para o $G = 103 \text{ kg/m}^2\text{s}$, considerando neste caso um tempo de 14 min . A variação de temperatura média de entrada e saída do fluido no microtrocador estabilizou em: $6,8 \text{ }^\circ\text{C}$ para a potência de 4 W ; $16,9 \text{ }^\circ\text{C}$ para a potência de 18 W ; $37,8 \text{ }^\circ\text{C}$ para a potência de $46,5 \text{ W}$; $54,3 \text{ }^\circ\text{C}$ para a potência de $65,6 \text{ W}$. Para estas potências a temperatura estabilizou por volta dos 290 s , apresentado pouca oscilação. Para a potência de $91,6 \text{ W}$, a curva apresentou oscilações maiores e observa-se que não estabilizou dentro do período realizado os testes.

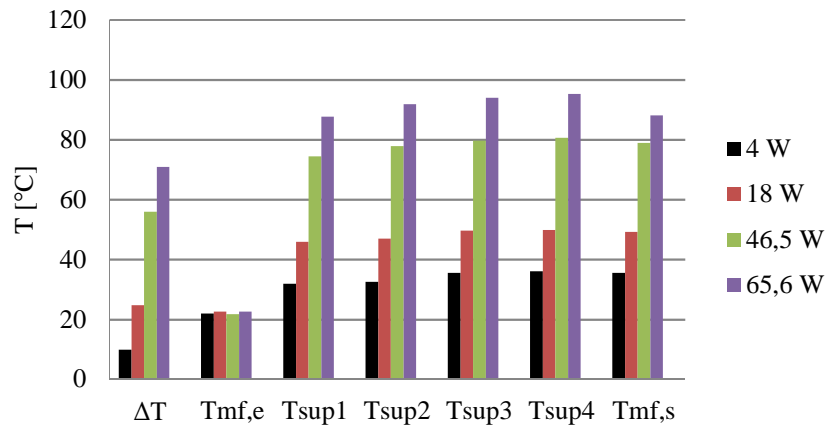


Figura 4.2- Temperaturas da água e da superfície para diferentes potências e $G=51 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

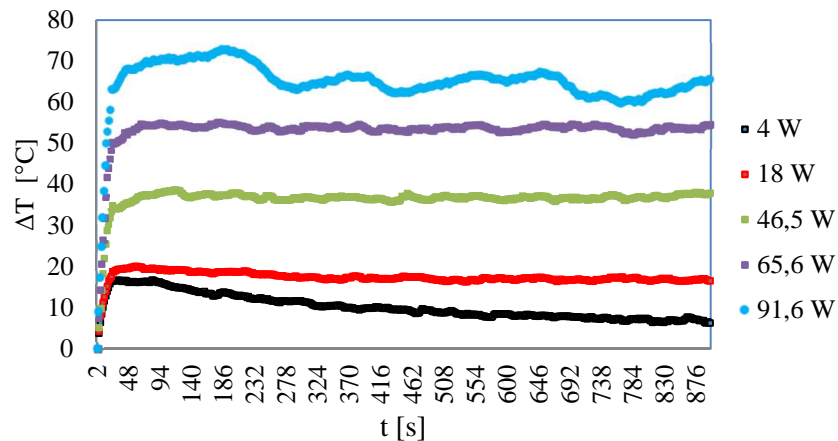


Figura 4.3- Variação de temperatura da água em função do tempo de experimento para diferentes potências e $G = 103 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

A Fig. (4.4) apresenta o efeito da estabilização da temperatura do fluido para diferentes potências, como no caso anterior e $G = 155 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, considerando neste caso um tempo de 11 min. A variação de temperatura média de entrada e saída do fluido no microtrocaador no tempo instituído para testes apresentando uma tendência em torno de em: $5,5 \text{ }^\circ\text{C}$ para a potência de 4 W, pós 90 s; $15,6 \text{ }^\circ\text{C}$ para a potência de 18 W, estabilizou pós 240 s; $36,8 \text{ }^\circ\text{C}$ para a potência de 46,5 W; $50,3 \text{ }^\circ\text{C}$ para a potência de 65,6 W. Para estas duas potências a temperatura apresentou menor oscilação por volta dos 600 s, apresentando menor oscilação; e para a potência de 91,6 W, a curva apresentou oscilações maiores, observando que não estabilizou dentro do período consolidado para os testes, período de testes similar aos realizados por Guerrieri (2013).

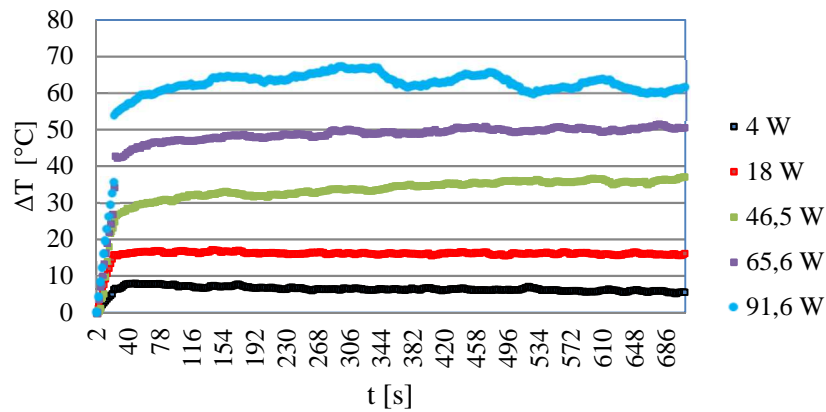


Figura 4.4- Variação de temperatura da água em função do tempo de experimento para diferentes potências e $G = 155 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

Uma vez estabelecido o tempo de estabilização para iniciados os testes considerando as diferentes condições de potências e vazões de água.

Nas Figs. (4.5) e (4.6) são apresentadas as temperaturas da superfície ao longo do comprimento do dissipador para diferentes fluxos de calor e, para as velocidades mássicas de 51 e $155 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Verifica-se que conforme o fluxo de calor aumenta, as temperaturas de superfície aumentam. Para o teste de $G = 51 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q'' = 51 \text{ kW/m}^2$, na Fig. (4.7), a temperatura da superfície ficou na faixa de 80 a 90 $^{\circ}\text{C}$. Comparando-se com mesmo valor q'' , com $G = 155 \text{ kg/m}^2\text{s}$ a temperatura de superfície fica na faixa de 66 a 73 $^{\circ}\text{C}$, apresentado uma redução de aproximadamente 13 $^{\circ}\text{C}$. Para o caso $q'' = 71 \text{ kW/m}^2$ a temperatura de superfície fica acima da recomendada para sistemas eletrônicos.

Também se verifica com relação à distribuição da temperatura da superfície ao longo do comprimento, as variações são maiores para os maiores fluxos de calor, verificando-se variações de 1 até 7 $^{\circ}\text{C}$. Conforme G aumenta a tendência é diminuir a variação e se ter uma melhor distribuição da temperatura. Foram realizadas duas repetições de análise para cada um dos parâmetros de testes, com uma variação aproximada de 8,5% nas temperaturas medidas entre as repetições. A incerteza propagada é de 22%, levando em consideração a incerteza da vazão da bomba, a incerteza de medição de temperatura medida pelo termopar e do sistema de aquisição de dados.

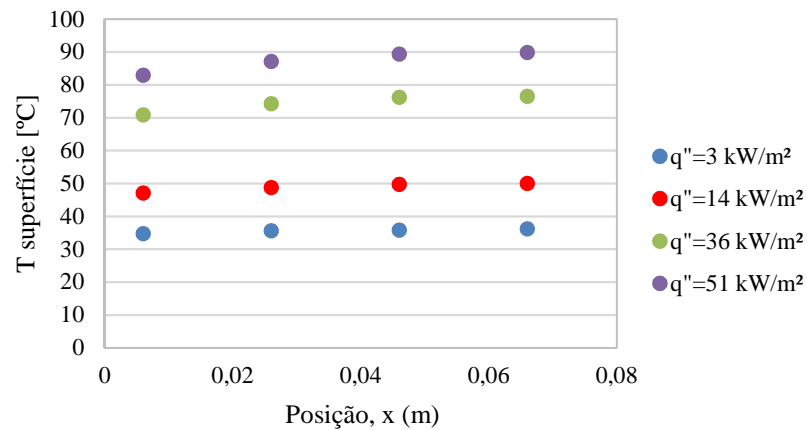


Figura 4.5- Temperaturas ao longo da superfície com variação de fluxo de calor e $G=51 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

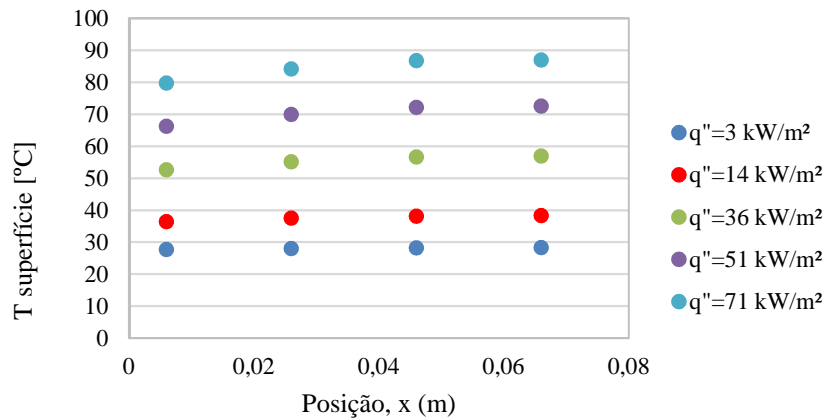


Figura 4.6- Temperaturas ao longo da superfície com variação de fluxo de calor e $G=155 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

Na Fig. (4.7) é possível verificar o efeito da velocidade mássica da água para o maior e o menor fluxo de calor sobre a distribuição de temperatura da superfície ao longo do comprimento do trocador. Com o aumento do fluxo de calor há elevação da temperatura da superfície, ocasionando aumento de aproximadamente $50 \text{ }^\circ\text{C}$ para a mesma velocidade mássica. Observa-se a elevação de temperatura ao longo da superfície quando o fluxo se encontra com 51 kW/m^2 . O mesmo não acontece no fluxo de 3 kW/m^2 , onde a temperatura da superfície na encontra-se na mesma faixa de temperatura. Ao longo do tempo realizado os testes, há uma pequena elevação de temperatura, de $4,9 \text{ }^\circ\text{C}$ para $G = 155 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

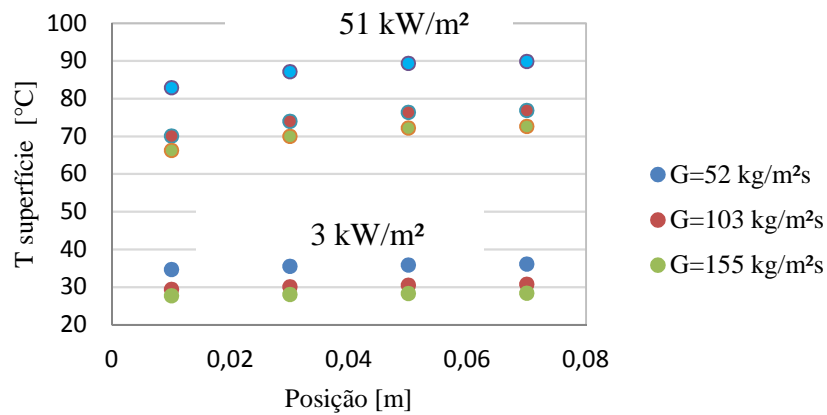


Figura 4.7- Temperaturas da superfície para diferentes velocidade mássicas e os fluxos de calor de $q'' = 3 \text{ kW/m}^2$ e 51 kW/m^2 .

A Fig. (4.8) ilustra a variação de temperatura do fluido entre entrada e saída, ΔT , em função de G , para diferentes q'' , onde o ΔT possui uma diminuição importante conforme aumenta a velocidade mássica. Resultados similares foram encontrados por Guerrieri (2013) no seu estudo de resfriamento onde o G variava entre 68,9 e 137,8 kg/m²s e fluxos de calor de 2,2 e 21,4 kW/m². Não foi possível executar o teste para $G = 51 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q'' = 71 \text{ kW/m}^2$, devido as altas temperaturas que água alcançou, chegando a troca de fase.

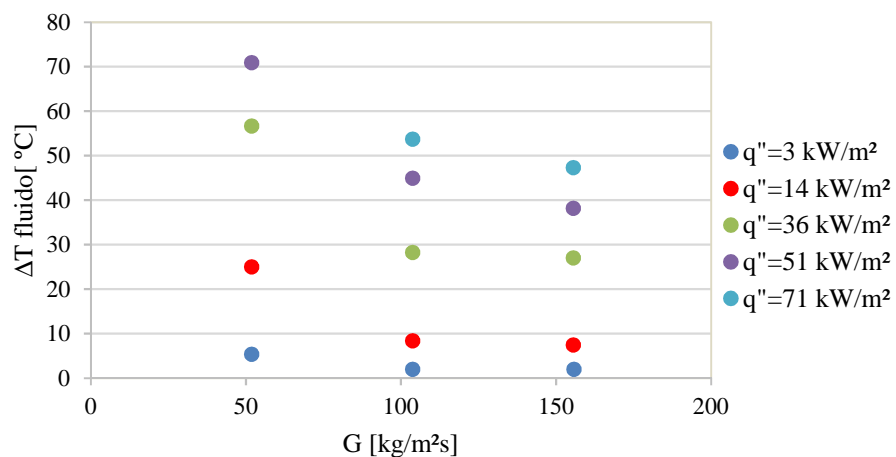
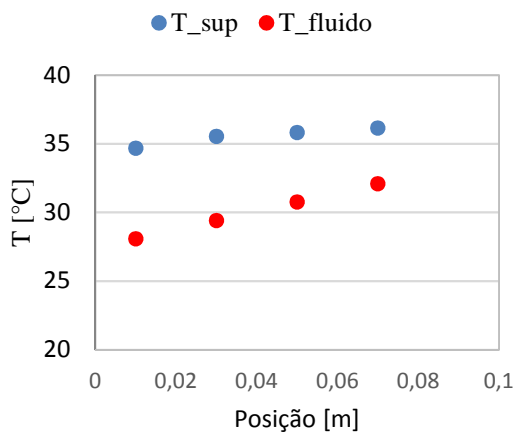
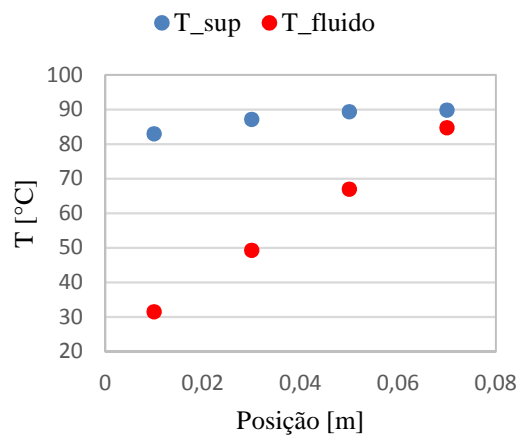
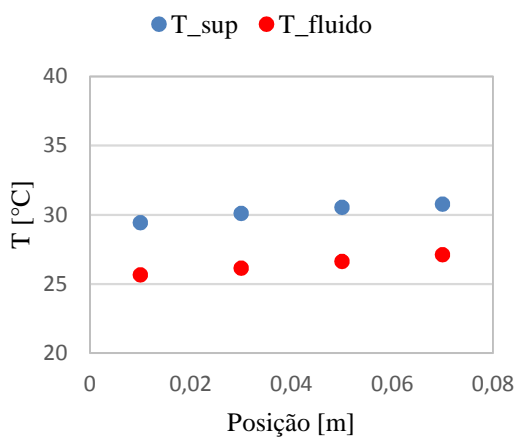
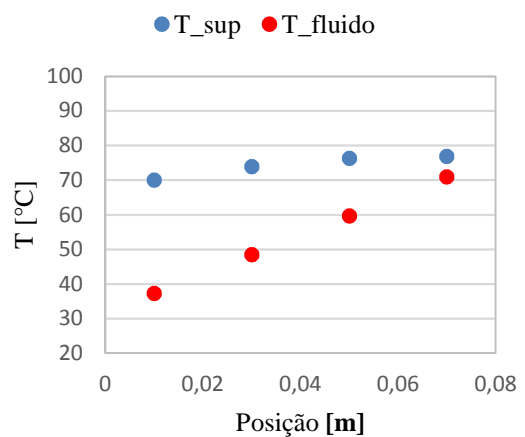


Figura 4.8 Variação da temperatura do fluido com a variação de G e q'' .

Os gráficos da Fig. (4.9) apresentam uma comparação entre a distribuição de temperaturas da superfície e do fluido no interior dos canais ao longo do trocador, em função da vazão mássica e o fluxo de calor.

A temperatura da superfície é mantida quase constante em função do escoamento da água, que aumenta sua temperatura. Para maiores fluxos de calor este aumento é considerável, como se pode observar nas Figs. (4.9 b) e (4.9 d). A temperatura de entrada da água no trocador foi em média de 30 °C. Devido ao fluxo de calor constante, a temperatura superficial manteve-se quase constante, mas sem escoamento do fluido refrigerante a temperatura tenderia a aumentar. As temperaturas de entrada não são iguais, devido a influencia dos testes anteriores, ou seja, o tempo de resfriamento entre os testes não foi suficiente para que as condições iniciais dos testes fossem iguais.

a) $G = 51 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q'' = 3 \text{ kW/m}^2$ b) $G = 51 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q'' = 51 \text{ kW/m}^2$ c) $G = 103 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q'' = 3 \text{ kW/m}^2$ d) $G = 103 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q'' = 51 \text{ kW/m}^2$

Para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção local, h , é utilizada a Eq. (3.9). Os resultados do comportamento do coeficiente local, para as 4 posições ao longo do microtrocador em função do Re são mostrados na Fig. (4.10). O número de Reynolds variou de 35 a 150, caracterizando um regime laminar, conforme é característico desta geometria de microcanais e encontrado em outros estudos similares como de Guerrieri (2013) e Steinke e Kandlikar (2004).

Os valores dos coeficientes de transferência de calor apresentaram variação de comportamento em relação ao Re , aumentando conforme aumenta o fluxo de calor, q'' , isso se deve a sequência de testes possuírem diferentes temperaturas iniciais.

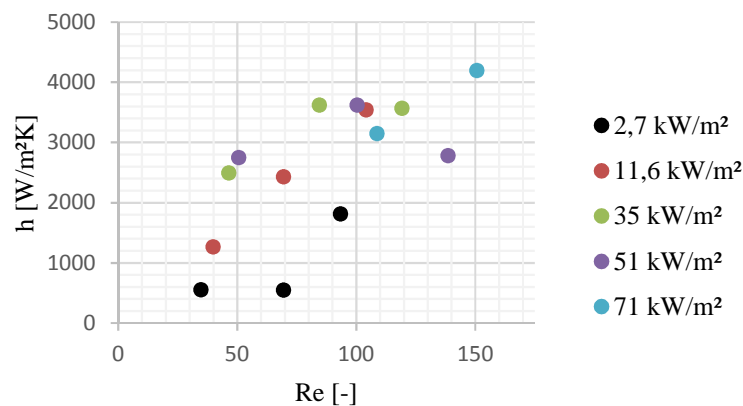


Figura 4.9- Coeficiente de transferência de calor por convecção em função do Número de Reynolds, para diferentes fluxos de calor.

A partir do h é possível calcular o número de Nusselt, Nu , pela Eq. (2.21). A Fig. (4.11) apresenta a variação de Nu com o Re , e verifica-se também que a faixa de variação do Nu de 0,5 a 4,3 também é característico deste regime laminar.

Pela teoria da transferência de calor em regime laminar, na região de escoamento plenamente desenvolvida, é esperado que o Nu seja constante.

Empregando a Eq. (2.7) e a Eq. (2.19), para o cálculo dos comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico, foram encontrados valores de L_t entre 0,010 e 0,031 m e para L_h entre 0,0009 e 0,004, medidas inferiores ao comprimento do canal L de 0,08 m, caracterizando um regime laminar plenamente desenvolvido.

Assim, é possível determinar o Nu teórico empregando a Tab. (2.7), considerando que no experimento há aquecimento em três paredes do canal e para $\alpha_c = 2$, o $Nu_{fd,3} = 3,14$.

No entanto, os dados experimentais mostram um aumento do Nu com o Re , na maioria dos casos, como visto na Fig. (4.11). As razões para estas diferenças podem ser atribuídas aos efeitos da região de entrada, pois devido ao comprimento relativamente curto empregado em microcanais, a influência desta região não poderia ser desprezada, e torna-se mais significativa conforme aumenta o Re . Outro fator são as incertezas nas medidas experimentais.

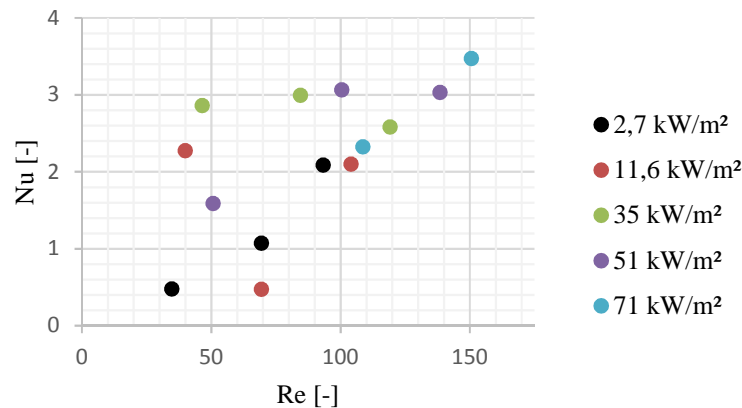


Figura 4.10- Variação do número de Nusselt, Nu , experimental com o Re .

A rugosidade dos microcanais, ε , e a rugosidade relativa, ε/D_h . A Fig. (2.22) ilustra o perfil do canal, onde foram realizadas quatro medições com auxílio de microscópio, de cada microcanal. Com as medidas é possível determinar a rugosidade utilizando a Eq. (2.18). Os resultados obtidos são apresentados na Tab. (4.8). A alta rugosidade dos canais se deve a flexibilidade do material e do processo de corte da fabricação. A variação de rugosidade dos canais se deve a posição do mesmo em relação à fita e ao resíduo de material adesivo na lâmina de corte, gerando maior atrito entre a lâmina e a fita termocondutiva.

É possível calcular o fator de atrito teórico, f , com auxílio da Eq. (2.5), com Po dado pela Eq. 2.6. A Fig. (4.12) apresenta o fator de atrito em função de Re . Observa-se a uma curva de tendência logarítmica decrescente. Como o regime é plenamente desenvolvido, pode-se determinar a perda de pressão pela Eq. (2.3). A Fig. (4.13) apresenta o gradiente da perda de pressão teórico, $\Delta p/L$, em função de Re . Para cada velocidade mássica, G , verifica-se o efeito dos diferentes fluxos de calor, que afetam a temperatura do fluido e, portanto, sua viscosidade. A Fig. (4.14) complementa esta análise mostrando o efeito da velocidade mássica e do fluxo de calor no gradiente de pressão, observa-se o aumento da perda da queda de pressão com o aumento do número de Reynolds.

Tabela 4.2- Rugosidade dos canais.

Canal	Medidas						
	1	2	3	4	\bar{a}	ε	ε/D_h
1	9,1E-04	9,7E-04	9,1E-04	9,7E-04	9,4E-04	3,3E-05	6,1E-02
2	7,6E-04	7,6E-04	7,8E-04	7,4E-04	7,6E-04	1,4E-05	2,6E-02
3	8,1E-04	8,2E-04	8,0E-04	8,2E-04	8,1E-04	8,5E-06	1,6E-02
4	9,1E-04	9,3E-04	9,2E-04	9,2E-04	9,2E-04	1,4E-05	2,6E-04
5	7,3E-04	7,6E-04	7,8E-04	7,3E-04	7,5E-04	2,5E-05	4,7E-02
6	8,7E-04	8,8E-04	9,1E-04	9,0E-04	8,9E-04	1,7E-05	3,1E-02
7	8,3E-04	8,6E-04	8,3E-04	8,2E-04	8,4E-04	2,0E-05	3,7E-02
8	9,6E-04	9,6E-04	9,6E-04	9,6E-04	9,6E-04	8,0E-07	1,5E-03
9	7,1E-04	7,4E-04	7,2E-04	7,2E-04	7,2E-04	1,7E-05	3,1E-02
10	1,3E-03	1,2E-03	1,2E-03	1,2E-03	1,2E-03	1,4E-05	2,6E-02

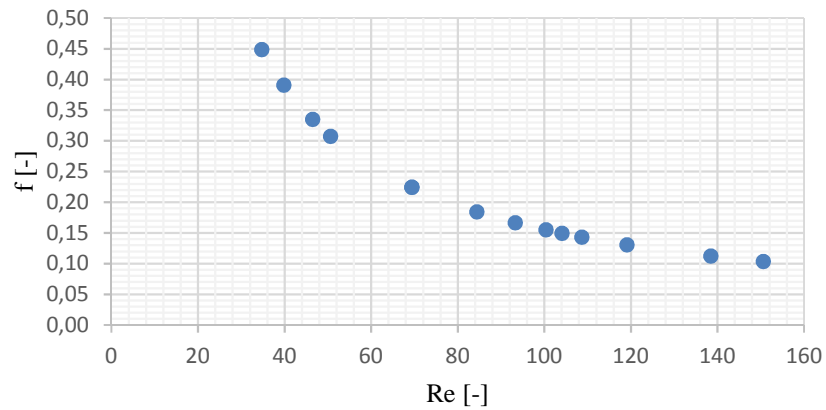


Figura 4.11- Fator de atrito teórico em função de Re.

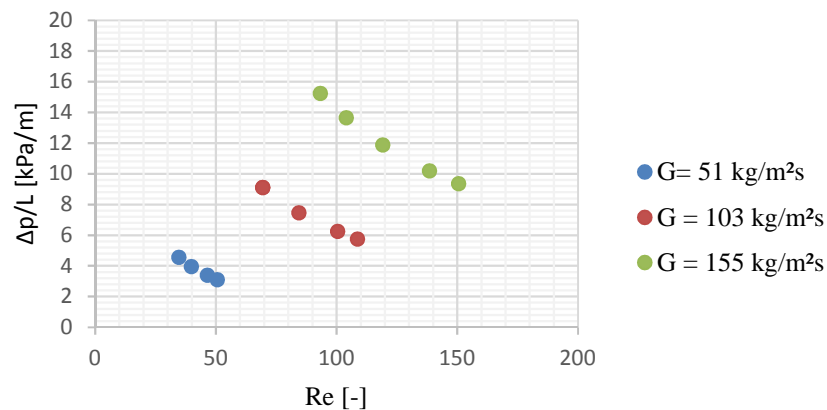


Figura 4.12- Gradiente de pressão em relação ao Re.

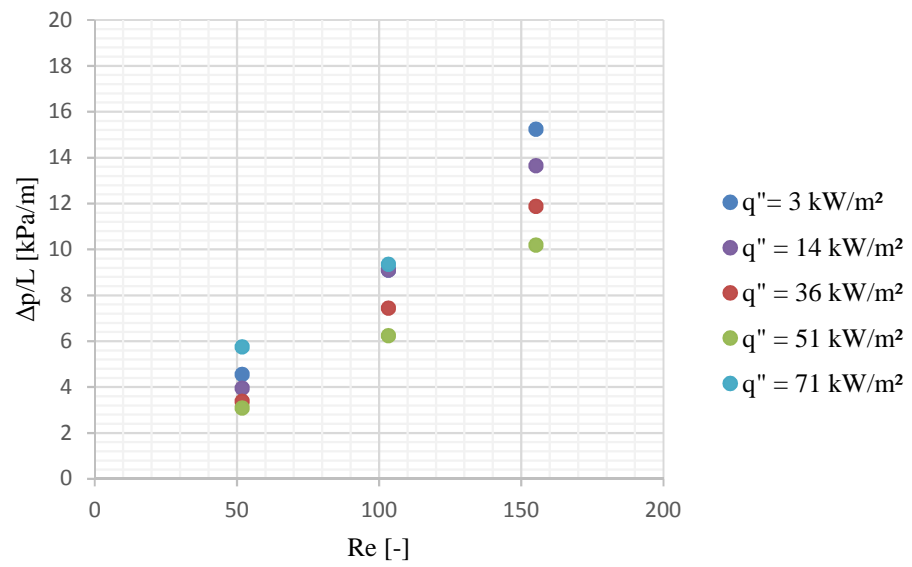


Figura 4.13 - Efeitos da velocidade mássica e do fluxo de calor no gradiente de pressão.

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho, foi abordada a fabricação de um microtrocador de calor e a transferência de calor, que pode ser aplicado para o resfriamento de circuitos integrados dos computadores, lâmpadas de LED, células fotovoltaicas, etc., empregando a água com fluido refrigerante e microcanais, diminuindo as chances de falha por superaquecimento no regime de trabalho.

Para a fabricação do dissipador de microcanais foi construída uma base em alumínio inicialmente trabalhada na fresa CNC, originando os *plenums* e com a furadeira de topo realizada as furações para inserção das resistências de aquecimento. Com o *layout* dos *plenuns* ultrapassando a largura da fita, ocasionou em vazamentos, necessitando da instalação de *o-ring* para cessar a fuga do líquido refrigerante. Os 10 microcanais com 400 μm de altura, 800 μm de largura e Dh de 533 μm foram fabricados em fita termo condutiva (3M modelo 8815) com uma *plotter* de corte que se mostrou como uma alternativa barata de fabricação e com baixo índice de rugosidade, com média de $1,62 \times 10^{-5}$ m. Porém, a fita termo condutiva, por ser flexível e conter material adesivo, dificultou a manufatura dos canais, sendo necessário a realização de 3 passos de cortes para melhorar o acabamento dos canais. A introdução do fluido no dissipador ao centro do *plenun* melhorou a distribuição de fluido nos canais, ocorrendo uma pequena diminuição de velocidade nos canais das laterais em relação aos canais mais ao centro.

Os experimentos foram realizados para três diferentes velocidades mássicas e cinco diferentes fluxos de calor, onde G com valores de 51 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$, 103 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ e 155 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$, e com q'' com valores de 3 kW/m^2 , 14 kW/m^2 , 36 kW/m^2 , 51 kW/m^2 e 71 kW/m^2 . Com o aumento fluxo de calor para a mesma velocidade mássica, a temperatura do fluido acaba aquecendo ao percorrer do canal, aproximando a temperatura de fluido a temperatura da superfície. O número de Nusselt ficou na faixa de 0,47 a 3,47 e coeficiente de transferência de calor, entre aproximadamente 550 e 4195 $\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

O regime de escoamento foi caracterizado como laminar para Re na faixa de 35 a 150, que é consistente com velocidades mássicas consideradas e dimensões reduzidas dos canais. Os valores são similares ao autor Guerriri (2013), que obteve valores de 45,6.

Utilizando a correlação da Eq. (2.24) foi possível obter uma variação com os resultados obtidos de 2%, onde o valor encontrado para número de Nusselt foi de 4,56.

Como as condições de aquecimento seguiram com fluxos constantes, o fluido refrigerante auxilia no controle da temperatura da superfície. Com parâmetros de velocidade mássica de 103 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ e fluxo de 51 kW/m^2 , foi possível manter a temperatura de superfície

abaixo dos 80 °C, mantendo dentro da temperatura crítica de trabalho de componentes eletrônicos.

Diante dos resultados obtidos, o dissipador de calor com microcanais em fita termo condutiva se apresentou com uma alternativa de controle de temperatura, com a utilização de um fluido refrigerante não poluente e de baixo custo de aquisição, desta forma, atingindo os objetivos deste trabalho que se baseava na fabricação de um dissipador de calor com microcanais retangulares, utilizar água como fluido refrigerante, analisar o resfriamento do dissipador para diferentes fluxos e distribuição de temperatura do fluido.

A continuação proposta para o trabalho seria a instalação do trocador de calor em um sistema real, uma placa com LED e analisar a eficiência do trocador de calor, realizando testes com variáveis com regime iniciais controlado, para avaliar o efeito das variáveis independentes ao sistema.

Elaboração de testes com outros diâmetros hidráulicos, números de canais e layouts, com por exemplo, o *fractal*.

Fabricação do dissipador em materiais que apresentem melhor manufatura.

REFERÊNCIAS

AGOSTINI, B., FABBRI, M., PARK, J.E., LESZEKWOJTAN, THOME, J., MICHEL, B., State of the art of high heat flux cooling technologies. **Heat Transfer Engineering**, vol. 28, p. 1-24, 2007.

AGOSTINI, B., FABBRI, M., THOME, J.R., MICHEL, B., High heat flux two-phase cooling in silicon multimicrochannels. **IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies**, vol. 31(3), p. 691 – 701, 2008.

BAKIR M.S., MEINDL, J.D., Integrated Interconnect Technologies for 3D nanoelectronic systems, Artech House, p.528, 2009.

BEJAN A., LORENTE, S., The constructal law and the evolution of design in nature. *Physics of Life Reviews*. Vol 8(3), p.209-240, 2011.

BYON C., CHOO K., KIM S.J., Experimental and analytical study on chip hot spot temperature. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 54, p. 2066–2072, 2011.

CELIK, B., EDIS, F. O., Micro-scale synthetic-jet actuator flow simulation with characteristic based - split method. **Aircraft Engineering and Aerospace Technology**, vol. 81 (3), p. 239-246, 2009.

CHEIN, R., CHEN, J., Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance”. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 48(8), pp. 1627–1638. 2009.

ÇENGEL, Y.A., GHAJAR, A.J., Transferência de calor e massa, Uma abordagem prática, 4ª edição, editora Mc Graw Hill, 2012.

ENFIELD K., SIEKAS J., PENCE D., Laminar Mixing in Microscale Fractal-Like Merging Channel Networks, **Microscale Thermophysical Engineering**, vol. 8(3), p. 207–224, 2004.

FEYNMAN P. RICHARD, ROBERT B. LEIGHTON, E MATTHEW SANDS. Lectures on Physics, vol. 1. 1971.

FLORES, E., **Metodologia de modelagem de diferentes dissipadores de calor com resfriamento através de microcanais**. Dissertação mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos. São Leopoldo, RS, 2017, 139p.

GAMRAT, G., FAVRE-MARINET, M. AND ASENDRYCH, D., 2005. Conduction and entrance effects on laminar liquid flow and heat transfer in rectangular microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 48, p. 2943– 2954.

GILLOT, C., SCHAEFFER, C. Integrated micro heat sink for power multichip module, **Transactions on Industry Applications IEEE**, vol.36, p. 1.5, 2000.

GONG L., ZHAO, J., SHANBO, H., Numerical study on layout of micro-channel heat sink thermal management of electronic devices. **Applied Thermal Engineering**, vol.88, p. 480-490, 2015.

GONZALEZ M., JELISAVCIC, N., MORAL, R.J., SAHOO D., DULIKRAVICH G.S., MARTIN, T.J., Multi-objective design optimization of topology and performance of branching

networks of cooling passages. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 46, p.1191–1202, 2007.

GUERRIERI, D. C., **Análise teórico-experimental de microtrocadores de calor para controle térmico de painéis fotovoltaicos de alta concentração**. Dissertação mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, RJ, 2013, 105p.

HARMS, W. J., Reliability prediction of electronic equipment, U.S. Department of Defense, MIL-HDBK-2178B, NTIS, Springfield, VA, 1974.

HSU, T.R., BAR-COHEN, A., NAKAYAMA, W., Manifold microchannel heat sinks: theory and experiment, In: Proceedings of ASME International Electronic Packaging Conference, vol. 2, p. 829–835, 1995.

JANG, J.H., CHIU, H.C., YEIH, W.C., YANG, J.J., HUANG, C.S., Numerical analysis on the performance of heat sink with microchannels, **International Scholarly research e Innovation**, vol. 6, p. 1184 - 1188, 2012.

JASPERSON, B.A., JEON Y., TURNER, K.T., PFEFFERKOM, F.E., QU, W. Comparison of Micro-Pin-Fin and Microchannel Heat Sinks Considering Thermal-Hydraulic Performance and Manufacturability. **IEEE**, vol. 33, p.1-13, 2010.

KADAM, S.T., KUMAR, R., Twenty first century cooling solution: microchannel heat sinks, **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 85, p. 73-92, 2014.

KAKAÇ, S., YÜNCÜ, H., HIJIKATA, K., Cooling of electronic systems, 1994, Springer-Turkey.

KAKAÇ, S., SHAH, R. K., AND AUNG, W., Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, New York: John Wiley and Sons, Inc., 1987.

KANDLIKAR, S.G., GARIMELLA, S., LI, D., COLIN, S., KING, M.R., Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels, Elsevier, 2006.

KANDLIKAR, S.G., Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: A fundamental perspective. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 49, p. 1073 -1085, 2010.

KOSAR, A., KUO C. J. AND PELES, Y. Boiling heat transfer in rectangular microchannels with reentrant cavities. **International Journal of Heat and mass Transfer**, vol. 48, 4867-4886, 2005.

LEE, P. S., HO, J. C., Experimental study on laminar heat transfer in microchannel heat sink, Proc. Inter Society Conference on Thermal Phenomena, p. 379–386, 2002.

LIU M., LIU D., XU S., CHEN Y., Experimental study on liquid flow and heat transfer in micro square pin fin heat sink, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 54, p. 5602-5611, 2011.

MADHOUR Y., OLIVIER J., COSTA-PATRY E., PAREDES S., MICHEL B., THOME J.R., Flow boiling of R134a in a multi-microchannel heat sink with hotspot heaters for energy-efficient microelectronic CPU cooling applications, **IEEE Transactions on Components Packaging and Manufacturing Technology**, vol. 1, p. 873-883, 2011.

MIT Energy Initiative. A tecnologia e os dilemas do consumo de energia. Disponível em: <<http://computerworld.com.br/tecnologia/2015/01/09/a-tecnologia-e-os-dilemas-do-consumo-de-energia>>. Acesso em 07/07/2016.

MONGIA R., MASAHIRO K., DISTEFANO E., BARRY J., CHEN W., IZENSON M., POSSAMAI, F., ZIMMERMANN, A., MOCHIZUKI, M., Small scale refrigeration system for electronics cooling within a notebook computer. In: Proceedings ITherm, San Diego, CA, 2006.

MOORE, G. E., Progress in digital integrated electronics, Proc. **IEEE International Electron Devices Meeting**, p. 11-13, 1975.

PAVLOVA A., AMITAY M., Electronic cooling using synthetic jet impingement, **Journal of Heat Transfer**, vol. 128, p. 897-907, 2006.

PEREGRINE FALCON CORPORATION. Case study pulsating heat pipes, 2013. Disponível em: <http://peregrinecorp.com/wp-content/uploads/2013/07/CS_Heat_Pumps.pdf>. Acesso em 15/05/2016.

PHILLIPS, R. J., Forced convection, liquid cooled, microchannel heat sinks, MS Thesis, Department of Mechanical Engineering, **Massachusetts Institute of Technology**, Cambridge, MA, 1987.

PHILLIPS, R. J., Microchannel heat sinks, *Advances in Thermal Modeling of Electronic Components and Systems*, New York, NY: **Hemisphere Publishing Corporation**, 1990, Chapter 3.

ROCHA L. A. O., LORENTE S., BEJAN, A. Constructal design for cooling a disc-shaped are by conduction, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, p. 1643– 1652, 2002.

SALAKIJ S., LIBURDY J.A., PENCE D.V., APREOTESI M., Modeling in situ vapor extraction during convective boiling in fractal-like branching mic networks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 60, p. 700-712, 2013.

SHARMA C.S., ZIMMERMANN S., TIWARI M.K., MICHEL B., POULIKAKOS D. Optimal thermal operation of liquid-cooled electronic chips. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 55. p. 1957–1969. 2012.

SHAH, R.K. AND LONDON, A.L. Laminar flow forced convection in ducts, **Academic Press**, 1978.

STEINKE, M. E. AND KANDLIKAR, S. G., Single-phase enhancement techniques in microchannel flows, *Paper No. ICMM2004-2328*, **ASME, Second International Conference on Microchannels and Minichannels**, Rochester, NY, June 17–19, 2004.

- STEINKE, M. E. AND KANDLIKAR, S. G., Single-phase liquid friction factors in microchannels, *Paper No. ICMM2005-75112*, **ASME, Third International Conference on Microchannels and Minichannels Toronto**, Canada, June 13–15, 2005a.
- STEINKE, M. E. AND KANDLIKAR, S. G., Review of single-phase liquid heat transfer in microchannels, *Paper No. ICMM2005-75114*, **ASME, Third International Conference on Microchannels and Minichannels, Toronto**, Canada, June 13–15, 2005b.
- TUCKERMAN, D. B., PEASE, R.F.W., High-Performance heat sinking for VLSI. **Electron Device Letters IEEE**, vol. 2, p. 1-4, 1981.
- VAFAI, K., ZHU, N., AND WANG, W., Analysis of asymmetric disk-shaped and flat plate heat pipes. **ASME Journal of Heat Transfer** , vol. 117, P. 209-218, 1995.
- WANG, X.Q., MUJUMDAR, A.S., YAP, C., Numerical analysis of blockage and optimization of heat transfer performance of fractal-like microchannel nets, **Journal of Electronic Packaging**, vol. 128, p. 38–45, 2005.
- WOYCIEKOSKI, M. L. **Estudo experimental de jatos sintéticos para resfriamento**. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade do Vale dos Sinos. São Leopoldo, RS, 2013, 75p.
- XIE, G., ZHANG, F., SUND, B., *et al.*, Constructal design and thermal analysis of microchannel heat sinks with multistage bifurcations in single-phase liquid flow, **Applied Thermal Engineering**, vol. 62, p. 791-802, 2014.
- YU, X.-F., ZHANG C.-P., TENG J.T., HUANG S.-Y., JIN S.-P., LIAN Y.-F., CHENG C.H., XU T.T., CHU J.-C., CHANG Y.-J., DANG T., GREIF, R., A study on the hydraulic and thermal characteristics in fractal tree-like microchannels by numerical and experimental methods, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 55, p. 7499–7507, 2012.
- ZHAO, J., HUANG, S., GONG, L., HUANG, Z., Numerical study and optimizing on micro square pin-fin heat sink for electronic cooling, **Applied Thermal Engineering**, vol. 30, p. 1-13, 2015.