



**UM ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE ASPECTOS
OPERACIONAIS DE PROCESSOS DE
TRANSFERÊNCIA DE CALOR APLICADOS
AO RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS**

ALENCAR CALDEIRA CAMPOS JÚNIOR

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**UM ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE ASPECTOS
OPERACIONAIS DE PROCESSOS DE
TRANSFERÊNCIA DE CALOR APLICADOS
AO RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS**

ALENCAR CALDEIRA CAMPOS JÚNIOR

Orientador: PROF. DR. RAFAEL GABLER GONTIJO - FEM/UNICAMP

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

**PUBLICAÇÃO ENM-DM - 261/2017
BRASÍLIA-DF, 04 DE AGOSTO DE 2017.**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**UM ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE ASPECTOS
OPERACIONAIS DE PROCESSOS DE
TRANSFERÊNCIA DE CALOR APLICADOS
AO RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS**

ALENCAR CALDEIRA CAMPOS JÚNIOR

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE CIÊNCIAS MECÂNICAS DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS MECÂNICAS.

APROVADA POR:

Prof. Dr. Rafael Gabler Gontijo - FEM/Unicamp
Orientador

Prof. Dr. Francisco Ricardo Cunha - ENM/UnB
Examinador interno

Prof. Dr. Erick de Moraes Franklin - FEM/Unicamp
Examinador externo

BRASÍLIA, 04 DE AGOSTO DE 2017.

FICHA CATALOGRÁFICA

ALENCAR CALDEIRA CAMPOS JÚNIOR

UM ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE ASPECTOS OPERACIONAIS DE PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR APLICADOS AO RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS

2017xii, 100p., 201x297 mm

(PCMEC/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2017)

Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília

Faculdade de Tecnologia - Departamento de Ciências Mecânicas

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ALENCAR CALDEIRA CAMPOS JÚNIOR (2017) UM ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE ASPECTOS OPERACIONAIS DE PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR APLICADOS AO RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação 261/2017, Departamento de Ciências Mecânicas, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 100p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: ALENCAR CALDEIRA CAMPOS JÚNIOR

TÍTULO: UM ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE ASPECTOS OPERACIONAIS DE PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR APLICADOS AO RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS.

GRAU: Mestre ANO: 2017

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de Mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor se reserva a outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de Mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

ALENCAR CALDEIRA CAMPOS JÚNIOR

Quadra 203, LT 03, Edifício portal das andorinhas, BL A, AP 901. Sul (Águas Claras).

AGRADECIMENTOS

Ao passar desses 2 anos não poderia deixar de agradecer a algumas pessoas que fizeram com que de alguma forma ou de outra essa dissertação fosse concluída. Lembrarei de muitas pessoas, aquelas não mencionadas, mas que de alguma forma contribuíram ou torceram para que esse trabalho desse certo, deixo aqui o meu muito obrigado.

Primeiramente gostaria de agradecer meus pais Alencar e Carmem Lúcia por serem os melhores pais do mundo e por me proporcionarem mais esse sonho. Meus irmãos Thiago e Thales pelo apoio que tive de vocês sempre. Sem vocês nada disso seria possível. AMO VOCÊS!!!

Não poderia deixar de agradecer também aos meus avós, tios, tias, primos e primas que sempre torceram muito por mim. Em especial gostaria de lembrar de algumas pessoas como minhas tias Carla e Arlan Cristina por todo apoio, minhas primas Ada e Alicia pelo companheirismo, minha prima-irmã Anna por toda dedicação comigo, meus tios Chureu, Jane e Delaci por sempre poder contar com vocês aqui em Brasília. Minha família é "top". Amo muito vocês!!!

Gostaria de agradecer muito o meu orientador Rafael Gabler por todos os elogios, puxões de orelha e ensinamentos ao longo dessa dissertação, sei que tudo isso foi para o meu desenvolvimento profissional e pessoal. Estamos juntos professor.

Gostaria de agradecer também a todos os companheiros do grupo Vortex em especial a Tatiana, Sara, Arthur, Andrey, meu Brother Ciro Leibe que me acompanhou em toda essa jornada e ao técnico Edson Lucas. Estamos junto sempre galera!!

E por último gostaria de agradecer a todos os meus amigos de Janaúba, Diamantina, Bom Jesus da Lapa, Brasília e todos aqueles que estão ai por esse mundão a fora, mas que sempre torceram por mim.

RESUMO

O presente trabalho, de cunho experimental, tem como objetivo investigar o processo de resfriamento em um componente eletrônico (célula Peltier) utilizando convecção forçada interna (tema 1), convecção forçada externa (tema 2) e convecção natural (tema 3). Para o primeiro tema, os testes foram realizados em uma célula Peltier (fonte de calor) encaixada em uma régua com e sem promotores de turbulência para velocidades variando de 3 a 15 m/s, abrangendo uma faixa de Reynolds entre 8140 e 40701. Os promotores de turbulência utilizados consistiam em arranjos de cilindros, em 6 configurações diferentes. Para o problema envolvendo convecção forçada externa foi desenvolvido um suporte possibilitando a variação do ângulo de ataque entre o componente aquecido e o escoamento de 0 a 90 graus em relação ao escoamento. Foram utilizadas as mesmas velocidades do primeiro problema. Já para o estudo de convecção natural foi utilizado o mesmo suporte da convecção forçada externa dentro de um cubo de acrílico com dimensões muito superiores as da célula Peltier. Os testes foram realizados para variação do ângulo de ataque entre 0° e 90° em relação a horizontal e utilizando 5 pares de tensões e correntes diferentes para alterar a temperatura da célula Peltier. A análise do processo de resfriamento para o tema 1 foi realizada da proposição de correlações Reynolds-Nusselt que representassem o efeito de novas geometrias configuracionais de promotores de turbulência. A mesma análise foi realizada para os testes do tema 2, porém com ênfase na influência do ângulo formado entre escoamento e componente aquecido nas taxas de troca de calor fluido-parede. A análise do tema 3 foi realizada através do número de Nusselt e do número de Rayleigh. Para o primeiro tema apresentamos os arranjos operacionais mais eficientes medidos do ponto de vista de maximização das taxas de troca de calor utilizando arranjos de promotores de turbulência. Para o Tema 2 foi observado que a configuração a 0° foi a que apresentou a maior transferência de calor para todos os números de Reynolds. Já para o tema 3 a configuração de 90° foi a que obteve um maior coeficiente de transferência de calor para todos os pares de tensão e corrente, e conseqüentemente maiores valores nos números de Nusselt. Todos os resultados obtidos são interpretados a luz de interpretações físicas baseadas na fenomenologia do escoamento e complementadas por análises de escala.

Palavras-chaves: resfriamento, componentes eletrônico, convecção forçada interna, convecção forçada externa, convecção natural

ABSTRACT

The experimental investigation presented is aimed on of the cooling process of an electronic component, represented by a Peltier cell. Such cooling is achieved via internal forced convection (first topic), external forced convection (second topic) and natural convection (third topic). Regarding the forced internal convection, measurements were made on a Peltier cell mounted on a rule with, and without, the turbulence promoters for incident flow velocities ranging from 3 to 15 m/s ($8140 \leq Re \leq 40701$). Such turbulence promoters consist in cylinders in six different arrangements. For the external forced convection an adaptive mount was employed, enabling the measurements on different attack angles between cell and flow direction ranging from 0 to 90 degrees. Same flow velocities applied to the internal convection were set to the external forced convection. Regarding the natural convection, measurements were made using the same setup employed on the external forced convection inside an acrylic cube much bigger than the Peltier cell. Natural convection investigations were conducted for different inclination angles 0° to 90° on five different voltage and electric current intensities, resulting in 5 different temperatures on the Peltier cell. The cooling investigation conducted at the first topic was based on proposed Reynolds-Nusselt correlations, which represents the effect of different geometries of the turbulence promoters on the cooling process. A similar analysis was conducted on the second topic, although focused on the effect of the resultant angle on the heat transfer properties between the air and the cell. The analysis on the third topic was developed from the Nusselt and Rayleigh numbers. At the first topic, different arrangements are presented and a effectiveness evaluation is conducted, aimed on the optimization of the heat transfer properties for each arrangement. At the second topic it could be observed that the horizontal configuration resulted in a maximum heat transfer for all Reynolds numbers investigated. On the other hand, it was possible to measure a maximum heat transfer coefficient at the 90° configuration, for all voltage-current intensity approached, resulting in higher Nusselt numbers measured. The obtained results are related to physical interpretations based on the flow phenomenology and complemented by scalings of the governing equations.

Palavras-chaves:cooling, electronic components, forced internal convection, forced external convection, natural convection

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	PROMOTORES DE TURBULÊNCIA PARA RESFRIAMENTO, POR CONVECÇÃO FORÇADA INTERNA (TEMA 1).....	3
1.2	INCLINAÇÃO DE UMA PAREDE AQUECIDA, RESFRIADA POR CONVECÇÃO FORÇADA EXTERNA (TEMA 2)	13
1.3	INCLINAÇÃO DE UMA PAREDE AQUECIDA, RESFRIADA POR CONVECÇÃO NATURAL (TEMA 3)	17
1.4	RESUMO DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA PARA OS TEMAS PROPOSTOS	22
2	OBJETIVOS	28
2.1	OBJETIVO TEMA 1	28
2.2	OBJETIVO TEMA 2	29
2.3	OBJETIVO TEMA 3	29
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	30
3.1	FLUTUAÇÕES TURBULENTAS E TROCA DE CALOR: ARGUMENTAÇÕES DE ESCALA (TEMAS 1 E 2)	30
3.2	ANÁLISE DE ESCALA PARA CONVECÇÃO NATURAL(TEMA 3).....	37
3.2.1	ANÁLISE DE ESCALA PARA TEMPERATURA ESPECIFICADA	38
3.2.2	ANÁLISE DE ESCALA PARA FLUXO DE CALOR CONSTANTE	40
3.3	EQUAÇÃO DA VORTICIDADE PARA ANÁLISE DO TEMA 3.....	41
4	TEMA 1	44
4.1	SETUP EXPERIMENTAL.....	44
4.2	DESCRIÇÃO DETALHADA DE CADA COMPONENTE DA BANCADA.....	45
4.3	METODOLOGIA.....	53
4.4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	57
5	TEMA 2	65
5.1	SETUP EXPERIMENTAL.....	65
5.2	METODOLOGIA.....	67
5.3	RESULTADOS E DISCUSSÕES	68

6	TEMA 3	73
6.1	SETUP EXPERIMENTAL.....	73
6.2	METODOLOGIA.....	75
6.3	RESULTADOS E DISCUSSÕES	77
7	CONCLUSÕES	81
8	TRABALHOS FUTUROS	83
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84

LISTA DE FIGURAS

1.1	Fita metálica helicoidal torcida e normal Fonte:Figura extraída da referência [27] ..	5
1.2	Anéis torcidos e circulares Fonte:Figura extraída da referência [28]	5
1.3	Geometrias dos promotores de turbulência, figura elaborada pelo autor, com base na referência [35].	8
1.4	Configuração dos cilindros, figura elaborada pelo autor, com base na referência [38].	9
1.5	Geometria para teste, figura elaborada pelo autor, com base na referência [45]	13
1.6	Fonte de calor alterando a inclinação, figura elaborada pelo autor, com base na referência [63].	19
1.7	Diagrama esquemático com obstáculo, figura elaborada pelo autor, com base na referência [65].	20
3.1	Modelo esquemático da célula Peltier	37
3.2	Modelo esquemático de uma placa aquecida alterando o ângulo de ataque para análise da equação da vorticidade	41
4.1	Esquema do processo de resfriamento de um componente eletrônico por convecção forçada interna	44
4.2	Foto da bancada já acoplada ao túnel de vento	45
4.3	Célula Peltier como fonte de calor	46
4.4	Distribuição térmica da célula	46
4.5	Distribuição dos pontos na superfície da célula Peltier	47
4.6	Distribuição da temperatura ao longo da célula	47
4.7	Sensor de temperatura - LM35	48
4.8	Câmera térmica	48
4.9	Fonte de Tensão	49
4.10	Sensor infravermelho MLX90614	49
4.11	Arduíno	50
4.12	Configurações geométricas das 7 réguas estudadas nessa parte do trabalho.	50
4.13	Detalhe do encaixe da célula Peltier no canal	51
4.14	Anemômetro	51
4.15	Circuito utilizado para aquisição de dados com o sensor infravermelho	52

4.16	Bancada completa do tema 1	52
4.17	Detalhe da bancada de teste para obtenção da diferença de pressão	53
4.18	Gráfico do número de Nusselt em função do número de Reynolds da primeira régua com promotor de turbulência com o scaling do $Nu=Re^{1/2}$	61
4.19	Gráfico do número de Nusselt em função do número de Reynolds da terceira régua com promotores de turbulência com o scaling do $Nu=Re^{3/4}$	61
4.20	Gráfico da diferença de pressão em função do número de Reynolds	63
4.21	Gráfico da performance térmica	64
5.1	Esquemático do processo de resfriamento de um componente eletrônico por convecção forçada externa	65
5.2	Suporte de encaixe da célula Peltier	66
5.3	Bancada completa do tema 2	67
5.4	quadrados preenchidos - 0° , triângulos - 30° , círculos preenchidos 60° e * 90° . Linha reta contínua representa um fit por meio de uma lei de potência do tipo $Nu = CRe^n$, com $d = 2.75$ e $n = 0.5$ e a Linha reta descontínua representa $Nu = dRe^n$, com $d = 0.18$ e $n = 0.75$	70
5.5	círculos preenchidos - $Re=8140$, quadrados - $Re=16280$, Δ - $Re=24420$, + $Re=32561$ e * $Re=40701$	71
6.1	Esquemático do processo de resfriamento de um componente eletrônico por convecção natural	73
6.2	Bancada completa do tema 3	74
6.3	* - 0° , círculos preenchidos - 30° , quadrados 60° e + 90° . A linha contínua é um fit do tipo lei de potencia com $Nu = CRa^n$ em que $C = 9$ e $n = 0.2$	79
6.4	Valores de Nusselt para $Ra = 1.16 \times 10^5$. A linha contínua é um fit de uma spline.	80

LISTA DE TABELAS

1.1	Principais revisões bibliográficas resumidas para o tema 1	23
1.2	Principais revisões bibliográficas resumidas para o tema 2	25
1.3	Principais revisões bibliográficas resumidas para o tema 3	26
4.1	Dados Geométricos para calculo dos números de Nusselt e Reynolds	57
4.2	Dados do fluido de trabalho considerados. Essas propriedades foram avaliadas na temperatura de filme média para o conjunto de experimentos realizados.....	57
4.3	Resultados para a régua sem promotores de turbulência (régua controle)	58
4.4	Resultados para a régua com a primeira configuração de promotores de turbulência	58
4.5	Resultados para a régua com a segunda configuração de promotores de turbulência	58
4.6	Resultados para a régua com a terceira configuração de promotores de turbulência.	59
4.7	Resultados para a régua com a quarta configuração de promotores de turbulência ..	59
4.8	Resultado para a régua com a quinta configuração de promotores de turbulência....	60
4.9	Resultado para a régua com a sexta configuração de promotores de turbulência	60
4.10	Valores dos coeficientes de inclinação dos fits	62
5.1	Dados Geométricos para calculo dos números de Nusselt e Reynolds para o tema 2	68
5.2	Valores para velocidade 3 (m/s), Re 8140, tensão 3.9 (A) e corrente 0.9 (v)	68
5.3	Valores para velocidade 6 (m/s), Re 16280, tensão3.7 (A) e corrente 0.9 (V).....	69
5.4	Valores para velocidade 9 (m/s), Re 24420, tensão 3.6 (A) e corrente 0.9 (v).....	69
5.5	Valores para velocidade 12 (m/s), Re 32561, tensão 3.5 (A) e corrente 0.9 (v)	69
5.6	Valores para velocidade 15 (m/s), Re 40701, tensão 3.9 (A) e corrente 0.9 (v)	69
5.7	Valores das constantes de inclinação para as diferentes angulações	71
6.1	Valores para tensão 1.6 (A) e corrente 0.35 (V).....	77
6.2	Valores para tensão 2.3 (A) e corrente 0.49 (V).....	77
6.3	Valores para tensão 3.1 (A) e corrente 0.63 (V).....	78
6.4	Valores para tensão 3.8 (A) e corrente 0.75 (V).....	78
6.5	Valores para tensão 4.9 (A) corrente 0.9 (V).....	78

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	[m ²]
C_p	Calor específico à pressão constante	
D	Diâmetro	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
h	Coefficiente de troca de calor por convecção	W/(m ² .K)
H	Escala com y	
i	Corrente elétrica	[A]
k	Condutividade térmica	[W/(m.K)]
K	Energia cinética de turbulência	[m ² /s ²]
L	Dimensão característica do canal do escoamento	[m]
l	Dimensão característica dos grandes vórtices	[m]
n	Número de realizações	
P_c	Perda de carga	
P_t	Performance térmica	
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
T	Temperatura	[°C]
t	Tempo	[s]
U	Diferença de potencial	[V]
u	Velocidade do escoamento no eixo x	[m/s]
v	Velocidade do escoamento	[m/s]
v	Velocidade do escoamento no eixo y	[m/s]
x	Eixo cartesiano x	
w	Velocidade do escoamento no eixo z	[m/s]
y	Eixo cartesiano y	
y_1	Altura geométrica no ponto 1	[m]
y_2	Altura geométrica no ponto 2	[m]
z	Eixo cartesiano z	
C_μ	Constante de calibração do modelo	
t_g	Escala de tempo típica	
$\frac{D}{Dt}$	Operador derivada material	
$\frac{\partial}{\partial t}$	Operador derivada temporal	

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica	[m ² /s]
Δ	Varição entre duas grandezas similares	
δ_t	Espessura da camada limite térmica laminar	[m]
ε	Taxa de dissipação de energia cinética de turbulência	[m ² /s ³]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/(m.s)]
ρ	Massa específica	[m ² /kg]
Σ	Somatório de uma grandeza	
σ	Desvio padrão de uma grandeza	
τ	Tempo de análise de uma grandeza	[s]
ν	Viscosidade cinemática	[P]
β	Coefficiente de transferência térmica	[1/s]
ξ	Vorticidade	
∇	Operador gradiente	
∇^2	Operador Laplaciano	

Grupos Adimensionais

Gr	Número de Grashof
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds

Subscritos

L	Grandeza para o regime de escoamento laminar
T	Grandeza para o regime de escoamento turbulento
y	Grandeza vetorial no eixo y
S	Superfície
∞	Infinito

Sobrescritos

'	Flutuações
"	Fluxo
-	Valor médio

Siglas

CFD Computational Fluid Dynamics
RANS Reynolds Average Navier Stokes

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Sempre que dois corpos encontram-se sujeitos a uma diferença de temperatura, uma interação energética entre ambos se estabelece na forma de calor. O estudo de processos de transferência de calor é portanto fundamental em muitas áreas do conhecimento humano e abrange desde a compreensão de processos de movimentação de grandes massas de ar e água na atmosfera terrestre e nos nossos oceanos até o desenvolvimento de novas técnicas de arrefecimento de modernos dispositivos eletrônicos, foco da presente dissertação.

Estabelecendo uma contextualização histórica do aumento da capacidade de processamento de componentes eletrônicos, acompanhada da crescente necessidade de desenvolvimento de técnicas de refrigeração para aumentar e/ou melhorar a uniformidade da distribuição das taxas de transferência de calor nesses processos (geralmente convectivos), estudos comparativos sobre a física de tais sistemas tem sido feitos há décadas.

Muitas soluções têm sido propostas, sendo as utilizadas a alteração da geometria do canal de escoamento, mudanças no ângulo de ataque da superfície a ser resfriada combinadas ou não com algum tipo de modificação no fluido de resfriamento/aquecimento.

A aplicação de escoamentos rotativos [1], a introdução de geradores de vórtices [2]-[3], a introdução de placas perfuradas [4] ou de malhas [5]-[6] são algumas das propostas que tem sido estudadas. Nestes casos, o aumento das taxas de troca de calor é obtido através da excitação/transformação da organização das estruturas turbulentas presentes no escoamento. Esse é o principal mecanismo físico, responsável pela maximização das taxas de troca de calor. A utilização eficiente da propriedade de dissipação em escoamentos turbulentos, consiste na chave para otimizar de modo significativo processos de transferência de calor envolvendo interação fluido/estrutura.

Em 1988 foram conduzidos estudos sobre o resfriamento de *chips* de processamento, abordando desde mecanismos de condução de calor entre camadas adjacentes dos *chips*, até o resfriamento do sistema por convecção em camadas externas [7]. No ano seguinte um outro estudo avaliou a influência de mudanças de projetos construtivos de componentes eletrônicos sobre a

capacidade de resfriamento do sistema, por meio da utilização de componentes cerâmicos e do desenvolvimento de modelos matemáticos, utilizando modelos bidimensionais sujeitos à convecção forçada [8].

Um sumário foi realizado sobre as tecnologias desenvolvidas e aprimoradas pela IBM [9] ao longo de 25 anos em resfriamento eletrônico de alta performance, discutindo o desenvolvimento de tecnologias de resfriamento a ar, abordando técnicas de resfriamento líquido e imersão direta e comentando projetos passados inviabilizados por insuficiência das técnicas de refrigeração existentes na época, para atender a demanda de resfriamento dos projetos específicos.[10].

O estudo de tecnologias de resfriamento em componentes eletrônicos não se restringe à indústria da informática. No âmbito militar, os impactos de condições em altas altitudes foram investigados e associados a diferentes regimes de escoamento em sistemas de refrigeração por convecção forçada. Desta forma tem sido possível estabelecer considerações de projetos para sistemas de refrigeração, de sistemas embarcados de aeronaves militares [11].

No âmbito do controle térmico de sistemas eletrônicos, técnicas de resfriamento internas nos componentes por meio da utilização de micro tubos de calor, utilizando um fluido refrigerante como fluido de trabalho foram comparadas. Diferentes tecnologias de tubos de calor foram classificadas e comparadas de acordo com sua geometria e localização no sistema [12].

O desenvolvimento de sistemas aletados em aplicações de resfriamento de componentes eletrônicos a ar também tem sido largamente estudado, visando o desenvolvimento de soluções de resfriamento em servidores de alta performance e estações de trabalho, que começaram a se tornar economicamente acessíveis [13]. O progresso de tecnologias de resfriamento de componentes eletrônicos em sistemas microscópicos, juntamente com o desenvolvimento de aparelhos eletrônicos, foram sumarizados com ênfase nos progressos ao longo das últimas cinco décadas no trabalho de Bergles[14].

Também podemos citar uma série de avanços na abordagem do tema através do uso de técnicas computacionais. Simulações numéricas do resfriamento de componentes eletrônicos por meio de convecção natural turbulenta em um canal vertical, foram conduzidas utilizando o Método dos Volumes Finitos e o modelo padrão $\kappa - \varepsilon$ de turbulência, investigando a ciência de diferentes arranjos de *chips* eletrônicos, como fontes de calor [15]. Investigações sobre a influência da disposição de componentes eletrônicos sobre a capacidade de resfriamento do sistema foram conduzidas experimentalmente e numericamente, considerando diferentes materiais, geometrias e dimensões [16]-[17].

Mais recentemente, estudos experimentais, incluindo a investigação do aumento do resfriamento a ar de componentes eletrônicos, foram conduzidos por meio da utilização de geradores de vórtices delta-winglets [18] e o estudo acerca da influência das dimensões e distância de exaustores das fontes de calor, em sistemas de refrigeração a ar de componentes eletrônicos [19].

As principais conclusões das pesquisas literárias é que uma melhoria significativa da transfe-

rência do processo de transferência de calor é obtida através do aumento local da energia cinética turbulenta, variável diretamente associada à energia cinética de flutuações de velocidade em uma escala macroscópica do escoamento, provenientes dos efeitos não lineares associados à descrição contínua da movimentação do fluido. [20].

Mais recentemente, tem se vislumbrado uma nova fronteira na área, envolvendo o uso combinado de promotores de turbulência com nanofluidos. No caso estudado por Ahmed et al. [21], os autores perceberam que essa nova tecnologia consegue gerar uma maior taxa de transferência de calor, comparada com estudos que utilizam apenas promotores de turbulência. Verificou-se que a taxa de transferência de calor aumentava de acordo com a concentração de nanopartículas utilizadas na síntese de tais fluidos.

Muitos autores concluíram que o uso de nanofluidos em processos de transferência de calor ainda carece de maiores estudos, pois pouco conhecemos acerca de suas propriedades. Trabalhos numéricos recentes também tem se mostrado promissores, entretanto, mais estudos experimentais devem ser feitos visando fazer uma análise mais precisa do comportamento real desta classe de fluidos. [22]-[23]-[24].

Essa dissertação de mestrado é baseada em três temas de estudo, envolvendo problemas de convecção para fins de resfriamento de componentes eletrônicos. Os temas envolvem resfriamento de componentes eletrônicos através da convecção forçada interna em um canal utilizando promotores de turbulência, convecção forçada externa e convecção natural variando o ângulo de ataque formado entre o dispositivo eletrônico e a componente principal do escoamento arrefecedor que incide sobre o componente (no caso de convecção forçada externa) e o ângulo formado entre o componente e a direção da gravidade (para o estudo no contexto de convecção natural). Para análise do processo de resfriamento, serão investigados os parâmetros físicos clássicos da área: os números de Reynolds, Nusselt e Rayleigh. Uma breve revisão bibliográfica acerca de cada tema será abordada através de estudos em trabalhos experimentais e numéricos desenvolvidos. As análises investigadas foram das variáveis que influenciam no processo de resfriamento como: taxa de transferência de calor, tipos de promotores de turbulência, performance térmica, fator de atrito, perda de carga, número de Reynolds, número Nusselt, número Rayleigh e número de Prandtl.

1.1 Promotores de turbulência para resfriamento, por convecção forçada interna (Tema 1)

Essa subseção pretende apresentar uma revisão bibliográfica sobre o primeiro tema de estudo dessa dissertação, chamado aqui de Tema 1. Pretende-se aqui realizar uma apresentação sintética dos estudos científicos anteriores a este, que tiveram sua atenção voltada ao uso de promotores geométricos de turbulência para fins de maximização das taxas de troca de calor em escoamentos

convectivos forçados sobre superfícies sólidas submetidas a temperatura diferente da temperatura do fluido em movimento.

Um dos primeiros trabalhos nesse tópico foi feito por David G. Thomas em 1967 [25], onde o autor desenvolveu um trabalho experimental que adicionava promotores de turbulência anelares, de formato quadrado com seção em cruz avulsos em um canal vertical. Os promotores foram colocados tanto em pares igualmente espaçados como com espaçamentos aleatórios, com o intuito de se analisar um problema que envolvia condensação de vapor saturado em água para o aumento da taxa de transferência de calor. Observou-se que os promotores que estavam espaçados aleatoriamente, foram capazes de reduzir a queda de pressão e aumentar a taxa de transferência de calor, melhor do que os promotores igualmente espaçados.

Dos anos 1960 até os dias de hoje, vários trabalhos foram desenvolvidos nessa área, aqui pretende-se citar os desenvolvimentos mais recentes do tema. García et al. [26] desenvolveram um trabalho em 2005, onde os autores estudaram a transferência de calor em regimes laminar, de transição e turbulento. Como promotores de turbulência, utilizaram seis tipos de bobinas de fio variando o passo helicoidal e o diâmetro do fio imersos em um escoamento de água ou de uma mistura de água com propileno glicol, para diferentes números de Reynolds e Prandtl. Foi observado que no escoamento laminar, as bobinas de fio não interferiam de forma significativa na transferência de calor, mas que contribuíam para antecipação da transição para um regime turbulento. No escoamento de transição foi notado que as bobinas geraram curvas contínuas do fator de atrito e do número de Nusselt. Já no escoamento turbulento a troca de calor foi quatro vezes maior e a pressão caiu cerca de nove vezes, quando comparada com a performance obtida para um escoamento sem a presença da bobina.

Outros trabalhos experimentais relacionados, foram desenvolvidos por dois grupos de pesquisadores em 2012, onde utilizou-se fitas metálicas torcidas helicoidais e anéis torcidos como promotores de turbulência. O primeiro trabalho ilustrado pela Fig.1.1, analisou a transferência de calor, o fator de atrito e a performance térmica de acordo com três raios de torção e três passos diferentes nas fitas para número de Reynolds entre 6000 e 20000. Define-se nesse contexto a performance térmica como sendo a razão entre o coeficiente de troca de calor por convecção e a queda de pressão induzida pelo promotor [27].

Percebeu-se que a transferência de calor e o fator de atrito, crescem com o raio de torção e decrescem com o passo, e que a melhor performance térmica era atingida quando o raio de torção e o passo, são os maiores possíveis comparados com uma fita metálica helicoidal normal.

No segundo trabalho ilustrado pela Fig.1.2, onde os promotores utilizados foram os anéis torcidos, foi analisada a transferência de calor de um trocador de calor, a queda de pressão e também a performance térmica. Assim como no primeiro trabalho eles utilizaram três raios de torção e três passos diferentes e o mesmo número de Reynolds, todos eles sendo comparados com anéis circulares[28].

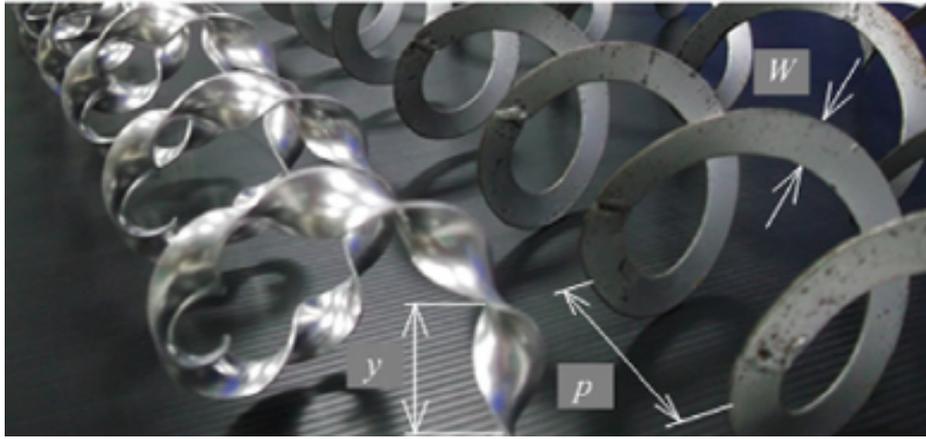


Figura 1.1: Fita metálica helicoidal torcida e normal
Fonte:Figura extraída da referência [27]

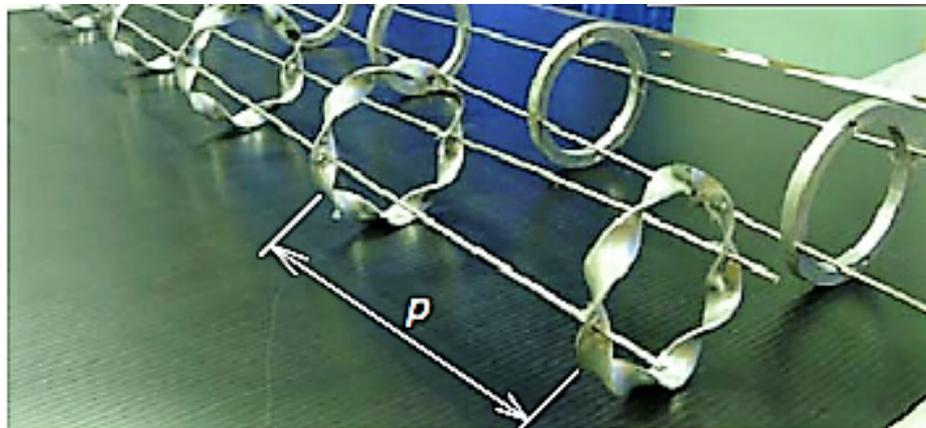


Figura 1.2: Anéis torcidos e circulares
Fonte:Figura extraída da referência [28]

Foi possível estabelecer uma relação que determinava o fator de atrito, o número de Nusselt e a performance térmica em função do raio de torção, do passo e do número de Reynolds. Feitas as análises, concluiu-se que o anel torcido sempre gerou menor número de Nusselt e menor queda de pressão em relação ao anel circular, e que a melhor performance térmica ocorre para o menor raio de torção e menor passo, para o número Reynolds igual a 6000.

Outro trabalho experimental, desenvolvido também em 2012, utilizou como promotores de turbulência a rugosidade artificial em tubos franzidos, tubos com ondulações e bobinas de fio. Essas rugosidades artificiais são capazes de gerar turbulência por modificar a geometria do tubo. Foi analisado a transferência de calor e a queda de pressão para os três tipos de escoamento[29].

No regime laminar, Reynolds < 200 , os promotores de turbulência afetavam de forma significativa a queda de pressão, comparados com um tubo liso. Para valores de Reynolds entre 200 e 700, as bobinas aumentaram as taxas de transferência de calor, devido à separação da camada limite após o fio, que gera recirculação, induz um maior processo de mistura, maximiza as taxas

locais de energia cinética turbulenta e conseqüentemente eleva as taxas de transferência de calor. Para um número de Reynolds igual a 2000, as bobinas de fio foram as que mais elevaram a taxa de troca de calor. Já para um Reynolds > 2000 o tubo franzido e o tubo com ondulações foram os que apresentaram melhores resultados, pois apresentaram as menores queda de pressões para o mesmo coeficiente de transferência de calor por convecção.

Seguindo ainda a linha de feixes de fios enrolados, variando os passos e os números de fios enrolados em cada feixe, como promotores de turbulência, Nanan et al. [30] realizaram um trabalho experimental, em 2013. Os autores notaram que o número de Nusselt e a queda de pressão, em todos os casos foram maiores quando comparados com uma tubulação sem promotores. Já a performance térmica foi maior em menores números de Reynolds, e com passo menor entre os feixes de fio enrolado, mas aumentava com o número de voltas do fio por feixe.

Outro caso experimental, agora envolvendo resfriamento de pás de turbinas a gás, foi desenvolvido por Armellini et al. [31] em 2013. Foram testados dois tipos de promotores de turbulência dentro de um canal, um com aletas quadradas na região central e outro com aletas na região de saída do escoamento, sendo os dois promotores comparados com um canal que não apresentava promotores de turbulência. O número de Reynolds testado foi de 20000. Foram medidos o coeficiente de troca de calor por convecção e a queda de pressão para os três casos. Realizados os testes, concluíram que para o promotor com aletas quadradas na região central, o coeficiente de transferência de calor era 25% maior, comparadas com o canal sem promotores. Já o promotor com aletas na região de saída do escoamento, gerou um aumento de apenas 5% quando comparado com o canal sem promotor. Percebeu-se também que o promotor com aletas quadradas na região central tinha uma menor queda de pressão, sendo assim a melhor configuração operacional para fins de resfriamento convectivo.

Mais recentemente, em 2014, dois grupos de pesquisadores, agora com intuito de estudar placas perfuradas como promotores de turbulência, desenvolveram trabalhos experimentais para análise da taxa de transferência de calor, queda de pressão, fator de atrito e Número de Nusselt, utilizando o ar como fluido de trabalho. Bhuiya et al. [32] trabalharam com uma placa retangular, onde vários diâmetros e distâncias longitudinais foram testadas, variando o número de Reynolds de 14000 a 47000. Desta forma concluíram que, para maiores números de Reynolds o fator de atrito era menor (conforme já esperado), e diretamente proporcional à porosidade de placa. No entanto observaram aumentos significativos das taxas de troca de calor com o aumento da porosidade e com o aumento do número de Reynolds.

Na mesma linha outro grupo de pesquisadores, agora utilizando tela em fractal antes de uma placa aquecida, também desenvolveu um trabalho experimental de forma que os furos não estivessem ordenados em linha. Percebeu-se que quanto menor a distância da placa aquecida até a tela, maior era o número de Nusselt medido, e que quando a distância entre os furos aumentava, a taxa de transferência de calor diminuía. Um dos motivos para esses resultados é a diminuição da energia cinética de turbulência, justificada pela queda de pressão um pouco maior na tela em frac-

tal, comparada com uma tela convencional. Em todos os casos a tela não convencional superou a tela convencional nas análises feitas [20].

Buscando estudar a transferência de calor em um sistema direto de condensação por ar resfriado, Li Li et al. [33] desenvolveram um trabalho experimental em 2015, no qual utilizaram como promotores de turbulência winglets retangulares e triangulares com pequenos furos ao longo das placas para geração de vórtices longitudinais. Os números de Reynolds utilizados para os testes foram entre 450 a 3000. Os vórtices longitudinais elevam a taxa de transferência de calor, pois conseguem promover uma mistura de fluido no escoamento, ao contrário, quando há uma geração de vórtices transversais que geram regiões de recirculação, fazendo com que a energia fique confinada no mesmo lugar. Como resultado das análises feitas do número de Nusselt e da queda de pressão, chegaram a conclusão que as winglets retangulares tiveram desempenho superior às triangulares em todos os testes realizados.

Com a evolução na capacidade de processamento dos modernos computadores, pesquisadores passaram a desenvolver uma grande quantidade de trabalhos numéricos. Um desses trabalhos foi realizado em 2011, por Promvong et al.[34]. Nesse trabalho, os autores analisaram a transferência de calor, a queda de pressão e a performance térmica em pás de turbina a gás, e usando como promotores de turbulência estrias em V com ângulo de 60° . As análises foram feitas nas paredes superior e inferior de um duto quadrado aquecido, onde utilizaram ar como fluido de trabalho e um número de Reynolds variando entre 10000 e 25000. Com este estudo foi possível observar que vórtices contra-rotativos eram gerados logo depois das estrias em V, vórtices esses que aumentam a transferência de calor. Através da análise da queda de pressão, concluiu-se que as estrias em V aumentavam a performance térmica em 1.8 vezes. Os pesquisadores mudaram também a altura das estrias em busca de uma geração de maiores vórtices e conseqüentemente uma maior área de recirculação. Os autores conseguiram uma melhor performance térmica para altura de estrias de 0.075 cm, pois essa altura também diminuía o aumento da queda de pressão.

Seguindo essa mesma linha de estudos dos promotores de turbulência com estrias, pesquisadores da Universidade de Tecnologia de Mahanakorn, desenvolveram um trabalho numérico no mesmo ano. Os objetivos principais dos autores era analisar possíveis correlações entre as principais variáveis associados ao processo de resfriamento como: transferência de calor, campo de temperatura, a energia cinética de turbulência, o número de Nusselt, o fator de atrito e a performance térmica para diferentes geometrias de estrias. As geometrias utilizadas, que são ilustradas pela Fig.1.3 foram: cubos, prisma triangular com a face voltada para o escoamento, prisma triangular com a face contrária ao escoamento, um quarto de cilindro com a parte convexa voltada para o escoamento, um quarto de cilindro com a parte convexa do lado oposto do cilindro, um quarto de cilindro com a parte côncava voltada para o escoamento, um quarto de cilindro com a parte côncava do lado oposto do cilindro, convexa-côncava, côncava-côncava e côncava-côncava. O fluxo de calor na placa a ser resfriada era constante e o número de Reynolds estudado variou na faixa entre 10000 a 30000, com a temperatura do ar de resfriamento igual a 300 K. Os pesqui-

sadores concluíram dos testes feitos, que a estria côncava-côncava além de gerar a menor camada limite térmica, suprimia a região de separação à montante gerada na maioria dos promotores de turbulência, mas essa geometria também gerava uma maior região de recirculação na parte à jusante devido à súbita mudança de geometria e conseqüentemente, aumentando o fator de atrito, a intensidade de turbulência e o número de Nusselt. Já a geometria convexa-côncava gerou um Nusselt maior do que o do escoamento sem promotor de turbulência. Pode-se concluir também que essa geometria por apresentar uma transição de geometria mais suave, apresentou uma região de recirculação na parte de trás menor, mas suficiente para aumentar as taxas de troca de calor, diminuindo ainda as perdas por atrito. Obtendo assim a maior performance térmica testada entre as diversas geometrias avaliadas [35].

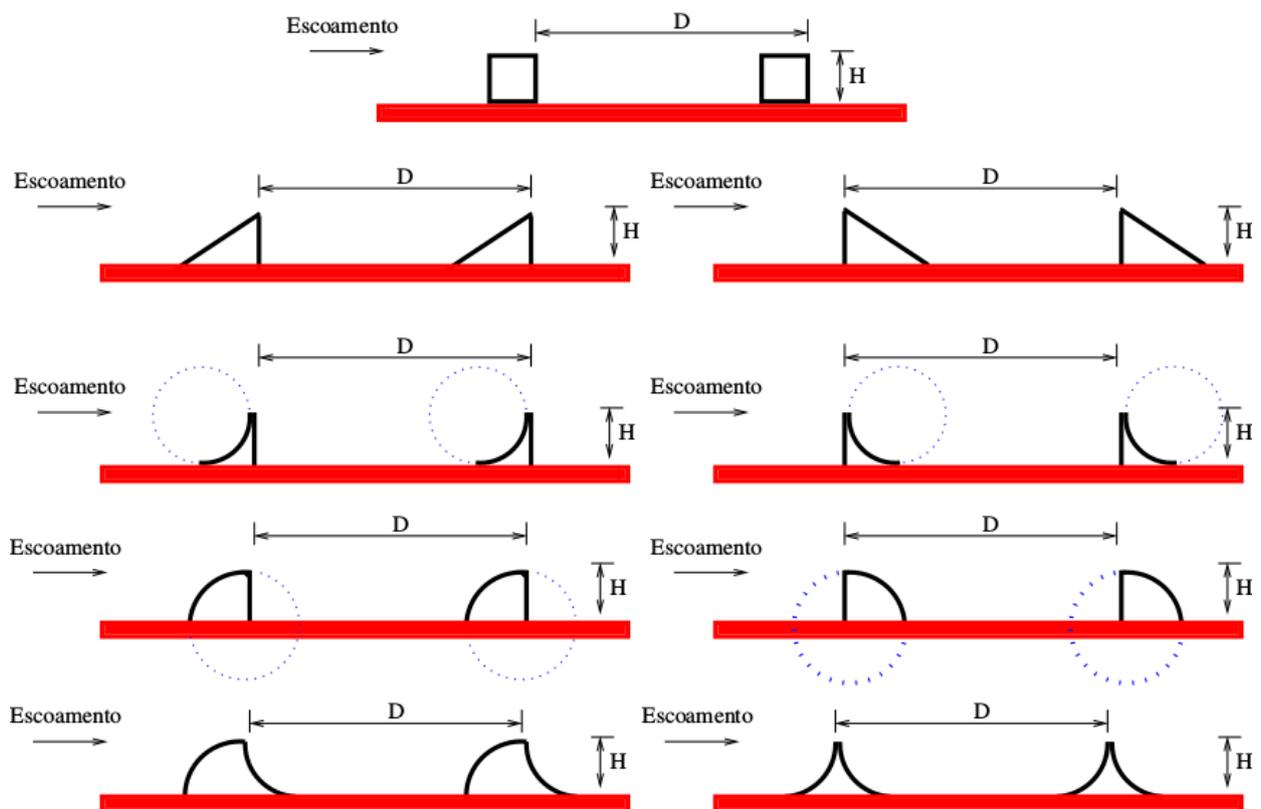


Figura 1.3: Geometrias dos promotores de turbulência, figura elaborada pelo autor, com base na referência [35].

Em 2012 Yang et al. [36] realizaram um estudo numérico usando dois promotores de turbulência, defletores anelares e espaçadores redondos flutuantes em três situações diferentes de transferência de calor em membranas aquecidas. Foram analisados o coeficiente global de transferência de calor por convecção, a queda de pressão e o coeficiente de concentração de temperatura na membrana. Os autores concluíram que o coeficiente global de transferência de calor por convecção foi elevado em até seis vezes, o coeficiente de concentração de temperatura na membrana obteve uma melhoria de 57% e com a visualização do escoamento em CFD, foi possível notar que com a escolha correta de promotores, os escoamentos secundários gerados são capazes de

otimizar o processo de transferência de calor, com baixa interferência na queda de pressão. Dentre as configurações estudadas, os espaçadores redondos flutuantes foram os que se sobressaíram melhor, podendo aumentar o fluxo através da membrana com a menor queda de pressão.

Na mesma época Lei et al. [37] desenvolveram um trabalho numérico utilizando como promotores de turbulência fitas torcidas com um furo no meio, trabalho este semelhante aos trabalhos experimentais desenvolvidos na mesma época por dois grupos de pesquisadores já citados anteriormente [27]-[28]. No estudo realizado verificou-se as taxas de transferência de calor, a queda de pressão e o fator de atrito para um número de Reynolds variando entre 6000 e 28000. Pode-se concluir que os furos aceleravam o escoamento naquela região, o que aumentava a transferência de calor ao mesmo tempo em que reduzia a queda de pressão, comparadas com as fitas sem furo. Já quando as fitas com os furos foram comparadas com um escoamento, sem promotor de turbulência, a transferência de calor aumentou entre 76.2% e 149.7% e com elevação do fator de atrito entre 380.2% e 443.8%. Quando comparadas com fitas sem furo a melhoria da transferência de calor foi de 34.1% a 46.8%, enquanto a queda de pressão foi reduzida entre 8% e 16.1%.

Também em 2012 pesquisadores desenvolveram um trabalho numérico com intuito de estudar dois cilindros aquecidos ilustrado pela fig.1.4, variando os raios dos cilindros, a distância entre os cilindros, a distância dos cilindros do bocal de entrada do fluido e o tamanho do bocal de entrada. Com essas condições os autores analisaram a transferência de calor, o Número de Nusselt e a energia cinética turbulenta para cada configuração. O número de Reynolds escolhido foi entre 11000 e 20000 [38].

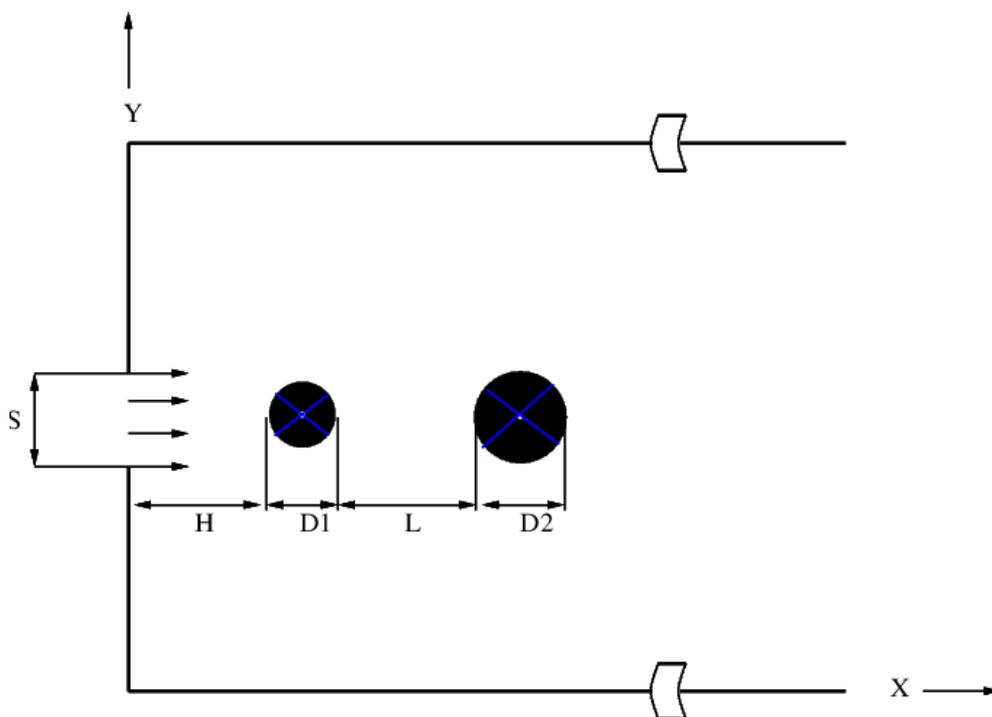


Figura 1.4: Configuração dos cilindros, figura elaborada pelo autor, com base na referência [38].

Das simulações realizadas pelos autores, os mesmos concluíram que a recirculação gerada pelo primeiro cilindro não afetava o resfriamento do segundo cilindro, e que quanto maior era o número de Reynolds testado maior era o número de Nusselt. As maiores taxas de troca de calor ocorreram quando a razão entre os dois cilindros era menor, fenômeno justificado pelo fato de que o primeiro cilindro era responsável por controlar a energia cinética do escoamento, assim o segundo cilindro recebia o fluxo acelerado e menos fluxo de recirculação.

Chen et al. [39] em 2012, realizaram a validação numérica da transferência de calor em um mini canal aquecido, que seria resfriado por um gás através de simulações de escoamentos turbulentos, usando escoamentos complexos e promotores de turbulência com geometrias elaboradas. O número de Reynolds utilizado para os testes variava de 6000 a 10000. Para validação das simulações os autores testaram três tipos de modelos diferentes, o modelo $\kappa - \varepsilon$ para baixo Reynolds, o modelo $\kappa - \varepsilon$ SST e o modelo V2F do código Star-CD. Os autores verificaram que o modelo V2F para baixos números de Reynolds, e o SST para altos números de Reynolds eram os que mais se aproximavam dos estudos experimentais feitos. Outra importante informação que os autores observaram é que para critérios de simulação, as condições turbulentas de entrada tinham grande importância nos resultados. Esse estudo mostra que as abordagens utilizadas para fins de compreensão da física e dos mecanismos associados aos processos de troca de calor entre fluido e parede, não se restringem à questões puramente práticas, mas passam também pela necessidade de comparação entre diferentes técnicas a fim de que as próprias técnicas de estudo possam ser validadas e aprimoradas.

Em 2014 o pesquisador Amnart Boonloi [40] desenvolveu um trabalho numérico em um tubo quadrado utilizando como promotores de turbulência, nervuras em V com ângulo interno de 20° e 45° , com a configuração apontando tanto no sentido do escoamento quanto em sentido contrário. As configurações foram testadas tanto na parte superior quanto na parte inferior do tubo. Foram analisados a transferência de calor, o número de Nusselt, a queda de pressão e a performance térmica, para um número de Reynolds entre 100 e 2000. Amnart Boonloi notou que os promotores de turbulência testado geravam tubos de vórtice na direção do escoamento, o que induzia o surgimento de escoamentos secundários que aumentavam de forma considerável a transferência de calor. Com a alteração da altura do tubo, percebeu-se que o aumento desta induzia um aumento no número de Nusselt. Para a configuração com ângulo interno de 20° , a transferência de calor aumentou com o uso de nervuras apontando no sentido do escoamento, mas a queda de pressão também foi maior, de forma que a performance térmica das nervuras para os dois sentidos foi aproximadamente igual. Já para configuração com ângulo interno de 45° a troca de calor foi maior, a queda de pressão aumentou, mas a performance térmica não justificou sua utilização. Esse trabalho mostra também a importância de se documentar arranjos operacionais não necessariamente bem-sucedidos para fins de que se crie uma base de dados do real desempenho de diferentes alternativas de promotores de turbulência geométricos utilizados para fins de maximização das taxas de troca de calor.

Numericamente Weihing et al. [41] também em 2014, desenvolveram um trabalho em um canal com nervuras, com o objetivo de estudar qual modelo era mais apropriado para prever a transferência de calor, em um escoamento turbulento para altos e baixos números de Reynolds. Esse trabalho foi fortemente baseado em comparações com trabalhos experimentais já realizados por outros autores. Os autores concluíram que os modelos numéricos turbulentos com melhor capacidade preditiva em termos de determinação das taxas de troca de calor ainda consistem naqueles que utilizam metodologia RANS (Reynolds Average Navier Stokes) Esse fato é bastante interessante, pois mostra que mesmo baseada em uma série de proposições ad-hocs do ponto de vista de uma descrição fenomenológica dos principais mecanismos físicos associados ao balanço de efeitos turbulentos, os modelos RANS ainda conseguem aliar boa precisão com baixo custo computacional, quando comparados com formulações diretas mais caras, como é o caso de simulações baseadas em DNS.

Al-Abbasi [42] em 2014, investigou numericamente a transferência de calor, o número de Nusselt, o fator de atrito e a queda de pressão em um tubo sob o efeito de um escoamento turbulento, utilizando ar como fluido de trabalho. Os promotores de turbulência utilizados para os teste foram: um disco cilíndrico, um paralelepípedo de base retangular e um prisma trapezoidal. O número de Reynolds testado variou entre 6000 e 14000. Estabelecidos os critérios a serem investigados, concluiu-se que para um mesmo número de Reynolds foi observado um aumento de 3 a 5 vezes na taxa de transferência de calor por convecção. Comparado com um tubo sem promotor de turbulência, o aumento nas taxas de transferencia de calor foi de 87% no disco, 85% para o paralelepípedo e de 27% para o trapézio. Já analisando a queda de pressão, essa se manteve praticamente constante em todos os números de Reynolds.

Depressões cilíndricas em um canal quadrado foram estudas numericamente por pesquisadores em 2015, com o intuito de determinar a transferência de calor e a queda de pressão para as diferentes configurações testadas. Os números de Reynolds testados foram entre 10000 e 25000 [43]. Os pesquisadores chegaram a conclusão que a melhor configuração testada foi a que apresentava uma transição mais suave, pois esta apresentou um maior aumento na taxa de transferência calor. Essa configuração apresentou também uma menor queda de pressão, uma vez que uma transição suave evita o deslocamento e regiões de recirculação, que consomem energia do escoamento.

Alguns autores em busca de desenvolver trabalhos numéricos com promotores de turbulência e conseguir comprovar a validade de suas simulações passaram a desenvolver também trabalhos experimentais paralelamente. Kareem et al. [44] por exemplo, realizou um trabalho experimental e numérico em 2015. Os autores investigaram como ondulações interferem na transferência de calor, na queda de pressão, no número de Nusselt e na performance térmica para números de Reynolds laminares. Os testes feitos foram em tubo com ondulações espirais e em um tubo liso para servir como parâmetro. Os resultados obtidos pelos autores, numericamente nas mesmas condições dos experimentos, indicaram um aumento no número de Nusselt no tubo com ondulações,

comparadas com o tubo liso de 2.4 a 3.7 vezes. Já em relação a queda de pressão, houve um aumento entre 1.7 a 2.4 vezes. Portanto, concluíram que as ondulações melhoraram a performance térmica.

Mais recentemente trabalhos interessantes foram desenvolvidos na área de transferência de calor em componentes eletrônicos. Gharbi et al. [45], por exemplo, desenvolveram em 2015 um trabalho experimental envolvendo PCM (*phase change material*) com algum outro material ou dissipador de calor. Foram analisados a performance térmica dos componentes eletrônicos em uma faixa de valores em que os mesmos trabalham. Os Resultados indicaram que a inclusão de PCM pode diminuir a temperatura do componente e que quando combinado com grafite apresentou maior desempenho térmico comparado com o PCM combinado com silício. O PCM combinado também com dissipadores de calor apresentaram aumento nas taxas de troca de calor comparado com o PCM sem dissipador, concluindo assim um meio eficaz para controle térmico em dispositivos eletrônicos.

Já no ano do presente trabalho Adel Ahmed Almubarak [46] estudou os efeitos dos níveis excessivos de calor em diferentes tipos de componentes eletrônicos. Tomando-se como nota essa discussão de superaquecimento, podemos também entender melhor a causa dessa fenômeno e como se aplica a componentes eletrônicos, bem como montagens eletrônicas e dispositivos eletrônicos. O superaquecimento, no nível micro, causa degradação material em um componente eletrônico. Esta degradação é ainda causada por rachaduras, expansão e outras deformações estruturais. Nota-se que esta degradação também é causada por diferentes mudanças nas propriedades físicas e químicas de um material específico devido à exposição a altos níveis de calor. A nível macro, os efeitos do superaquecimento causa falha nos sistemas eletrônicos devido à degradação de diferentes constituintes eletrônicos. Tanto os efeitos de níveis micro quanto de macro do superaquecimento nos componentes eletrônicos aumentam o risco de falha em toda uma montagem eletrônica e dispositivos. Portanto, técnicas ou processos são a peça chave para prevenir o superaquecimento ou reduzir os efeitos negativos dos níveis excessivos de calor.

Essa breve revisão bibliográfica mostra que o tema 1 dessa dissertação (uso de promotores de turbulência para fins de maximização de taxas de troca de calor em escoamentos convectivos forçados) vem recebendo grande destaque por parte da comunidade científica desde os anos 1960 e é até hoje um assunto importante do ponto de vista de pesquisa científica. A multiplicidade de trabalhos nessa área é um forte indicativo da existência tanto da complexidade do assunto quanto das muitas questões em aberto na área. Pode-se dizer também que esse tema de estudo encontra-se em contínua evolução e que a cada dia novas bases de dado são formadas com relação ao desempenho térmico-hidrodinâmico de diferentes arranjos geométricos de promotores de turbulência. É justamente nesse contexto que o presente trabalho pretende adicionar informação experimental a esse banco de dados em constante expansão/desenvolvimento.

1.2 Inclinação de uma parede aquecida, resfriada por convecção forçada externa (Tema 2)

O segundo tema abordado nessa dissertação consiste no estudo dos efeitos da inclinação de uma parede aquecida, resfriada por convecção forçada externa. Segue abaixo uma breve revisão bibliográfica sobre o tema.

A influência do ângulo de ataque do fluxo de ar incidente sobre fontes de calor é estudada à décadas. Um estudo pioneiro foi realizado experimentalmente por Sparrow e Chastain [47] na década de 80 sobre a influência do ângulo de ataque sobre o coeficiente de filme em tubos anelados, representado pela fig.1.5 permitindo medir variações no coeficiente de transferência de calor, para variações de ângulo de -2° a 2° . Os testes foram feitos em um túnel de vento, mas sempre perpendicular ao tubo a ser resfriado. O tubo em que foram realizadas as medições foi dividido em três zonas: frente do tubo (zona 1), lado do tubo (zona 2), parte traseira do tubo (zona 3), e de maneira separada foram feitos testes também na superfície superior e inferior do leme. Como conclusão os autores observaram que quando a análise foi feita na superfície superior e inferior, a troca de calor na zona 1 chegou a aumentar em 50%, enquanto nas zonas 2 e 3 o aumento foi de apenas 10%, e quando apenas uma face foi analisada os resultados foram praticamente os mesmos.

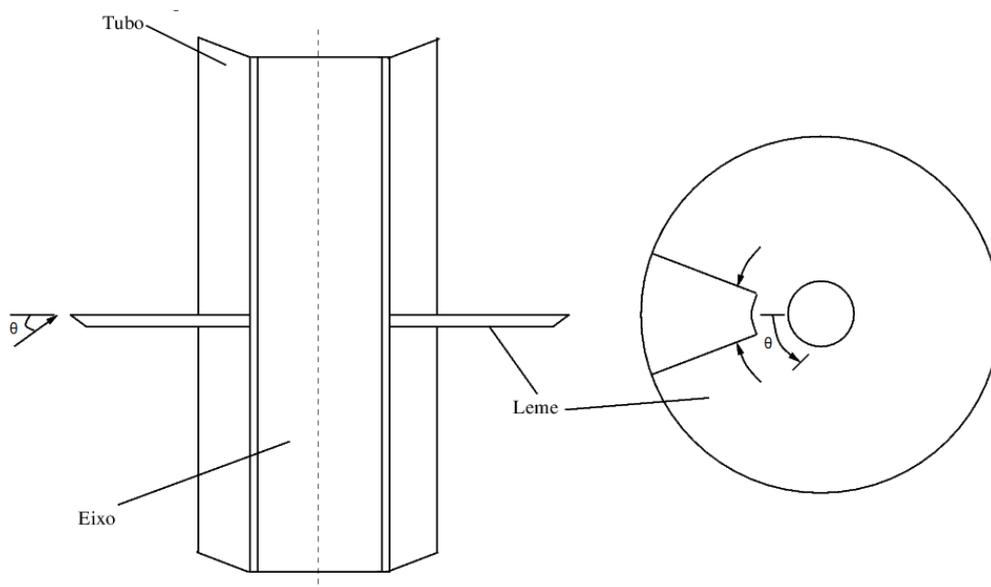


Figura 1.5: Geometria para teste, figura elaborada pelo autor, com base na referência [45]

Em 1993 um outro grupo de pesquisadores desenvolveu um trabalho experimental utilizando pequenos winglets em formato triangular podendo variar seu ângulo de ataque. Foram analisadas as taxas de transferência de calor por convecção forçada, a estrutura do escoamento e o arrasto. Os winglets geravam vórtices longitudinais que tinham como principal objetivo maximizar as taxas

de troca de calor entre parede sólida e escoamento. Os testes foram feitos para variados números de Reynolds [48]. Os autores notaram que houve um aumento nas taxas de troca de calor, porém as perdas por arrasto também cresceram. Observaram também que quando o ângulo de ataque do winglet foi de 45° , a troca de calor aumentou 300%. Conforme os números de Reynolds testados aumentavam, a troca de calor por convecção também aumentava juntamente com o arrasto. Para um número de Reynolds igual a 6000 houve um aumento de 80%. Nos testes foram utilizados também várias fileiras desses promotores de turbulência e notaram que o ângulo de ataque crítico para a formação de vórtices longitudinais era maior para a segunda fileira do que para a primeira.

Estudos utilizando um cilindro com diferentes ângulos de ataque e ângulo de inclinação como promotor de turbulência, foram realizados experimentalmente por Wen et al. [49] em 2002, onde o objetivo principal era conseguir adaptar a equação já conhecida que relaciona número de Nusselt com o número de Prandtl com a variação do ângulo de ataque. O número de Reynolds testado variava entre 1000 e 7000. Os autores perceberam que com grande variação nos dois ângulos medidos, o número de Nusselt não apresentava muitas mudanças. Portanto os autores conseguiram encontrar valores que se encaixavam na equação existente com uma faixa de erro de 4%. Apenas a partir de 90° de ângulo de ataque que esse erro começava a aumentar, atingindo valores em torno de 11%.

Kurtbas [50] em 2006 realizou um trabalho experimental, onde foram analisados o ângulo de entrada do ar em um canal e a altura do canal em relação ao seu nível inferior influenciavam na transferência de calor e na queda de pressão. Os números de Reynolds testados foram na faixa de 2800 a 30000. Os resultados encontrados mostraram que quando a altura de entrada do canal é mais baixa do que o local onde o escoamento se desenvolve, o número de Nusselt médio vai aumentando ao longo do canal. Comparando com um canal reto no início, o desempenho foi inferior. O autor observou também que quanto maior fosse esse ângulo de entrada em relação ao chão, maior seria a transferência de calor e a queda de pressão, e que para ângulos de 90° a transferência de calor aumentou 30%.

Buscando estudar um cubo com diferentes angulações, pesquisadores desenvolveram um trabalho experimental em 2010 com o intuito de analisar como a variação dos ângulos de ataque em um cubo, influenciava as taxas de transferência de calor local e geral, de acordo com as faces do cubo. O número de Reynolds testados foram entre 4000 e 12000 [51]. Os autores perceberam que com o cubo inclinado em até 45° , não existia relação entre o número de Reynolds em função da taxa transferência de calor, e que a partir de 45° passa a ter uma generalização. A jusante do cubo não houve diferença significativa no coeficiente de transferência de calor por convecção, contrariando alguns resultados obtidos por outros autores. Essa diferença observada pode ser causada pela espessura da camada limite e o nível de turbulência que são geradas pela geometria cúbica.

Estudos numéricos da influência do ângulo de ataque do fluxo de ar incidente sobre fontes de calor também foram desenvolvidos, e um dos primeiros trabalhos foi elaborado por Tanaka [17] em 2003 que tinha como intenção estudar promotores de turbulência antes de uma placa

aquecida, para medir o coeficiente de transferência de calor, número de Nusselt e a queda de pressão. As configurações escolhidas eram de placas retangulares chamadas de duplo inclinado, pois as mesmas eram inclinadas tanto em relação à placa quanto em relação ao escoamento. Esses promotores geravam vorticidade que contribuíam para a troca de calor. O número de Reynolds escolhido para as simulações foi de 360 a 3600.

Os promotores de turbulência foram enfileirados, onde o primeiro promotor tinha ângulo de ataque de 45° em relação ao escoamento e o segundo promotor com -45° . A melhor configuração encontrada que relacionava o número de Nusselt com a queda de pressão, foi para a configuração que tinha um ângulo de ataque de 45° em relação ao escoamento, com uma inclinação de 60° entre a superfície do gerador de vorticidade e a superfície do trocador de calor.

Em 2010 pesquisadores realizaram um trabalho numérico utilizando união de promotores de turbulência do tipo winglet triangular, variando o ângulo de ataque de 10° até 50° e o raio de aspecto de 1 a 4, para verificar a melhoria na transferência de calor por convecção forçada e a queda de pressão em um trocador de calor do tipo aleta-tubo. Os números de Reynolds testados foram 600, 1400 e 2200 [52]. Os resultados das simulações concluíram que o ângulo de ataque de 50° era responsável por maiores coeficientes de transferência de calor por convecção, pois com essa configuração o promotor de turbulência conseguia acelerar o escoamento, atrasando a separação da camada limite. O winglet triangular também é responsável por gerar vórtices longitudinais, o que aumenta a transferência de calor e colabora para uma suave queda de pressão. Já com o aumento do número de Reynolds, houve um aumento da transferência de calor, resultante do módulo do produto da velocidade com o gradiente de temperatura. Porém quando se aumenta a velocidade, essa tendência se torna cada vez menor. Uma relação que foi verificada é que com o aumento do ângulo houve um aumento da queda de pressão. Contudo os autores concluíram que a melhor configuração foi para 20° de ângulo de ataque e 2 para o raio de aspecto.

Buscando estudar a influência do ângulo de ataque em partículas não-esféricas, em 2013 dois pesquisadores Richter e Nikrityuk [53] realizaram um trabalho numérico em três dimensões. Os autores se concentraram em encontrar equações que relacionavam o número de Nusselt, coeficiente de arrasto, coeficiente de sustentação e torque que eram gerados sobre as partículas. O número de Reynolds utilizados por eles era entre 10 e 200. Os resultados obtidos foram comparados com os dados já conhecidos para a esfera, e de acordo com os objetivos desejados Richter e Nikrityuk encontraram relações para cada uma das variáveis junto com o ângulo de ataque. No caso particular do número de Nusselt, eles observaram que o ângulo de ataque forneceu um aumento de 7% a 12% do mesmo.

No ano seguinte pesquisadores desenvolveram um trabalho numérico em três dimensões para resfriamento em componentes eletrônicos ao redor de um cubo, com o fluxo de calor constante variando o ângulo de ataque do mesmo entre 0° e 45° . As análises feitas foram da transferência de calor, linhas de correntes, número de Nusselt e da camada limite. Os autores procuraram comparar os resultados com trabalhos experimentais feitos por outros autores já realizados [54].

Os autores então, observaram que para o ângulo de 0° a separação da camada limite era perfeita, pois a separação ocorria na aresta de trás do cubo. Já para o ângulo de 10° a separação ocorria antes, ocorrendo menos recolamento. Para o ângulo de 25° , tem mais regiões de recolamento e menos separação quando era comparado ao ângulo de 10° . E por último com ângulo de 45° , o escoamento assume formato de cunha e a separação ocorre na aresta que agora se encontra nos lados. Para a transferência de calor os autores concluíram que o número de Nusselt era bem baixo na região de separação da camada limite, por causa da formação de região de recirculação quando a camada limite descola. Para o ângulo de 0° o número de Nusselt encontrado foi o mais alto e um ângulo de 25° o número de Nusselt encontrado foi o mais baixo.

Mais recentemente em 2016 Tong et al. [55] realizaram um trabalho também numérico bem parecido com o trabalho mencionado anteriormente, utilizando agora um quadrado com os vértices chanfrados em vários ângulos de ataque e em apenas duas dimensões. Foram testados vários ângulos de ataque, diferentes tamanhos de chanfro e diversos números de Reynolds e comparados com um quadrado sem chanfros a 0° . Foram analisados a taxa de transferência de calor e o número de Nusselt. Tong et al. confirmaram que com o aumento do número de Reynolds o número de Nusselt também aumentava, e que com o aumento do tamanho do chanfro, a transferência de calor e a velocidade do escoamento a relação entre eles diminuía. Para fazer uma comparação entre a presença de chanfro e o ângulo de ataque, os autores pegaram um número de Reynolds igual a 2000000 e concluíram que a presença do chanfro reduzia o número de Nusselt em 20%. Já para ângulos testados até 45° foi possível notar que quanto maior era o ângulo, maior era a redução na taxa de troca de calor. Para o ângulo de 45° a redução dessa foi de 50%.

Wu e Tao [56] buscando desenvolver um trabalho da influência do ângulo de ataque do fluxo de ar incidente sobre fontes de calor, os mesmos desenvolveram um trabalho numérico e experimental. Os autores usaram como promotores de turbulência winglets indutores de vórtices longitudinais na frente de um canal com uma placa aquecida dos dois lados, com um fluxo de calor constante. O ângulo de ataque dos winglets variou de 15° a 60° . Concluíram que o número de Nusselt que obteve maior desempenho foi para o winglet com 60° de ângulo de ataque, mas foi a que teve maior queda de pressão. Foi observado também que os winglets tinham uma temperatura mais uniforme no canal superior. Os resultados numéricos foram comparados com os experimentais e concluíram que as simulações desenvolvidas poderiam ser validadas, pois encontrou uma diferença de apenas 10%.

Por fim, em 2015 o pesquisador Zebarjadi [57] estudou como refrigeradores termoelétricos ou refrigeradores Peltier são usados para "bombear calor" na direção oposta do fluxo de calor natural. Esses refrigeradores também foram propostos para refrigeração eletrônica, em que o objetivo é retirar calor em componentes eletrônicos e mantê-los a uma temperatura ideal de trabalho. Para essas aplicações, é necessário usar materiais termoelétricos com grande condutividade térmica e grande fator de potência. Foi proposto um conjunto de materiais e instruções para explorar possíveis materiais adequados para resfriamento eletrônico. Finalmente, para alcançar o máximo

de arrefecimento, utilizou-se refrigeradores termoelétricos como aletas ligadas a blocos de cobre.

1.3 Inclinação de uma parede aquecida, resfriada por convecção natural (Tema 3)

O terceiro tema abordado nessa dissertação consiste na investigação dos efeitos de inclinação de uma parede aquecida, resfriada por convecção natural. Em um primeiro momento os estudos de convecção natural sobre superfícies de diferentes geometrias eram baseadas nas equações da camada limite laminar. Porém estudos começaram a ser desenvolvidos com soluções baseadas no método das perturbações no final da década de 70. Perturbações de primeira ordem foram calculadas para os perfis de velocidade e temperatura para diferentes angulações, e os resultados calculados apresentaram concordância com dados experimentais existentes [58]-[59].

No mesmo período, experimentos foram apresentados para convecção natural em superfícies inclinadas com fluxo térmico constante usando água e ar. Os experimentos foram realizados para ângulos desde a vertical até 30° com a horizontal, abordando os regimes: laminar, de transição e turbulento para valores indo até $Gr_z * Pr = 1026$, onde o número de Grashof $Gr_z = \frac{g\beta\theta x^3}{\nu}$ e o número de Prandtl $Pr = \frac{c_p\mu}{\kappa}$ [60].

Em todos os regimes foi possível estabelecer uma correlação com a teoria de placas verticais a partir dos resultados obtidos experimentalmente. No regime laminar, os dados se correlacionaram bem com a teoria da placa vertical quando foi usada uma componente gravitacional paralela à superfície. No regime de transição, a inclinação da superfície teve forte influência nos valores de $Gr_z * Pr$. Na configuração vertical o valor encontrado foi de 1013 e a 30° com a horizontal o valor encontrado foi de 108 para a relação de $Gr_z * Pr$. Já para o regime turbulento, a transferência de calor local correlaciona-se utilizando a gravidade real em vez a componente paralela, e indicam uma alteração no expoente $Gr_z * Pr$ de cerca de 0.22 para uma superfície vertical a aproximadamente 0.25 à medida que a inclinação diminui. Os valores encontrados no regime turbulento levaram a uma correlação do Nusselt local, Número de Grashof e número de Prandtl $Nu_z = 0.30(Gr_z * Pr)^{0.24}$, onde o número de Nusselt local é $Nu_z = \frac{hx}{\kappa}$.

Ainda experimentalmente Elshazly et al.[61] em 2006 fizeram testes que relacionavam a convecção natural interna em dutos horizontais elípticos, com o ângulo de ataque gerados pela rotação dos eixos principais da seção elíptica do duto variando de 15° em 15° , partindo de 0° e indo até 90° . O número de Rayleigh também foi sendo alterado para verificar se o comportamento seria mantido em todos os números. Foi possível concluir que o ângulo de ataque tem forte influência nos coeficientes de transferência de calor por convecção, médio e local. Em relação ao número de Nusselt, o mesmo aumentava conforme o ângulo de ataque se elevava em dutos de extremidades abertas sujeitos a convecção natural.

Em 2008 pesquisadores desenvolveram um trabalho experimental em transferência de calor por convecção natural utilizando dois cilindros a serem resfriados por água. Distribuições da transferência de calor ao redor da circunferência dos cilindros são apresentados para números de Rayleigh de 2×10^6 , 4×10^6 e 6×10^6 e diferentes espaçamentos entre os cilindros, variando 1.5, 2 e 3 da relação S/D (separação dos cilindros pelo diâmetro do cilindro)[62]. Como conclusão, os autores checaram que com o emparelhamento dos cilindros, o cilindro inferior não é afetado pelo cilindro superior e o cilindro superior não é afetado pelo inferior quando o mesmo não é aquecido. Quando os os dois cilindros são aquecidos, verificou-se que uma pluma que se eleva do cilindro inferior interage com o cilindro superior e afeta significativamente a distribuição de transferência de calor. Uma análise espectral dos sinais de transferência de calor na superfície estabeleceu uma influência das oscilações na transferência de calor. Portanto, quando o cilindro inferior é aquecido este gera um sinal de calor que oscila fora de fase com o fluxo em torno do cilindro superior aumentando a mistura do fluxo e resultando em uma maior transferência de calor.

Ainda no contexto de transferência de calor entre cilindros, Grafton e Jensen [63] em 2012 investigaram a convecção natural que ocorria em dois cilindros de 54mm de diâmetro igualmente aquecidos dispostos verticalmente. Estudou-se a variação do número de Nusselt no cilindro superior comparado a um cilindro isolado, para sete valores de número de Rayleigh variando de 1.82×10^7 a 2.55×10^8 e para cinco diferentes distâncias entre os cilindros: $S = 1.5D, 2D, 3D, 4D, \text{ e } 5D$. Foi possível determinar as distâncias ótimas para cada número de Rayleigh que maximizaram os números de Nusselt globais do cilindro superior. As distâncias ideais encontradas em termos do maior aumento do número de Nusselt médio foi de $5D$ para $Ra=1.82 \times 10^7$, $4D$ para $Ra=2.51 \times 10^7$, $Ra=5.81 \times 10^7$, $Ra=8.78 \times 10^7$ e $3D$ para $Ra=1.18 \times 10^8$, $Ra=1.82 \times 10^8$, $Ra=2.51 \times 10^7$, $Ra=2.55 \times 10^8$.

Outra análise experimental foi realizada em 2015 sobre o processo de convecção natural que ocorre em esferas de diferentes diâmetros aquecidas em ar e água. Tal análise foi conduzida para valores de Rayleigh variando de 5×10^6 a 4×10^{10} para água e 4×10^5 a 4×10^9 para o ar, com isso foi possível estabelecer uma correlação entre os números de Rayleigh e Nusselt. Os fluxos ascendentes ao longo das esferas aquecidas foram visualizados pela primeira vez, para investigar os mecanismos de transição turbulenta para valores críticos de Rayleigh [64]. Os resultados mostraram que a transição turbulenta começa no topo da esfera quando os números de Rayleigh estão em torno de 3×10^8 para água e 3.5×10^8 para o ar. Os números médios de Nusselt das esferas foram medidos e correlacionados com os números de Rayleigh. Os resultados mostraram que os números de Nusselt coincidem muito bem com números de Rayleigh, porém apresentam um desvio considerável da correlação turbulenta quando os números de Rayleigh passam além do valor crítico. Para resultados em regime laminar houve boa concordância com os resultados presentes na literatura. Entretanto, acima dos valores de número de Rayleigh críticos (transição de regime) a transferência de calor na região turbulenta não influencia de maneira significativa nos valores da transferência de calor global.

Entrando no âmbito de trabalhos numéricos Afrid e Zebib [65] desenvolveram em 1989 um trabalho onde investigaram o resfriamento em componentes eletrônicos através da convecção natural montados sob uma placa vertical em um domínio bidimensional. Foram alterados as dimensões, o número de componentes e a densidade de potência dos dispositivos estudados para determinar sugestões qualitativas que podem melhorar o design térmico dos mesmo. Observou-se que para o caso de um único componente aquecido, a elevação de temperatura varia linearmente com a geração de calor, no caso de vários componentes aquecidos montados sobre a mesma placa vertical, o aumento do espaçamento entre os componentes e de suas espessuras diminui o aumento de temperatura do sistema. Entretanto, recomendou-se que um estudo tridimensional do problema fosse realizado para investigar a transferência de calor na terceira dimensão e sua contribuição na transferência de calor global.

Um estudo foi conduzido numericamente por Choi e Ortega [66] em 1993, representado pela fig.1.6 para um escoamento laminar sobre células (como fonte de calor) sujeitos a convecção natural em um canal inclinado. Foi investigado os efeitos da flutuabilidade dos fluxos de calor gerado na placa inclinada. O objetivo principal foi estudar o controle térmico em componentes eletrônicos, para manter a temperatura abaixo da temperatura máxima de operação especificada do fabricante. As simulações realizadas abrangem valores de $10^3 \leq Gr \leq 10^5$, $0.1 \leq Re \leq 500$ e $Pr = 0.71$ considerando ar como fluido de trabalho.

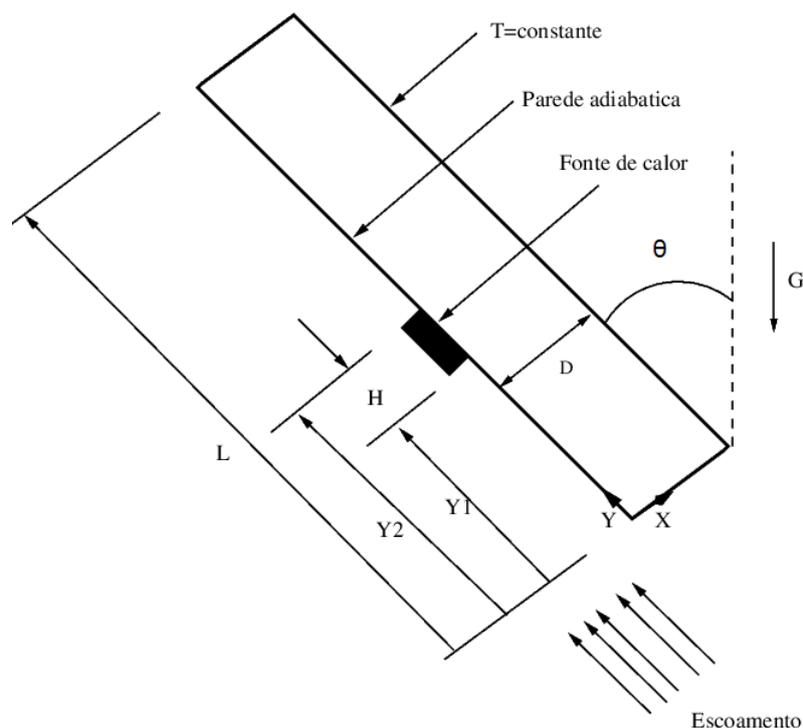


Figura 1.6: Fonte de calor alterando a inclinação, figura elaborada pelo autor, com base na referência [63].

Os resultados mostraram forte dependência do número de Nusselt e conseqüentemente da transferência de calor sobre a inclinação da fonte de calor, tanto em convecção natural quanto

para convecção mista, entretanto o número de Nusselt não exibiu forte dependência em relação ao número de Grashof. Pode-se dizer também que a reversão de fluxo não se fez influente no coeficiente de transferência de calor.

Também no âmbito computacional, em 1995 o comportamento resultante do escoamento misto (convecção natural e forçada laminar) foi estudado aplicado ao resfriamento de componentes eletrônicos em uma cavidade retangular. São apresentados resultados para o campo de velocidades na cavidade e o campo de temperatura, tanto para o fluido quanto para as paredes da cavidade, neste problema conjugado para números de Grashof de até 10^5 [67]. Os resultados obtidos permitem a seleção de diferentes posicionamentos de componentes eletrônicos como fontes de calor a fim de maximizar a eficiência térmica do sistema. São apresentados os resultados para transferência de calor por convecção forçada, onde o campo térmico mostra uma distribuição de temperatura relativamente uniforme dentro da cavidade sem regiões de gradientes térmicos íngremes que normalmente na convecção natural desenvolvem camadas de fonte de calor. A localização da fonte na parede vertical a direita é a mais favorável em termos de arrefecimento.

Uma investigação numérica foi realizada em 1998, sobre arrefecimento por convecção forçada em um escoamento interno em um canal com um obstáculo aquecido de diferentes alturas e comprimentos representado pela fig.1.7. As alturas utilizadas foram de 0.125 e 0.25 e os comprimentos foram de 0.125, 0.25 e 0.5. Os estudos foram feitos para 6 combinações diferentes, onde foram analisados a transferência de calor para cada obstáculo[68].

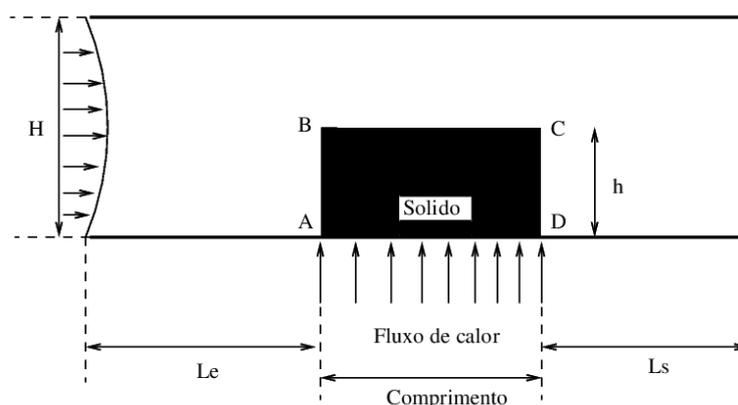


Figura 1.7: Diagrama esquemático com obstáculo, figura elaborada pelo autor, com base na referência [65].

Foi possível observar que escolhas específicas de tamanho do obstáculo, formato e condutividade térmica podem produzir efeitos significantes no padrão de escoamento resultante e que esses obstáculos retangulares alteram o perfil de velocidades parabólico de forma significativa, produzindo zonas de recirculação nas regiões superiores e inferiores e uma camada limite térmica na face superior do obstáculo. Foi possível estabelecer também uma correlação entre o número de Nusselt médio do obstáculo como função das variáveis paramétricas, produzindo um erro médio dos resultados numéricos de menos de 6%.

Focado na aplicação em canais de concentradores solares Ouzzne e Galanis [69] desenvolveram um trabalho numérico em 2001. Estudaram um modelo em três dimensões para construir o modelo térmico e hidráulico da convecção mista na entrada de um duto inclinado com aletas externas longitudinais, aproximando-se do funcionamento de um coletor solar de placa plana. Foi analisado a transferência de calor e as tensões de cisalhamento na placa de acordo com as configurações das aletas.

Observou-se o surgimento de um segundo padrão de escoamento proveniente da condução de calor das aletas longitudinais e sua forte influência sobre o coeficiente de transferência de calor no duto. Os resultados obtidos para tensões cisalhantes nas paredes internas do duto e para o Nusselt médio foram consideravelmente maiores que os medidos em dutos não aletados e em dutos sujeitos a convecção forçada.

Em 2002 pesquisadores desenvolveram um estudo numérico de convecção natural turbulenta em cavidades quadradas utilizando três modelos de sub-malha: Modelo de Smagorinsky, Modelo de Smagorinsk com termo de empuxo e o Modelo baseado na teoria de transferência de vorticidade. As simulações analisadas foram para $Ra = 1.58 \times 10^9$, $Pr = 0.7$ e o método numérico escolhido foi de volumes finitos com simples acoplamento. Na cavidade as superfícies superior e inferior foram isoladas e nas laterais as superfícies eram isotérmicas mantidas a temperatura diferentes. Foram analisado o número de Nusselt Local, a distribuição de temperatura e a função corrente na cavidade quadrada. Os resultados foram comparados com os resultados teóricos e experimentais disponíveis em outras literaturas [70]. Os autores concluíram que o melhor modelo foi o modelo baseado na teoria de transferência de vorticidade, pois este foi o que mais se aproximou aos resultados experimentais estudados na literatura. Na superfície quente na parte inferior da cavidade foram encontrados menores gradientes de temperatura e conseqüentemente menores valores para o número de Nusselt. Já na parte superior os gradientes foram maiores e os valores do número Nusselt local também.

Omri et al. [71] em 2005 seguiram a mesma linha de estudo em cavidades. Desta vez o estudo foi concentrado em uma cavidade triangular Submetido ao um fluxo de calor uniforme. O modelo escolhido para rodar as simulações foi o Método dos Elementos Finitos. O trabalho teve como objetivo analisar a troca térmica por convecção natural e os efeitos da flutuabilidade das forças sobre a estrutura de escoamento para diferentes números de Rayleigh e o ângulo de inclinação. Os resultados deste estudo forneceram importantes informações para o aperfeiçoamento de projeto de sistemas de energia solares e sistemas de ar condicionado. Os autores observaram grandes zonas de recirculação no centro da cavidade e que transferência de calor tem grande dependência com a estrutura do escoamento. A inclinação ótima determinou um ângulo correspondente a um número de Nusselt mínimo e para um máximo da temperatura na parte centro, justamente por causa da recirculação.

Em 2011 foi realizado numericamente simulações de convecção sobre um regime laminar associada ao resfriamento de duas fontes idênticas na geração de calor, representando componentes

eletrônicos, montadas em um canal inclinado. O objetivo dos autores foi estudar a influência do número de Reynolds, o ângulo de inclinação dos componentes eletrônicos, as dimensões, o espaçamento entre eles, o número de Nusselt local e o número de Nusselt médio[72]. Observou-se que a taxa de transferência de calor máxima obtida foi para o canal inclinado a 45° com o plano horizontal, e que o aumento do número de Reynolds e da distância entre as fontes de calor aumenta a capacidade de resfriamento do sistema. A simulação foi validada, pois apresentou resultados muito próximos dos resultados experimentais revisados na literatura.

Mais recentemente em 2015 Zouitene et al. [73] realizaram uma análise numérica do efeito de um fluxo de calor descontínuo na transferência de calor por convecção natural ao longo de uma placa plana vertical ou em um canal retangular. O objetivo foi determinar o efeito de uma distribuição discreta do fluxo de calor no resfriamento de doze resistores, que foram montados em uma placa vertical em alumínio. Os resultados das simulações mostram que a distribuição do fluxo de calor influencia significativamente na transferência de calor.

Já em 2017 pesquisadores da Coreia do Sul investigaram experimentalmente tubos horizontais com aletas retangulares inclinadas sob convecção livre para o resfriamento de dispositivos eletrônicos [74]. As diferenças de temperatura dos tubos horizontais com aletas retangulares inclinadas são medidas para vários fluxos de calor, ângulos de inclinação e número de aletas. Usando os resultados da medição, sugere-se uma correlação para a previsão do número de Nusselt. Esta correlação é adequada para a situação dos números de Rayleigh de 200000 a 1100000, ângulos de inclinação de 0° a 90° e números de aletas de 9 a 36. Com base na correlação, os desempenhos de refrigeração são apresentados para vários números de aletas e o valor do desempenho ótimo de refrigeração é encontrado. Finalmente, são comparados os ótimos desempenhos de refrigeração de tubos com aletas retangulares inclinadas e aletas retangulares radiais convencionais. Os resultados da comparação mostram que o desempenho ótimo de refrigeração do tubo com aletas inclinadas é 6% maior do que o tubo com aletas retangulares radiais.

Através das revisões bibliográficas, foi possível observar que diferentes mecanismos podem interferir no processo de transferência de calor. Com o intuito de investigar o aumento da taxa de transferência de calor, pesquisadores passaram a desenvolver variados trabalhos relacionados principalmente ao resfriamento em componentes eletrônicos. O propósito deste trabalho é investigar os diferentes mecanismos e variáveis que influenciam no processo de resfriamento de um componente eletrônico.

1.4 Resumo da revisão bibliográfica para os temas propostos

A seguir serão apresentadas 3 tabelas com as principais revisões bibliográficas dos 3 temas já mencionados.

Tabela 1.1: Principais revisões bibliográficas resumidas para o tema 1

Ano	Autor	Tipo	Conclusão
1967	David G. Thomas	Experimental	Utilizou como promotores de turbulência anéis quadrados de seção em cruz para ajudar o vapor saturado a se transformar em água. Foram dispostos em pares igualmente espaçados e aleatoriamente. Os espaçados aleatoriamente foram os que obtiveram um maior aumento na análise da taxa de transferência de calor.
2005	García et al.	Experimental	Analisaram a transferência de calor para os regimes laminar, de transição e turbulento em bobinas de fio imersos em um escoamento de água ou de uma mistura de água com propileno glicol. No escoamento turbulento a troca de calor foi quatro vezes maior e a pressão caiu nove vezes mais, comparada com um escoamento sem bobina. turbulento
2011	Eiamsa-Ard, S.; Changcharoen, W.	Numérico	Estudaram variáveis que influenciam no processo de resfriamento em estrias de diferentes geometrias. A geometria convexa-côncava obteve a maior performance térmica testada entre as diversas geometrias avaliadas.
2012	Garcia et al.	Experimental	Utilizou como promotores de turbulência a rugosidade artificial em tubos franzidos, tubos com ondulações e bobinas de fio. Foi analisado a transferência de calor e a queda de pressão para os três tipos de escoamento. A análise feita no regime turbulento para o tubo franzido e o tubo com ondulações apresentaram as menores queda de pressões para o mesmo coeficiente de transferência de calor por convecção.
2012	Lei et al.	Numérico	Como promotores de turbulência utilizou fitas torcidas com um furo no meio. Verificou-se as taxas de transferência de calor, a queda de pressão e o fator de atrito. Pode-se concluir que os furos aceleravam o escoamento naquela região, o que aumentava a transferência de calor ao mesmo tempo em que reduzia a queda de pressão, comparadas com as fitas sem furo.

2012	Varol et al.	Numérico	Estudou dois cilindros aquecidos em diferentes configurações. Analisaram a transferência de calor, o Número de Nusselt e a energia cinética turbulenta para cada configuração. As maiores taxas de troca de calor ocorreram quando a razão entre os dois cilindros era menor.
2014	Bhuiya et al.	Experimental	Trabalharam com a placa retangular com furos como promotor de turbulência. Analisaram a taxa de transferência de calor, a queda de pressão, fator de atrito e Número de Nusselt, utilizando o ar como fluido de trabalho. A taxa de transferência de calor aumentou tanto com o aumento da porosidade, quanto com o aumento do número de Reynolds.
2014	Al-Abbasi	Numérico	Um disco cilíndrico, um paralelepípedo de base retangular e um prisma trapezoidal foram utilizados como promotores de turbulência em um tubo, utilizando ar como fluido de trabalho. Na análise da taxa de transferência de calor o melhor resultado foi obtido para o disco, aumentando em até 75%.
2015	Li Li et al.	Experimental	Estudou o processo de transferência de calor, utilizando como promotores de turbulência winglets retangulares e triangulares com pequenos furos ao longo das placas para geração de vórtices longitudinais. Como resultado os autores chegaram a conclusão que em todos testes realizados os winglets retangulares tiveram desempenho superior do que as triangulares.
2015	Liu et al.	Numérico	Depressões cilíndricas em um canal quadrado foram estudadas, com o intuito de determinar a transferência de calor e a queda de pressão para as diferentes configurações. Os pesquisadores chegaram a conclusão que a melhor configuração testada foi a que apresentava uma transição mais suave, pois esta apresentou um maior aumento na taxa de transferência calor e uma menor queda de pressão, uma vez que uma transição suave evita o deslocamento e regiões de recirculação, que consomem energia do escoamento.

Tabela 1.2: Principais revisões bibliográficas resumidas para o tema 2

Ano	Autor	Tipo	Conclusão
2002	Wen et al.	Experimental	Estudos utilizando um cilindro com diferentes ângulos de ataque e ângulo de inclinação como promotor de turbulência. Tinham como objetivo principal conseguir adaptar a equação já conhecida que relaciona número de Nusselt com o número de Prandtl com a variação do ângulo de ataque. Os autores conseguiram encontrar valores que se encaixavam na equação existente com uma faixa de erro de 4%.
2003	Tanaka	Numérico	Estudou como promotores de turbulência placas retangulares, antes de uma placa aquecida. Foi medido o coeficiente de transferência de calor, número de Nusselt e a queda de pressão. A configuração encontrada que melhor relacionava o número de Nusselt com a queda de pressão, foi para a configuração que tinha um ângulo de ataque de 45° em relação ao escoamento, com uma inclinação de 60° entre a superfície do gerador de vorticidade e a superfície do trocador de calor.
2010	Terekhov et al.	Experimental	O intuito do trabalho era de analisar como a variação dos ângulos de ataque em um cubo, influenciava as taxas de transferência de calor local e geral, de acordo com as faces do cubo. O cubo inclinado a partir de 45° passa a ter uma generalização da relação entre o número de Reynolds em função da taxa transferência de calor.
2012	Wu e Tao	Experimental e Numérico	Desenvolveram um trabalho da influência do ângulo de ataque do fluxo de ar incidente sobre fontes de calor. Utilizaram como promotores de turbulência winglets indutores de vórtices longitudinais. Concluíram que o número de Nusselt que obteve melhor desempenho foi para o winglet com 60° de ângulo de ataque e que as simulações desenvolvidas poderiam ser validadas, pois encontrou uma diferença de apenas 10%.

Tabela 1.3: Principais revisões bibliográficas resumidas para o tema 3

Ano	Autor	Tipo	Conclusão
1969	Vliet	Experimental	Estudou a convecção natural em superfícies inclinadas com fluxo térmico constante usando água e ar. Os testes foram realizados para vários ângulos, abordando os regimes: laminar, de transição e turbulento. Em todos os regimes foi possível estabelecer uma correlação com a teoria de placas verticais a partir dos resultados obtidos.
1989	Afrid e Zebib,	Numérico	Investigaram o resfriamento em componentes eletrônicos através da convecção natural montados sob uma placa vertical. Observou-se que para o caso de um único componente aquecido, a elevação de temperatura varia linearmente com a geração de calor, no caso de vários componentes aquecidos montados sobre a mesma placa vertical, o aumento do espaçamento entre os componentes e de suas espessuras diminui o aumento de temperatura do sistema.
1993	Choi e Ortega	Numérico	Foi estudado um escoamento laminar sobre uma fonte de calor sujeito a uma convecção natural em um canal inclinado. Foi investigado os efeitos dos fluxos de calor gerado na placa inclinada. Mostraram forte dependência do número de Nusselt e conseqüentemente da transferência de calor sobre a inclinação da fonte de calor, tanto em convecção natural quanto para convecção mista.
1998	Young e Vafai	Numérico	Investigaram o arrefecimento por convecção forçada em um escoamento interno em um canal com um obstáculo aquecido. Foi possível observar que escolhas específicas de tamanho do obstáculo, formato e condutividade térmica podem produzir efeitos significantes no padrão de escoamento resultante e que é possível estabelecer também uma correlação entre o número de Nusselt médio do obstáculo como função das variáveis paramétricas

2008	Reymond et al.	Experimental	Foi feita análise da transferência de calor por convecção natural utilizando dois cilindros a serem resfriados por água. Chegaram que com o emparelhamento dos cilindros, o cilindro inferior não é afetado pelo cilindro superior e o cilindro superior não é afetado pelo inferior quando o mesmo não é aquecido e que quando os dois cilindros são aquecidos, verificou-se que uma pluma que se eleva do cilindro inferior interage com o cilindro superior.
2011	Boutina e Bessaih	Numérico	Foi realizado simulações de convecção sobre um regime laminar associada ao resfriamento de duas fontes idênticas na geração de calor, representando componentes eletrônicos, montadas em um canal inclinado. Observou-se que a taxa de transferência de calor máxima obtida foi para o canal inclinado a 45° com o plano horizontal, e que o aumento do número de Reynolds e da distância entre as fontes de calor aumenta a capacidade de resfriamento do sistema.
2012	Grafstronningen e Jensen	Experimental	Investigaram a convecção natural que ocorria em dois cilindros de 54mm de diâmetro igualmente aquecidos dispostos verticalmente. Foi possível determinar as distâncias ótimas para cada número de Rayleigh que maximizaram os números de Nusselt globais do cilindro superior.
2015	Kitamura et al.	Experimental	O processo de convecção natural que ocorre em esferas de diferentes diâmetros aquecidas em ar e água foram estudadas. Os números médios de Nusselt das esferas foram medidos e correlacionados com os números de Rayleigh. Os resultados mostraram que os números de Nusselt coincidem muito bem com números de Rayleigh.

Capítulo 2

OBJETIVOS

Sabe-se que diferentes mecanismos e processos são capazes de interferirem no processo de transferência de calor. Visando investigar o aumento da taxa de transferência de calor, foi desenvolvido um trabalho sobre resfriamento em componentes eletrônicos em busca da melhor configuração para cada um dos três processos investigados.

Os trabalhos desenvolvidos para o resfriamento de um componente eletrônico foram através dos processos de convecção forçada interna, convecção forçada externa e convecção natural. Os objetivos de cada tema específico serão apresentados a seguir.

2.1 Objetivo Tema 1

O presente trabalho tem como um dos objetivos a verificação experimental da possibilidade de aumento das taxas de troca de calor devido à adição de dispositivos geométricos que visem maximizar as taxas locais de turbulência. Para essas análises serão desenvolvidos alguns sistemas de equações que regem o problema, partindo da equação da energia até chegar à equação que rege o campo de temperatura do escoamento. Depois será feita a análise da obtenção do número de Nusselt e do coeficiente de transferência de calor. E para finalizar uma análise de escala que envolve o número de Nusselt com os números de Prandtl, Reynolds, a dimensão característica do canal, a difusividade e a energia cinética de turbulência que pode contribuir de forma significativa na transferência de calor, pois este escala com o número de Nusselt interferindo de forma direta no processo de resfriamento. Portanto para análise do resfriamento da célula Peltier é preciso analisar a distribuição de temperatura ao longo da região espacial da célula para descobrir como o campo de temperatura se comporta nela toda. Para análise do número de Nusselt e coeficiente de transferência de calor é preciso coletar a diferença da temperatura da parede da célula e de saída do escoamento (ΔT), tensão e corrente no momento do experimento e os dados geométricos da célula. O objetivo do tema 1 é então analisar de forma experimental as variáveis que participam do

processo de resfriamento de um componente eletrônico por convecção forçada interna e encontrar a melhor configuração da régua e melhor velocidade para maior taxa de transferência de calor.

2.2 Objetivo Tema 2

O objetivo do tema 2 consiste em analisar experimentalmente a possibilidade de aumento das taxas de troca de calor devido à variação do ângulo de ataque da célula Peltier para uma convecção forçada externa. Para isso serão analisados de forma análoga ao tema 1 as equações que regem o problema, o coeficiente de transferência de calor e o número de Nusselt para obtenção da melhor configuração e melhor velocidade que aumentam a taxa de troca de calor da célula Peltier.

2.3 Objetivo Tema 3

O terceiro tema explorado neste trabalho tem como objetivo um estudo experimental acerca do efeito da angulação de uma parede plana nas taxas de troca de calor, trocadas entre parede sólida e fluido ambiente por estratificação térmica de massa específica no contexto de convecção natural que será explicado através de uma análise da equação da vorticidade. Para isso será preciso de uma análise de escala do processo para poder explicar os fenômenos ocorridos nos experimentos. Para explicar esses fenômenos partiremos da análise da equação da energia na camada limite, depois para equação do momento através da adoção da hipótese de Boussinesq para um problema de um escoamento estratificado reconhecendo as parcelas referentes de cada termo da equação, e por último uma análise de escala que envolve o número de Nusselt e o número de Rayleigh. Para obtenção do coeficiente de transferência de calor e dos números de Nusselt e Rayleigh para análise do processo de resfriamento na célula Peltier será preciso coletar a diferença de temperatura da célula e a temperatura ambiente em cada configuração e cada potência fornecida no momento do experimento, junto com os dados geométricos da célula.

Capítulo 3

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Flutuações turbulentas e troca de calor: argumentações de escala (Temas 1 e 2)

Para o estudo da turbulência umas das características de grande importância é a sua aleatoriedade e a sua difusividade, ambas responsáveis pelo transporte de quantidade de movimento, massa e calor. Como neste trabalho buscamos um aumento da transferência de calor por convecção que promova um maior resfriamento, o que mais vai nos interessar será o transporte de calor associados a efeitos turbulentos. Para explicar que o transporte de calor gerado pela turbulência levará a um aumento da transferência de calor, partiremos da equação da energia que será apresentada abaixo:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \Phi, \quad (3.1)$$

em que ρ denota a massa específica do fluido, C_p é o calor específico do fluido a pressão constante (propriedade termodinâmica do fluido em consideração), t representa o tempo, T denota o campo Euleriano de temperatura do escoamento, função do espaço e do tempo, u, v e w representam as componentes escalares do campo de velocidade nas direções espaciais x, y e z respectivamente e k é a condutividade térmica do fluido. Para fins de análise de escala, não será considerado nesse trabalho os efeitos de produção de energia interna por dissipação viscosa (Φ) devido a baixa viscosidade do fluido base e aos gradientes moderados de velocidade observados nos experimentos, que se refletem em perdas de pressão local por atrito fluido-parede muito baixas

Para se estudar o comportamento de um fluxo de uma maneira mais simples e conseguir chegar ao campo de temperatura turbulento é preciso conhecer as leis de conservação para o fluxo através do método das equações médias e para isso é preciso compreender a física e os mecanismos que ocorre no regime turbulento. O responsável por desenvolver esse método foi Osborne

Reynolds através de dois trabalhos um em 1883 e outro em 1884, onde Reynolds conseguiu evidenciar experimentalmente a transição à turbulência e estabelecer propostas efetivas de como tratar matematicamente os escoamentos turbulentos [75]-[76]. Reynolds conseguiu comprovar que um escoamento turbulento apresenta flutuações temporais e espaciais das propriedades a ele associadas. Matematicamente Reynolds conseguiu propor que as variáveis dependentes do escoamento fossem decompostas em parte média e parte flutuante. Esse método acabou sendo bem evidenciado por livros textos clássicos como por exemplo Adrian Bejan [77]. Para se chegar ao campo de temperatura é preciso aplicar a decomposição de Reynolds à equação da energia, e para isso é preciso conhecer as seguintes relações.

$$\begin{aligned} u &= \bar{u} + u' \\ v &= \bar{v} + v' \\ w &= \bar{w} + w' \\ T &= \bar{T} + T' \end{aligned} \quad (3.2)$$

as variáveis com uma linha em cima representam as médias temporais das variáveis primitivas e variam só no espaço, enquanto as variáveis com ' representam as flutuações temporais e m torno da média.

Essas relações nos dizem que as variáveis são decompostas em suas partes médias obtidas por tempo médio durante um período suficientemente longo mais as suas flutuações turbulentas. Essas variáveis representam as velocidades e o campo de temperatura em três dimensões. Para o cálculo dos valores médios, tem-se:

$$\bar{u} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} u \, dt \quad (3.3)$$

Considera-se aqui que esse tempo τ é suficientemente grande de tal sorte que o número de observações no tempo seja estatisticamente representativo. Assume-se também que o processo aqui considerado é randômico e estatisticamente estacionário, de modo que se um número N de observações no tempo é feito em uma única realização, essa média temporal converge para o mesmo valor de uma média de realização com N amostras em um único tempo arbitrário pertencente a esse processo. Em outras palavras, considera-se aqui a hipótese de que as flutuações turbulentas respeitam o princípio da ergodicidade [78], e por definição a variação das componentes médias ao longo do tempo vai para zero, portanto tenha-se:

$$\int_0^{\tau} u' \, dt = 0 \quad (3.4)$$

As definições 3.3 e 3.4 são a base de um tipo especial de álgebra, que surge do processo de substituição da parte média mais a parte flutuante da decomposição das equações 3.2. As

componentes médias e flutuantes seguem as seguintes propriedades estatísticas:

$$\overline{u + v} = \bar{u} + \bar{v} \quad (3.5)$$

$$\overline{\bar{u} + u'} = \bar{u} \quad (3.6)$$

$$\overline{uv} = \bar{u}\bar{v} + \overline{u'v'} \quad (3.7)$$

$$\overline{u^2} = \bar{u}^2 + \overline{u'^2} \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} = \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} = 0 \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = 0 \quad (3.11)$$

Nota-se que apesar das propriedades estatísticas da decomposição de Reynolds definirem que os valores médios das variáveis de interesse não variam no tempo, muitas pesquisas baseadas em uma abordagem RANS (Reynolds Average Navier-Stokes) adotam um pseudo-transiente, no qual consideram o termo $\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} \neq 0$, para que a solução de determinada simulação evolua a partir de uma condição inicial arbitrária e atinja um regime permanente para as variáveis médias. Podemos ainda reescrever a equação da energia na forma conservativa como:

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} \right] = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (3.12)$$

Para o desenvolvimento das equações médias aplica-se a média na equação 3.12, com decomposição de Reynolds apenas nos termos das velocidades e no campo de temperatura apresentados na equação 3.2.

$$\rho C_p \overline{\left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} \right]} = k \overline{\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right]} \quad (3.13)$$

A partir de agora começamos a aplicar as propriedades dados pelas equações 3.5 a 3.11.

Primeiramente aplica-se o teorema da equação 3.5 nos dois lados da equação 3.13.

$$\rho C_p \left[\frac{\partial \overline{T}}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{uT})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{vT})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{wT})}{\partial z} \right] = k \left[\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial z^2} \right] \quad (3.14)$$

Agora aplica-se em todos os termos do lado direito entre colchetes o teorema apresentado na equação 3.9 e em seguida o da equação 3.10. Para o primeiro termo do lado esquerdo aplica-se também o teorema da equação 3.11, contudo chega-se:

$$\rho C_p \left[\frac{\partial(\overline{uT})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{vT})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{wT})}{\partial z} \right] = k \left[\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial z^2} \right] \quad (3.15)$$

em seguida utiliza-se o teorema da equação 3.7 para os novos três termos do lado esquerdo entre colchetes.

$$\rho C_p \left[\frac{\partial(\overline{uT})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{vT})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{wT})}{\partial z} + \frac{\partial(\overline{u'T'})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{v'T'})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{w'T'})}{\partial z} \right] = k \left[\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial z^2} \right] \quad (3.16)$$

Pegando agora a equação 3.16 e manipulando algebricamente tem-se:

$$\overline{u} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x} + \overline{v} \frac{\partial \overline{T}}{\partial y} + \overline{w} \frac{\partial \overline{T}}{\partial z} = \frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial}{\partial y} \left[k \left(\frac{\partial \overline{T}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{T}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{T}}{\partial z} \right) - \rho C_p (\overline{u'T'} + \overline{v'T'} + \overline{w'T'}) \right] \quad (3.17)$$

Sabe-se que o escoamento real é tridimensional, mas para fins de análise de escala consideraremos a aproximação de camada limite, de modo que:

$$\overline{u} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x} + \overline{v} \frac{\partial \overline{T}}{\partial y} = \frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial \overline{T}}{\partial y} - \rho C_p \overline{v'T'} \right) \quad (3.18)$$

Portanto chegamos à equação 3.18 que é a equação que rege o campo de temperatura do escoamento, onde o último termo do lado direito entre parênteses está relacionado às flutuações de velocidade e temperatura do regime turbulento, e é um termo desconhecido que também é chamado de incógnita suplementar. Sabe-se também que os dois termos entre parênteses tem a mesma dimensão e que representam um fluxo de calor porque o primeiro termo é a Lei de Fourier, dada por:

$$q'' = -k \frac{\partial T}{\partial y} = -\rho C_p \alpha \frac{\partial T}{\partial y} \quad (3.19)$$

onde α é a difusividade térmica.

A modelagem da viscosidade turbulenta, por exemplo, se baseia em uma equação constitutiva para um fluido Newtoniano inspirada na Lei da Viscosidade de Newton. De forma análoga ao tensor de Reynolds pela hipótese de Boussinesq é possível modelar um fluxo turbulento de calor. Portanto o fluxo turbulento de calor será modelado com uma equação constitutiva baseada na

Lei da Condução de Calor de Fourier por meio de uma difusividade térmica turbulenta. As duas equações a seguir representam essas modelagens.

$$-\overline{\rho u'v'} = \mu_T \frac{\partial \bar{u}}{y} \quad (3.20)$$

$$-\rho C_p \overline{v'T'} = \rho C_p \alpha_T \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \quad (3.21)$$

os termos $-\overline{\rho u'v'}$ e $-\rho C_p \overline{v'T'}$ representam a tensão de cisalhamento e o fluxo de calor respectivamente, o μ_T representa a viscosidade dinâmica. Desta forma, substituindo a equação 3.21 na equação 3.18, chega-se:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha + \alpha_T \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) \quad (3.22)$$

Partindo agora para a análise do número de Nusselt pela fenomenologia da física explorada nesse trabalho, podemos dividi-lo em duas parcelas de forma que o Nusselt laminar e turbulento podem ser representados como:

$$Nu = Nu_L + Nu_T \quad (3.23)$$

$$Nu_L = \frac{h_L L}{k} \quad (3.24)$$

$$Nu_T = \frac{h_T L}{k} \quad (3.25)$$

onde L representa a dimensão característica do canal do escoamento e os termos h_L e h_T representam os coeficientes de transferência de calor por convecção laminar e turbulento respectivamente e que podem ser representados por:

$$h_L = \frac{q''_L}{\Delta T} \quad (3.26)$$

$$h_T = \frac{q''_T}{\Delta T} \quad (3.27)$$

onde ΔT representa a variação da temperatura da placa T_w menos a temperatura no infinito T_∞ (temperatura ambiente). Portanto substituindo as equações 3.26 e 3.27 na equação 3.19 encontram-se os fluxos de calor laminar e turbulento.

$$q''_L = \alpha \rho C_p \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \quad (3.28)$$

$$q''_T = \alpha_T \rho C_p \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \quad (3.29)$$

Ainda para análise de escala, substitui as equações 3.28 e 3.29 nas equações 3.24 e 3.25 respectivamente e encontra-se os novos valores do Nusselt laminar e turbulento.

$$Nu_L = \frac{\alpha \rho C_p}{\Delta T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \frac{L}{k} \quad (3.30)$$

$$Nu_T = \frac{\alpha_T \rho C_p}{\Delta T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \frac{L}{k} \quad (3.31)$$

Sabe-se ainda que a escala de $\partial \bar{T}$ é \bar{T} e que usando a escala do eixo y como sendo a espessura da camada limite térmica laminar δ_t para estimativa da ordem de magnitude da parcela laminar referente ao número de Nusselt Nu_L , e utiliza-se o comprimento ℓ , esse comprimento ℓ representa uma escala típica na qual os vórtices turbulentos dissipam calor por flutuações macroscópicas de velocidade oriundas da não linearidade do escoamento. Portanto a análise de escala para o Nusselt laminar e turbulento são:

$$Nu_L \sim \frac{\alpha \rho C_p L}{\delta_T k} \quad (3.32)$$

$$Nu_T \sim \frac{\alpha_T \rho C_p L}{k \ell} \quad (3.33)$$

onde δ_T representa a camada limite turbulenta.

Portanto o número de Nusselt total pode ser encontrado pela soma dos Nusselt laminar mais o turbulento, logo o Nusselt total é dado por:

$$Nu \sim \frac{L}{\delta_T} + \frac{\alpha_T}{\alpha} \frac{L}{\ell} \quad (3.34)$$

Para completar a análise de escala ainda é preciso que se modele a difusividade turbulenta e para isso será utilizado do trabalho de Jones e Launder [79] a definição do número de Prandtl turbulento.

$$Pr_T = \frac{v_T}{\alpha_T} \quad (3.35)$$

onde v_T é a viscosidade turbulenta que ainda deve ser modelada.

Substituindo a equação 3.35 em 3.34 temos:

$$Nu \sim \frac{L}{\delta_T} + \frac{v_T}{Pr_T \alpha} \frac{L}{\ell} \quad (3.36)$$

Da análise de escala clássica para a camada limite térmica laminar considerando $Pr \cong 1$, temos:

$$\frac{\delta_t}{L} \sim Re^{\frac{1}{2}} \quad (3.37)$$

onde Re é o números de Reynolds.

Substituindo a análise de escala da equação 3.37 na equação 3.36 chega-se:

$$Nu \sim Re^{\frac{1}{2}} + \frac{v_T}{Pr_T \alpha} \frac{L}{l} \quad (3.38)$$

Já para a viscosidade turbulenta será utilizado ainda o trabalho de Jones e Launder [79], que utiliza o modelo $k - \epsilon$ um dos modelos mais conhecidos e utilizados para esse tipo trabalho, onde a proposta inicial é dada por:

$$v_T = \frac{C_\mu k^2}{\epsilon} \quad (3.39)$$

onde C_μ representa uma constante de calibração do modelo, ϵ é a dissipação da energia cinética de turbulência e k representa a energia cinética de turbulência que pode ser dada por:

$$k = \frac{u'^2 + v'^2 + w'^2}{2} \quad (3.40)$$

Continuando no trabalho de Jones e Launder [79] é possível chegar a seguinte análise de escala para a taxa de dissipação de energia cinética de turbulência:

$$\epsilon \sim \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (3.41)$$

Agora substituindo a equação encontrada 3.41 em 3.39 e em seguida o resultado dessa substituição for substituído na equação 3.38, temos:

$$Nu \sim Re^{\frac{1}{2}} + \frac{C_\mu k^2}{k^{\frac{3}{2}} Pr_T \alpha} L \quad (3.42)$$

Portanto como C_μ e Pr_T são valores conhecidos e o desenvolvimento dessas equações são para uma análise de escala, finalmente chega-se a uma escala para o número de Nusselt em um escoamento turbulento típico.

$$Nu \sim Re^{\frac{1}{2}} + \frac{k^{\frac{1}{2}} L}{\alpha} \quad (3.43)$$

Essa análise de escala mostra que o número de Nusselt faz escala com a energia cinética de turbulência elevado a meio, ou seja, o número de Nusselt pode aumentar graças a contribuição da energia cinética de turbulência quando aumenta.

Complementando a análise de escala desenvolvida aqui, considera-se agora uma escala típica para a energia cinética turbulenta como sendo $\kappa \sim v^2 Re^{-1/2}$, de acordo com a hipótese de Prandtl-Kolmogorov. Dessa forma o scaling proposto na equação 3.43 pode ser escrito como:

$$Nu \sim Re^{1/2} (1 + Re^{3/2}) \quad (3.44)$$

onde observa-se que o número de Nusselt escala apenas em função do número de Reynolds que é

dividida em uma parte de contribuição laminar mais uma turbulenta.

Um dos objetivos desse trabalho consiste na verificação experimental da possibilidade de aumento das taxas de troca de calor devido à adição de dispositivos geométricos que visem maximizar as taxas locais de turbulência. O escoamento utilizado para este fim será conduzido em um duto de seção quadrada. Apesar de sabermos de antemão dessa possibilidade, a não linearidade do fenômeno físico explorado exige constante incremento na base de dados disponível na literatura acerca da relação entre diferentes arranjos geométricos de promotores cilíndricos e sua efetividade na relação aumento de troca de calor/perda de carga.

3.2 Análise de escala para Convecção Natural(Tema 3)

O último tema explorado neste trabalho consiste em um estudo experimental acerca do efeito da angulação de uma parede plana nas taxas de troca de calor trocadas entre parede sólida e fluido ambiente no contexto de convecção natural. Nesse sentido documenta-se aqui o processo de análise de escala para este tipo de escoamento para fins de coerência e clareza textual. O scaling clássico obtido nessa seção é utilizado para fins de validação da bancada experimental montada ao longo do presente trabalho para desenvolvimento do estudo proposto. Em seguida um modelo esquemático para melhor compreensão da análise de escala.

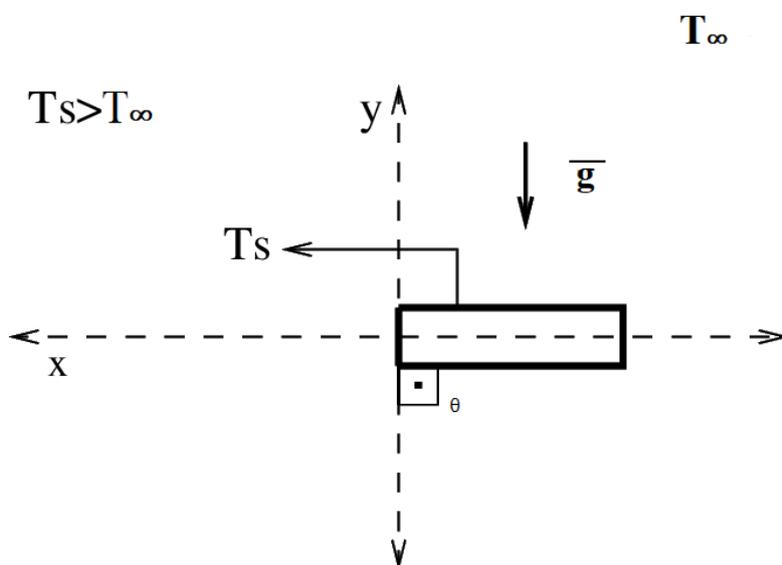


Figura 3.1: Modelo esquemático da célula Peltier

3.2.1 Análise de escala para temperatura especificada

Para estudo da análise de escala no contexto de convecção natural considere a conservação da massa, do momento, da energia na região da camada limite ($x \sim \delta_t, y \sim H$) onde se sente o efeito do aquecimento da parede e desprezando a viscosidade do fluido. No estado estacionário, o calor conduzido pela parede é convectado pelo fluido. A equação 3.45 expressa um equilíbrio entre convecção longitudinal e condução transversal da energia para a camada limite que pode ser representada como:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (3.45)$$

os dois primeiros termos representam a convecção e o terceiro termo a condução. Em termos de ordem de magnitude podemos propor:

$$u \frac{\Delta T}{\delta_t}, v \frac{\Delta T}{H} \sim \alpha \frac{\Delta T}{\delta_t^2} \quad (3.46)$$

onde $\Delta T = T_0 - T_\infty$ é a escala da variável $T - T_\infty$. Para conservação da massa na mesma camada, isto é,

$$\frac{u}{\delta_t} \sim \frac{v}{H} \quad (3.47)$$

Os dois termos da convecção na equação 3.46 são de ordem $(v\Delta T)/H$. Portanto, o balanço energético envolve duas escalas,

$$v \frac{\Delta T}{H} \sim \alpha \frac{\Delta T}{\delta_t^2} \quad (3.48)$$

ainda dessa relação produz

$$v \sim \frac{\alpha H}{\delta_t^2} \quad (3.49)$$

onde a espessura térmica δ_t ainda é desconhecida.

Agora para a mesma região a equação da quantidade de momento pode ser representada através da adoção da hipótese de Boussinesq para o problema de um escoamento estratificado, como:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + g\beta(T - T_\infty) \quad (3.50)$$

onde g é a gravidade, β é o coeficiente de transferência térmica e T_∞ é a temperatura no infinito. Da equação do momento reconhecemos as parcelas referentes à inércia, atrito e flutuabilidade respectivamente como:

$$u \frac{v}{\delta_t} - \text{Inércia}$$

$$v \frac{v}{H} - \text{Inércia} \quad (3.51)$$

$$\frac{\nu v}{\delta_T^2} - \text{Atrito(fricção)}$$

$$g\beta\Delta T - \text{Flutuabilidade(empuxo)}$$

A escala da equação 3.47 da conservação da massa indica que os dois termos de inércia são da ordem v^2/H . Resta determinar em que condições a física do problema é governada por um balanço entre inércia e fluabilidade ou atrito e fluabilidade. A força de flutuação não é desprezível, porque sem ele não haveria escoamento. Dividindo a expressão 3.51 através da escala de fluabilidade $g\beta\Delta$ usando a equação 3.49 para eliminar a escala de velocidade vertical v , obtêm-se

$$\left(\frac{H}{\delta_T}\right)^4 Ra_H^{-1} Pr^{-1} - \text{Inércia}$$

$$\left(\frac{H}{\delta_T}\right)^4 Ra_H^{-1} - \text{Atrito} \quad (3.52)$$

$$1 - \text{Flutuabilidade}$$

onde o número de Rayleigh é definido como

$$Ra_H = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\alpha\nu} \quad (3.53)$$

Os termos da equação 3.52 mostra que a competição entre inércia e o atrito é decidida por uma propriedade do fluido, o número de Prandt: Os fluidos de alto Pr formam δ_T camada controlada pelo balanço de fricção-flutuação, enquanto os fluidos de baixo Pr formam uma δ_T camada com fluabilidade equilibrada pela inércia. Esses duas possibilidades serão analisados.

Para altos valores de Pr , ou seja $Pr \gg 1$ o balanço de fricção-flutuação da equação 3.52 produz

$$\delta_T \sim H Ra_H^{-1/4} \quad (3.54)$$

e usando a equação 3.49,

$$v \sim \frac{\alpha}{H} Ra_H^{1/2} \quad (3.55)$$

uma vez que o coeficiente de transferência de calor escala como k/δ_T , e a escala do número de Nusselt é

$$Nu = \frac{hH}{k} \sim Ra_H^{1/4} \quad (3.56)$$

3.2.2 Análise de escala para Fluxo de Calor Constante

Do ponto de vista prático, no entanto, um modelo de parede é a condição uniforme de fluxo de calor $q'' = Constante$. Em muitas aplicações, o efeito de aquecimento da parede é o resultado do aquecimento da radiação do outro lado ou, como no caso de componentes eletrônicos, o resultado do aquecimento resistivo. A condição de fluxo de calor constante aplica-se ao aquecimento de radiação nuclear, e apenas sob condições especiais para aquecimento de radiação térmica (em geral, na transferência de calor de radiação térmica, o fluxo de calor da parede depende da temperatura da parede). O problema de transferência de calor em tais casos consiste em prever a diferença de temperatura ambiente da parede $T_0(y) - T_\infty$ quando o fluxo de calor uniforme q'' é dado. A análise de escala, Independentemente de como q'' , ΔT e δ_T variam com a altura y , a definição de fluxo de calor na parede requer que

$$q'' \sim k \frac{\Delta T}{\delta_T} \quad (3.57)$$

Para o fluido com $Pr \gg 1$, temos que

$$\delta_T \sim H Ra_H^{-1/4} \quad (3.58)$$

Reconhecendo que no presente problema ΔT não é dado e sim o q'' , usamos a eq. 3.57 para eliminar ΔT e resolver para δ_T

$$\delta_T \sim H Ra_{*H}^{-1/5} \quad (3.59)$$

onde Ra_* é um número de Rayleigh baseado no fluxo de calor q''

$$Ra_{*H} = \frac{g\beta H^4 q''}{\alpha \nu k} \quad (3.60)$$

Da eq. 3.57, a escala correspondente ($Pr \gg 1$) de diferença da temperatura ambiente-parede é

$$\Delta T \sim \frac{q''}{k} H Ra_{*H}^{-1/5} \quad (3.61)$$

Observe que ambos δ_T e ΔT são proporcionais a $H^{1/5}$. Porque as quantidades médias de H são proporcionais a $H^{1/5}$, os valores locais de δ_T e ΔT são proporcionais para $y^{1/5}$. O número local de Nusselt para uma parede de fluxo de calor constante é definido como

$$Nu = \frac{q''}{T_0(y) - T_\infty} \frac{y}{k} \quad (3.62)$$

Portanto, no intervalo $Pr \simeq 1$ (ar), o número de Nusselt deve escalar como

$$Nu \sim \frac{H}{\delta_T} \sim Ra_{*H}^{1/5} \quad (3.63)$$

O *scaling* clássico obtido para a estimativa da dependência funcional do número de Nusselt com o número de Rayleigh em um problema de convecção livre externa para um fluxo de calor constante será utilizado posteriormente para fins de validação da bancada experimental montada no estudo do tema 3 desse trabalho.

3.3 Equação da Vorticidade para análise do Tema 3

Um dos objetivos desse trabalho consiste na investigação experimental dos efeitos de inclinação de uma parede aquecida nas taxas de troca de calor trocadas entre a superfície sólida e o fluido ambiente por estratificação térmica de massa específica. Para esse fim, desenvolvemos aqui uma análise qualitativa do efeito da inclinação da placa na produção de vorticidade induzida por efeitos de estratificação de massa específica em fluidos não-barotrópicos. Esse *scaling* consiste apenas em uma argumentação física-fenomenológica utilizada para justificar a dependência funcional entre as taxas de troca de calor e a inclinação da parede aquecida. Essa conexão é explorada no Tema 3 do presente trabalho.

Para análise da equação da vorticidade considere o modelo esquemático a seguir.

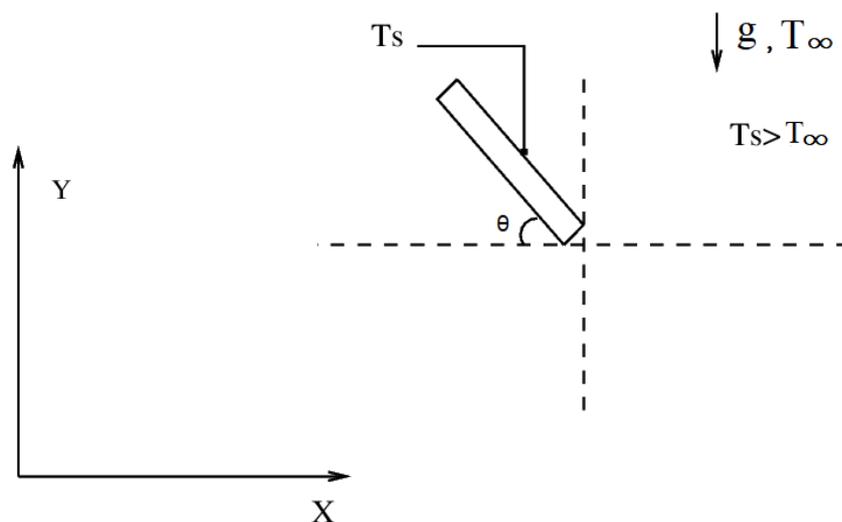


Figura 3.2: Modelo esquemático de uma placa aquecida alterando o ângulo de ataque para análise da equação da vorticidade

Tendo como modelo o esquemático acima a equação da da vorticidade para um fluido não barotrópico pode ser escrita como:

$$\frac{D\xi}{Dt} = \xi \cdot \nabla u - \frac{1}{\rho^2} \nabla \rho \times \nabla p + \nu \nabla^2 \xi \quad (3.64)$$

Fazendo uma primeira aproximação bidimensional na equação 3.64, temos:

$$\frac{D\xi}{Dt} = \rho^{-2} \nabla p \times \nabla \rho + \nu \nabla^2 \xi \quad (3.65)$$

Agora negligenciando os efeitos viscosos para que se possa concentrar apenas nos efeitos de geração de vorticidade, temos:

$$\frac{D\xi}{Dt} = \rho^{-2} \nabla p \times \nabla \rho \quad (3.66)$$

Considerando que os gradientes de temperatura induzem mudanças muito mais significativas no campo de massa específica do que no campo de pressão, de modo que p é um campo determinado pela lei fundamental da hidrostática, o que é compatível com um escoamento em baixo números de Reynolds e livre (não confinado), de modo que:

$$p = p_0 + \rho g z \quad (3.67)$$

$$\nabla p = g \nabla(\rho z) = g[z \nabla \rho + \rho \nabla z] \quad (3.68)$$

$$\nabla p = g z \nabla \rho + \rho g \nabla z = g z \nabla \rho + \rho g \hat{e}_z \quad (3.69)$$

Dessa forma temos:

$$\nabla p \times \nabla \rho = g[z \nabla \rho \times \nabla \rho + \rho \hat{e}_z \times \nabla \rho] = \rho g(\hat{e}_z \times \nabla \rho) \quad (3.70)$$

e

$$\frac{D\xi}{Dt} = \frac{1}{\rho} g(\hat{e}_z \times \nabla \rho) \quad (3.71)$$

como $\bar{g} = -g \hat{e}_z$, podemos escrever a equação da vorticidade como:

$$\frac{D\xi}{Dt} = \rho^{-1} \nabla \rho \times \bar{g} \quad (3.72)$$

Interpretando a equação da vorticidade através de uma análise de escala temos:

$$\Delta \xi \sim \frac{t_g}{\rho} (\nabla \rho \times \bar{g})$$

em que t_g denota uma escala de tempo típica de geração de vórtices por efeitos de estratificação térmica, nesse sentido podemos escrever

$$t_g \sim (\nabla \rho \times \bar{g})^{-1}$$

ou seja, se o sentido dos gradientes de temperatura é paralelo á direção da gravidade, o tempo

necessário para geração de vórtices, que poderiam dissipar calor, devido exclusivamente á esse mecanismo seria infinito, o que implicaria em menores taxas de troca. Considerando também que o gradiente de ρ é paralelo ao gradiente de temperatura, temos como expressar essa relação em termos do ângulo θ .

Capítulo 4

TEMA 1

4.1 Setup Experimental

O processo de resfriamento de componentes eletrônicos por convecção forçada interna utilizando promotores de turbulência, utilizados nesse trabalho é representado pelo esquema da fig.4.1.

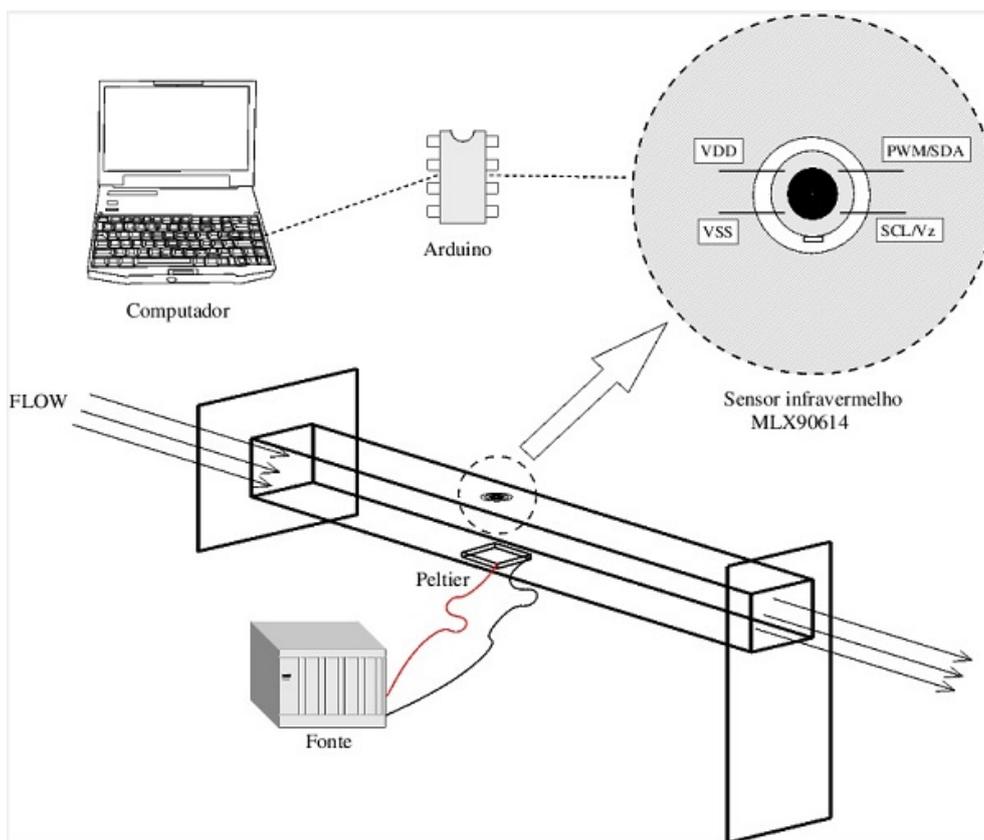


Figura 4.1: Esquema do processo de resfriamento de um componente eletrônico por convecção forçada interna

Para a realização dos experimentos do resfriamento de um componente eletrônico através de um processo de convecção forçada interna, foram confeccionadas uma bancada e sete réguas, réguas essas feitas de acrílico que sustenta os promotores de turbulência, encaixada na seção de testes. Para confecção da bancada foi fabricado um canal quadrado de seção 4 cm x 4 cm, comprimento 1 m, uma base de 1 m de altura para evitar esforços de momento no canal em acrílico. O canal projetado possui encaixes para a célula incluindo furos para passagem de fios e para encaixe do sensor infravermelho (localizado exatamente acima da célula). Todos os desenhos técnicos para a confecção da bancada e das réguas se encontram nos Anexos dessa dissertação.

A bancada foi acoplada a um túnel de vento já pertencente ao Laboratório de Ensino de Mecânica dos Fluidos do Grupo Vortex – Mecânica dos Fluidos de Escoamentos Complexos. O motor responsável pelo funcionamento do túnel de vento utilizado é controlado por um inversor de fase Siemens Micro Master. A bancada montada junto com o túnel de vento é ilustrada pela fig.4.2

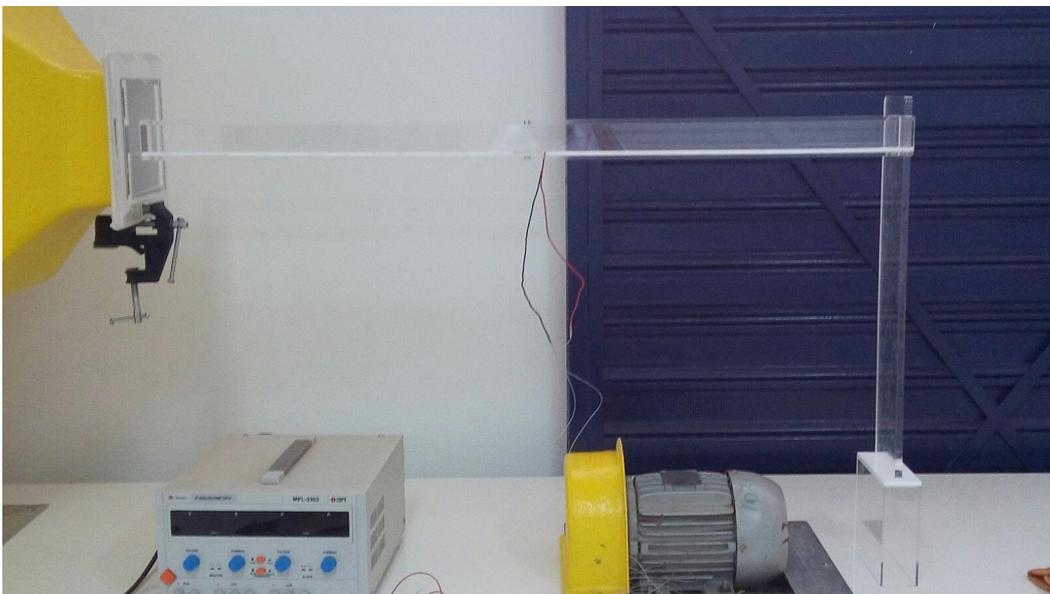


Figura 4.2: Foto da bancada já acoplada ao túnel de vento

4.2 Descrição detalhada de cada componente da bancada

O componente eletrônico utilizado como fonte de calor para os testes foi uma célula Peltier, modelo TEC-12706 de 40mm de comprimento, 40mm de largura e 5mm de altura. também conhecida como pastilha termoelétrica, é uma pequena unidade que utiliza tecnologia de matéria condensada para operar como uma bomba de calor e essa sua operação é baseada no “Efeito Peltier”. Quando uma corrente é aplicada, o calor move de um lado ao outro e quando aplica-se uma tensão em um circuito fechado há um gradiente de temperatura na junção. A célula Peltier é ilustrada pela fig.4.3.



Figura 4.3: Célula Peltier como fonte de calor

Com uma câmera térmica para pode-se averiguar se o aquecimento da célula era uniforme. A imagem tirada da câmera da distribuição térmica da célula é apresentado na fig.4.4.



Figura 4.4: Distribuição térmica da célula

Foram realizados testes através do sensor LM 35 da distribuição de temperatura ao longo da região espacial da célula que foi dividida em 16 pontos como pode ser visto pela fig.4.5. Foram realizados 5 testes sobre cada ponto da célula e foram encontradas as médias de cada ponto, contudo foi possível plotar gráfico 4.6 da distribuição de temperatura dos 16 pontos quando atingem um regime permanente.

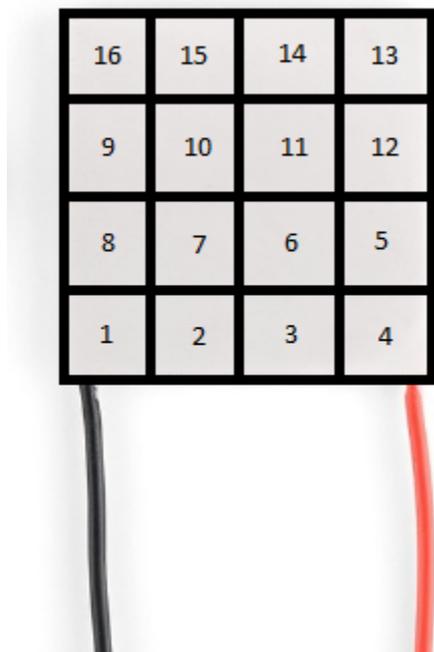


Figura 4.5: Distribuição dos pontos na superfície da célula Peltier

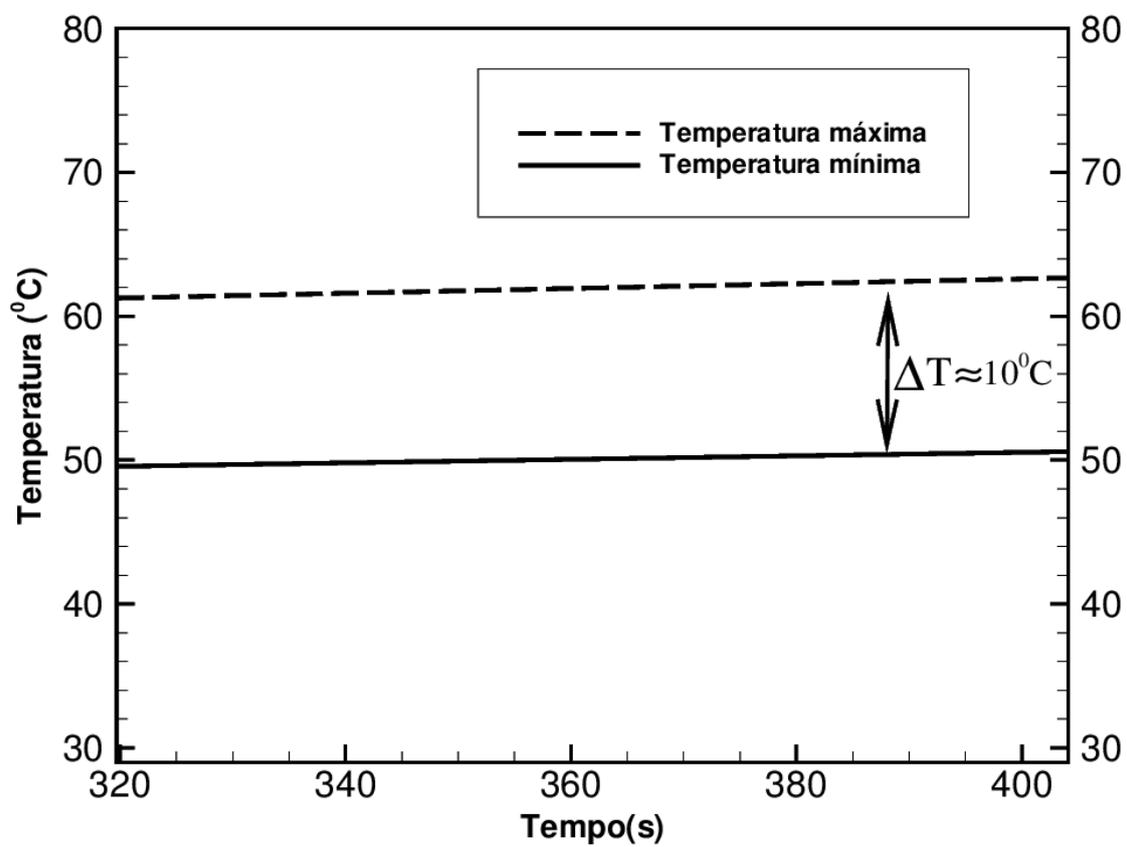


Figura 4.6: Distribuição da temperatura ao longo da célula

É possível observar que a distribuição de temperatura ao longo da célula é claramente não uni-

forme, com variações superiores a $10^{\circ}C$ ao longo desta para a condição de regime permanente de operação. Nesse sentido, os valores medidos para o número de Nusselt ao longo dos experimentos realizados nesse trabalho são valores médios, que consideram a temperatura média da célula para cada instante de tempo. É importante que se diga que nesse sentido, alguns detalhes da física do problema podem ser eventualmente perdidos ao longo desse processo de média. Justamente por isso, as discussões físicas acerca dos resultados obtidos nesse trabalho são de natureza especulativa, baseadas na qualidade dos dados que conseguiu-se medir. Para uma confirmação das especulações a respeito do comportamento físico dos fenômenos aqui observados, sugere-se em trabalhos futuros a realização de simulações numéricas precisas, capazes de capturar os detalhes aqui filtrados no processo de média estatística.

O sensor de temperatura do Tipo LM35 é um sensor de com uma precisão de $0,5^{\circ}C$ a $2,5^{\circ}C$ calibrados. A sua gama de medição é de $-55^{\circ}C$ a $150^{\circ}C$. A fig.4.7 representa o sensor. Já a câmera térmica do tipo Flir E5 utilizada verificar o comportamento da temperatura da célula é ilustrado pela fig.4.8.

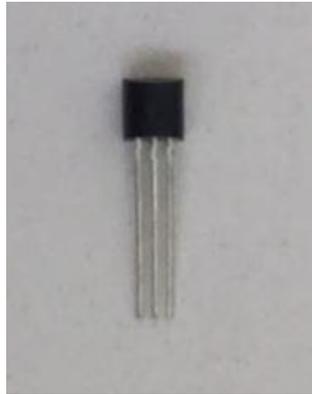


Figura 4.7: Sensor de temperatura - LM35



Figura 4.8: Câmera térmica

Para aquecimento da célula Peltier foi utilizada uma fonte de tensão do tipo MPL-3303, conforme Fig.4.9.



Figura 4.9: Fonte de Tensão

A temperatura da célula foi monitorada através de um sensor infravermelho do tipo MLX90614. O mesmo capta a temperatura da superfície mais próxima desde que o sensor esteja perpendicular ao objeto. Essa leitura da temperatura é realizada através de uma varredura feita pelo sensor de 90° a uma distância ideal de 30mm do objeto. Este sensor possui uma alta precisão ($0.5^\circ C$) e resolução (0.14 ou $0.02^\circ C$ dependendo da saída). Possui uma ampla faixa de leitura (temperatura ambiente -40 a $85^\circ C$ e para temperatura do objeto vai de -70 a $380^\circ C$). o sensor é ilustrado pela fig.4.10.



Figura 4.10: Sensor infravermelho MLX90614

A aquisição dos dados do sensor infravermelho foi realizada através de uma placa Arduino UNO que é um microcontrolador com uma plataforma de prototipagem eletrônica de hardware livre de placa única, com uma linguagem de programação padrão que é essencialmente a linguagem C ou C++ conforme fig.4.11. O Arduino foi conectado por jumpers no sensor MLX90614 e por cabo USB no computador para a transmissão de dados.

Os experimentos foram realizados na célula Peltier encaixada a sete configurações de régua

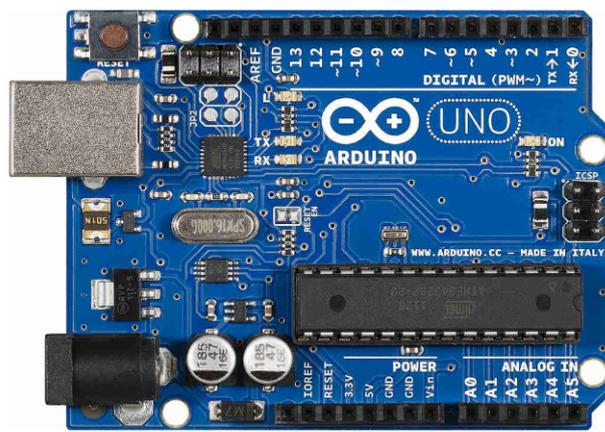


Figura 4.11: Arduíno

diferentes. Seis dessas régua apresentam uma configuração de promotor de turbulência, onde o promotor escolhido para os testes foi o cilindro devido a sua facilidade de fabricação e por ser um promotor amplamente já estudado para se ter como referência. As configurações em que os cilindros ficaram posicionados foram escolhidas com bases puramente geométricas, buscando estudar configurações não estudadas ainda e procurando fazer uma combinação de possíveis geometrias, que pudessem aumentar o coeficiente de transferência de calor por convecção de acordo com revisões de outros artigos. A outra régua é livre (sem promotor de turbulência) que foi de grande importância para se ter como base de referência em relação as outras régua. As configurações das régua podem ser vistas pela fig.4.12.

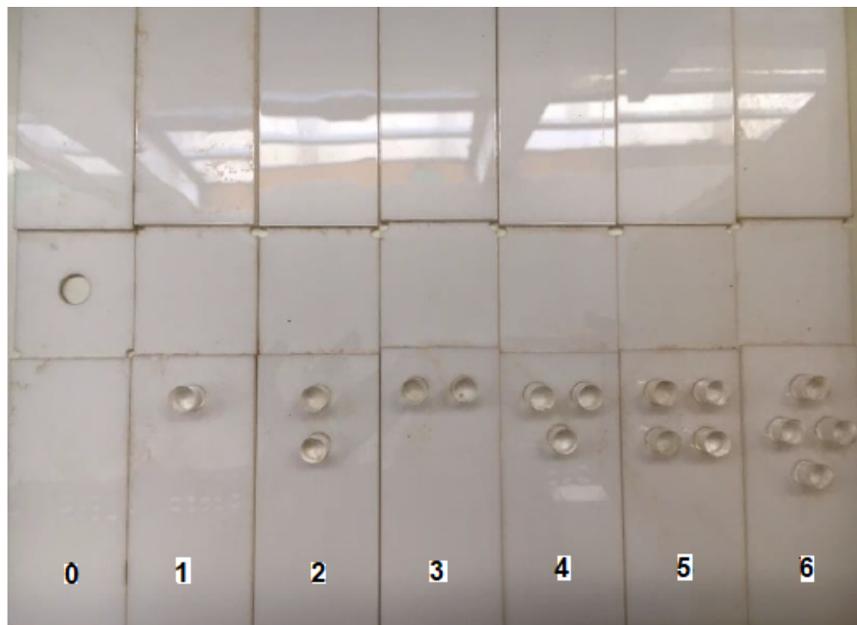


Figura 4.12: Configurações geométricas das 7 régua estudadas nessa parte do trabalho.

Os detalhes do encaixe da célula Peltier na bancada podem ser vistos pela fig.4.13.



Figura 4.13: Detalhe do encaixe da célula Peltier no canal

Ainda para coleta de dados do processo de resfriamento foi utilizado um anemômetro digital CR2032 ilustrado pela fig.4.14 para medir a temperatura ambiente, temperatura de saída (T_{∞}) e a velocidade de saída do escoamento. A leitura da velocidade do fluido é realizada por um rotor por indução magnética podendo chegar até 90 km/h com uma precisão de 95%, já a temperatura é medida através de um termômetro NTC (possui uma relação de resistência elétrica e a temperatura) com uma escala de temperatura entre -10 a $45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e possui uma precisão de medição de 98%. Essas informações coletadas servem como referência sobre grandezas médias referentes às condições ambientes nas quais os experimentos foram realizados.



Figura 4.14: Anemômetro

Portanto a bancada completa consiste em uma célula Peltier como fonte de calor, um sensor infravermelho MLX90614 para coleta da temperatura da célula, um Arduíno conectado a um computador para aquisição de dados do sensor infravermelho e uma fonte de tensão para alimentar

a célula. Esse sistema tem uma taxa de aquisição de 1 Hz . O circuito para aquisição de dados montado é apresentado na Fig.4.15.

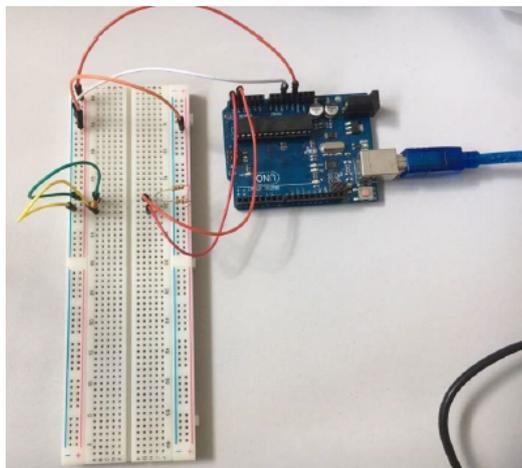


Figura 4.15: Circuito utilizado para aquisição de dados com o sensor infravermelho

Em seguida na fig.4.16 a foto da bancada toda completa.

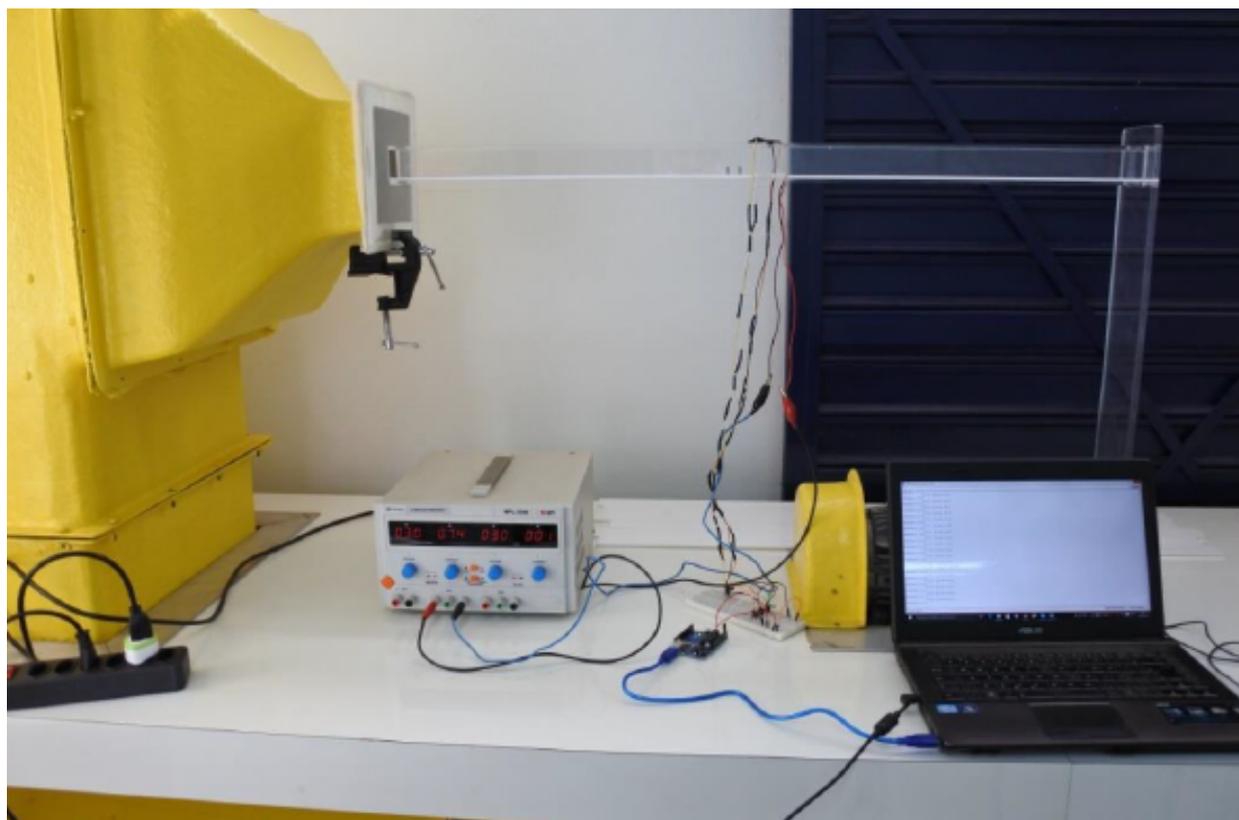


Figura 4.16: Bancada completa do tema 1

Para cálculo da perda de carga em cada régua para cada velocidade foram obtidas as pressões antes e depois da célula Peltier. A bancada para obtenção da perda de carga pode ser visualizada

pela fig.4.17

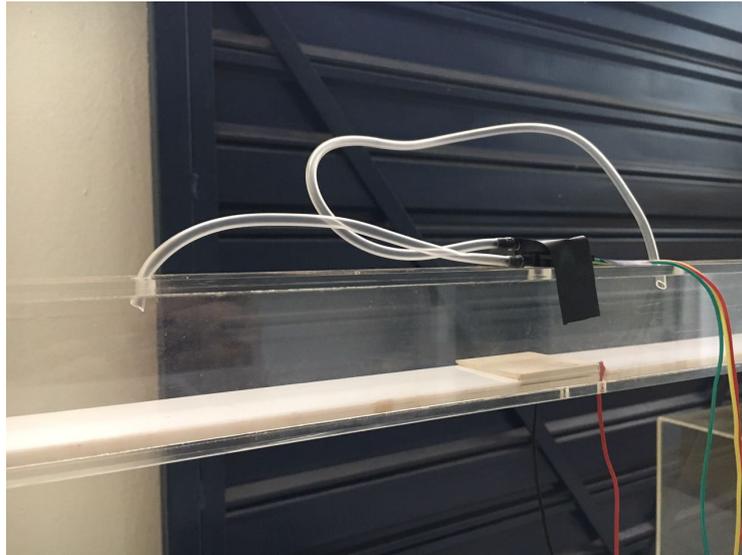


Figura 4.17: Detalhe da bancada de teste para obtenção da diferença de pressão

4.3 Metodologia

A metodologia utilizada neste trabalho para o resfriamento de um dispositivo eletrônico por convecção forçada interna será demonstrada a seguir: o primeiro teste foi para determinar a diferença de potencial na fonte que a célula precisava para que atingisse cerca de 60°C, temperatura que muitos componentes eletrônicos atingem quando estão em funcionamento. Para averiguar se a célula atingia essa temperatura foi utilizado o sensor de temperatura LM 35. O código utilizado no Arduino para obtenção da temperatura da célula com o sensor LM 35 se encontra nos Anexos desta dissertação.

Realizados os testes com célula Peltier foram estabelecidas cinco velocidades nas quais o túnel de vento operaria. As velocidades escolhidas foram 3.0 m/s, 6.0 m/s, 9.0 m/s, 12.0 m/s e 15.0 m/s. Diversas velocidades são estudadas para o resfriamento de dispositivos eletrônicos, como exemplo na área médica para tratamento de tumores pesquisadores utilizam coolers que atingem até 13.9 m/s para resfriamento de um computador que trabalha com a análise dos dados colhidos para o tratamento[80].

Para análise do resfriamento da célula Peltier em um canal com promotores de turbulência e sem promotores de turbulência foi necessário avaliar o comportamento do número de Nusselt em função do número de Reynolds. O número de Nusselt pode ser representado como:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4.1)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, D é o diâmetro hidráulico para

um duto de seção quadrada k é o coeficiente de condutividade térmica do ar. O coeficiente de transferência de troca de calor por convecção pode ser determinado através do fluxo de calor, como é representado pela lei do resfriamento de Newton (4.2).

$$q_y'' = h\Delta T \quad (4.2)$$

onde ΔT é a diferença entre a temperatura em regime permanente da célula Peltier medida com o sensor infravermelho e a temperatura de saída do ar medida pelo anemômetro.

Sabe-se ainda que o fluxo de calor pode ser determinado através de uma potência por uma área como pode ser visto pela equação (4.3).

$$q_y'' = \frac{Ui}{A} \quad (4.3)$$

onde U e i representam respectivamente a tensão e a corrente fornecidas pela fonte, A é a área da célula medida por um paquímetro.

Desta forma o coeficiente de transferência de calor pode ser determinado de acordo com a equação (4.4).

$$h = \frac{Ui}{A\Delta T} \quad (4.4)$$

Portanto o número de Nusselt pode ser reescrito pela equação (4.5).

$$Nu = \frac{UiD}{A\Delta Tk} \quad (4.5)$$

Já o número de Reynolds é representado pela equação (4.6)

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4.6)$$

ou ainda

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (4.7)$$

onde ρ é a massa específica do ar, v é a velocidade do fluido, μ é a sua viscosidade dinâmica e ν é a viscosidade cinemática.

Estabelecidos os números de Nusselt e Reynolds, os dados da temperatura de saída do ar, temperatura superior da célula Peltier, temperatura ambiente no momento do experimento, tensão e corrente na célula foram obtidos. Para a quantificação do comportamento $Nu \times Re$ nessa etapa do trabalho foram utilizados valores de tensão de 3.6 V e corrente de 0.74 A. Nessa condição de operação a célula atinge uma temperatura em torno de $60^\circ C$ em regime permanente na ausência de escoamento.

Os números de Nusselt e Reynolds foram encontrados para as cinco velocidades do túnel de vento, para isso foram realizados cinco testes para cada velocidade. Destes testes realizados foram consideradas as médias das temperaturas da célula dos últimos 250 segundos, tempo de regime permanente considerado como sendo variações de temperaturas de menos de um grau nos últimos 250 segundos de teste, dos cinco testes para cada velocidade. A média da temperatura de saída do fluido para os cinco testes para cada velocidade também foi encontrada para estabelecer os cinco valores de ΔT , através da diferença entre a média da temperatura da célula e a média das temperaturas de saída das cinco realizações para cada velocidade, a média das temperaturas da célula e de saída é representada pela equação (4.8).

$$\bar{T} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n} \quad (4.8)$$

onde $n=250$ para média das temperaturas da célula e $n=3$ para média das temperaturas de saída.

Encontrados os cinco valores de ΔT e coletado a tensão e corrente para cada velocidade foi possível encontrar os cinco números de Nusselt. Feito isso foi possível encontrar o Nusselt médio representado pela equação (4.9). Foi possível encontrar também o número de Reynolds para as cinco velocidades. Lembrando que a temperatura da célula foi adquirida através do sensor infravermelho MLX 90614 (o programa utilizado junto ao Arduíno para aquisição desses dados se encontra nos Anexos desta dissertação).

$$\bar{Nu} = \frac{\sum_{i=1}^n Nu_i}{n} \quad (4.9)$$

Nesse caso $n=5$, pois representa o número de realizações dos testes para cada velocidade. Estabelecidos os números de Nusselt foi possível também encontrar o desvio padrão do Nusselt pela equação (4.10)

$$\sigma_{Nu} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Nu_i - \bar{Nu})^2}{n}} \quad (4.10)$$

onde $i=5$ que representa o número de realizações dos testes para cada velocidade.

Os testes foram realizados para as cinco velocidades do túnel de vento, com cinco repetições para a régua sem promotor de turbulência e para as seis régua com os promotores de turbulência. Com todos os dados coletados foi possível encontrar os cinco número de Nusselt, seus respectivos desvios padrão e os valores correspondentes aos números de Reynolds de cada escoamento. Contudo foi possível plotar um gráfico com barras de erro do número de Nusselt em função do número de Reynolds, sendo possível assim analisar as taxas de troca de calor para cada régua.

Para cálculo da perda de carga considerando o fluxo uniforme e uma velocidade constante, o

princípio de Bernoulli, entre dois pontos pode ser escrito da seguinte forma:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} = \frac{v_1 - v_2}{2} + g(y_2 - y_1) + P_c \quad (4.11)$$

onde y_1 e y_2 são as alturas geométricas na direção da gravidade nos dois pontos, já P_1 (montante) e P_2 (jusante) são as tomadas de pressões e P_c representa a perda de carga. Como os dois pontos analisados antes e depois da célula Peltier estão na mesma altura a perda de carga pode ser escrita pela diferença de pressão dos dois pontos, portanto a equação 4.11 pode ser reescrita como:

$$P_c = \frac{P_1 - P_2}{\rho} \quad (4.12)$$

Foram calculadas as pressões médias a montante e a jusante da célula Peltier como:

$$P_{mont} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{n} \quad (4.13)$$

$$P_{jus} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{n} \quad (4.14)$$

Com essas pressões médias, foi possível calcular a queda de pressão média para cada um dos cinco testes.

$$\Delta P_i = P_{mont} - P_{jus} \quad (4.15)$$

Com os valores da queda de pressão média foi possível calcular também o coeficiente de pressão, o coeficiente de pressão médio para cada velocidade e promotor de turbulência e o desvio padrão.

$$Cp_i = \frac{\Delta P_i}{\rho u_i^2} \quad (4.16)$$

$$\overline{Cp}_i = \frac{\sum_{i=1}^j Cp_i}{j} \quad (4.17)$$

$$\sigma_{Cp} = \sqrt{\frac{(Cp_i - \overline{Cp}_i)^2}{i}} \quad (4.18)$$

Os testes para cálculo da perda de carga foram realizados para as cinco velocidades do túnel de vento, com cinco repetições para as sete régua. Foram coletados a diferença de pressão durante 250 segundos depois que a célula estivesse aquecida em torno de $60^\circ C$, após isso foram realizados os cálculos das médias da diferença de pressão de cada repetição para cada velocidade e régua (o programa utilizado junto ao Arduíno para aquisição da diferença de pressão se encontra

nos Anexos), os cálculos dos coeficientes de pressão, da média e do desvio padrão dos mesmos. Com todos esses valores encontrados, foi possível encontrar também a performance térmica para cada régua em cada velocidade através da equação abaixo:

$$\beta = \frac{Nu}{Cp_i} \quad (4.19)$$

A régua sem promotores de turbulência é a régua controle β_0 , assim foi possível comparar os valores das outras régua em todas as velocidades com a régua controle através da relação β/β_0 .

4.4 Resultados e Discussões

Realizados os testes pela metodologia utilizada na seção 4.3 para resfriamento de um dispositivo eletrônico por convecção forçada interna com e sem promotores de turbulência foi possível encontrar os cinco números de Nusselt e os cinco números de Reynolds para as cinco velocidades do túnel de vento.

Em seguida serão apresentados nas tabelas 4.1 e 4.2 alguns dados que foram utilizados para cálculo do número de Nusselt e do número de Reynolds para cada velocidade e configuração de régua.

Tabela 4.1: Dados Geométricos para calculo dos números de Nusselt e Reynolds

Dado	Valor
Diâmetro hidráulico [m]	0.041
Área da célula [m ²]	0.0016

Tabela 4.2: Dados do fluido de trabalho considerados. Essas propriedades foram avaliadas na temperatura de filme média para o conjunto de experimentos realizados.

Dado	Valor
Condutividade térmica do ar [W/(m.K)]	0.0257
Massa específica do ar [kg/m ³]	1.105
Viscosidade dinâmica do ar [kg/(m.s)]	0.00001849

Em seguida serão apresentados nas tabelas 4.3 a 4.9 os resultados dos testes obtidos da análise estatística para cada régua.

Tabela 4.3: Resultados para a régua sem promotores de turbulência (régua controle)

Velocidade (m/s)	3	6	9	12	15
Número de Reynolds	8140	16280	24420	32561	40701
Tensão (V)	3.1	2.9	2.9	2.8	2.8
Corrente (A)	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74
ΔT Teste 1 (°C)	16.44	10.36	6.84	6.79	6.42
ΔT Teste 2 (°C)	15.01	9.97	8.25	8.01	6.85
ΔT Teste 3 (°C)	13.60	8.31	7.07	6.54	6.61
ΔT Teste 4 (°C)	14.58	9.41	8.39	7.81	4.22
ΔT Teste 5 (°C)	13.94	8.92	7.19	7.97	6.61
Nu médio	153	241	299	314	346
Desvio padrão Nu	8.4847	13.5840	30.1918	23.7555	60.5893
ΔP médio (kPa)	0.00342063	0.0033412	0.00440476	0.00153968	0.0010238
Desvio padrão	0.00209295	0.00177933	0.00094474	0.00240927	0.00398436

Tabela 4.4: Resultados para a régua com a primeira configuração de promotores de turbulência

Velocidade (m/s)	3	6	9	12	15
Número de Reynolds	8140	16280	24420	32561	40701
Tensão (V)	3.1	2.9	2.9	2.8	2.8
Corrente (A)	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74
ΔT Teste 1 (°C)	12.25	8.10	6.33	5.59	5.41
ΔT Teste 2 (°C)	14.30	8.40	6.79	5.46	5.15
ΔT Teste 3 (°C)	12.58	7.46	6.49	5.64	5.35
ΔT Teste 4 (°C)	12.74	7.59	5.77	6.50	4.98
ΔT Teste 5 (°C)	13.65	8.36	6.693	5.90	5.56
Nu médio	175	268	334	356	390
Desvio padrão Nu	9.8348	13.3299	19.7640	21.3410	15.3694
ΔP médio (kPa)	0.00496825	0.00426190	0.00253174	0.00324603	0.00486507
Desvio padrão	0.00479376	0.00092677	0.0009961	0.00112334	0.00185374
Performance (β/β_0)	0.787	0.872	1.945	0.538	0.237

Tabela 4.5: Resultados para a régua com a segunda configuração de promotores de turbulência

Velocidade (m/s)	3	6	9	12	15
Número de Reynolds	8140	16280	24420	32561	40701
Tensão (V)	3.1	2.9	2.9	2.8	2.8
Corrente (A)	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74
ΔT Teste 1 (°C)	11.50	7.46	5.78	5,26	5,29
ΔT Teste 2 (°C)	11.27	7.32	5.92	5.21	5.05
ΔT Teste 3 (°C)	11.52	7.21	5.90	5.59	5.11
ΔT Teste 4 (°C)	10.99	7.30	6.18	5.61	5.47
ΔT Teste 5 (°C)	11.09	7.21	5.83	5.32	5.22

Nu médio	202	293	361	382	395
Desvio padrão Nu	3.8367	3.6381	8.1962	11.7541	10.8303
ΔP médio (kPa)	0.0019761	0.0006825	0.00063492	0.0066322	0.00046031
Desvio padrão	0.00331156	0.00141514	0.00085405	0.00746141	0.00241517
Performance (β/β_0)	2.294	5.939	8.380	0.283	2.536

Tabela 4.6: Resultados para a régua com a terceira configuração de promotores de turbulência

Velocidade (m/s)	3	6	9	12	15
Número de Reynolds	8140	16280	24420	32561	40701
Tensão (V)	3.1	2.9	2.9	2.8	2.8
Corrente (A)	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74
ΔT Teste 1 ($^{\circ}C$)	12.79	7.70	6.48	5.93	5.54
ΔT Teste 2 ($^{\circ}C$)	13.82	10.19	6.88	5.92	5.58
ΔT Teste 3 ($^{\circ}C$)	12.65	8.41	6.75	6.03	5.84
ΔT Teste 4 ($^{\circ}C$)	13.06	8.01	6.64	5.95	5.65
ΔT Teste 5 ($^{\circ}C$)	12.57	8.34	5.62	5.28	5.45
Nu médio	176	253	332	355	367
Desvio padrão Nu	5.9493	23.1316	25.1293	17.7398	8.5013
ΔP médio (kPa)	0.00342857	0.00504761	0.00553968	0.00250793	0.00325396
Desvio padrão	0.00209689	0.00075975	0.00120848	0.00165498	0.00108268
Performance (β/β_0)	1.149	0.694	0.883	0.695	0.334

Tabela 4.7: Resultados para a régua com a quarta configuração de promotores de turbulência

Velocidade (m/s)	3	6	9	12	15
Número de Reynolds	8140	16280	24420	32561	40701
Tensão (V)	3.1	2.9	2.9	2.8	2.8
Corrente (A)	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74
ΔT Teste 1 ($^{\circ}C$)	13.16	9.22	7.39	6.36	5.84
ΔT Teste 2 ($^{\circ}C$)	10.73	6.90	5.95	4.96	5.42
ΔT Teste 3 ($^{\circ}C$)	11.83	7.66	6.11	5.49	5.29
ΔT Teste 4 ($^{\circ}C$)	11.92	8.11	6.36	6.04	5.83
ΔT Teste 5 ($^{\circ}C$)	12.57	7.95	6.58	5.75	5.64
Nu médio	191	270	331	363	368
Desvio padrão Nu	12.7767	25.1189	24.2054	31.4931	14.4557
ΔP médio (kPa)	0.00284920	0.00364285	0.00446825	0.00465079	0.00057936
Desvio padrão	0.00205759	0.00042842	0.00188391	0.00172523	0.00194785
Performance (β/β_0)	1.503	1.028	1.094	0.383	1.882

Tabela 4.8: Resultado para a régua com a quinta configuração de promotores de turbulência

Velocidade (m/s)	3	6	9	12	15
Número de Reynolds	8140	16280	24420	32561	40701
Tensão (V)	3.1	2.9	2.9	2.8	2.8
Corrente (A)	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74
ΔT Teste 1 ($^{\circ}C$)	12.56	8.12	6.85	6.23	6.26
ΔT Teste 2 ($^{\circ}C$)	12.55	8.52	8.60	7.20	6.21
ΔT Teste 3 ($^{\circ}C$)	12.96	8.78	6.95	6.31	6.20
ΔT Teste 4 ($^{\circ}C$)	12.10	8.50	7.15	6.47	6.41
ΔT Teste 5 ($^{\circ}C$)	11.21	8.72	7.16	6.36	5.99
Nu médio	186	250	293	317	332
Desvio padrão Nu	9.5074	6.8752	22.9084	16.0555	7.4241
ΔP médio (kPa)	0.00023015	0.00170634	0.00117460	0.00205555	0.00275396
Desvio padrão	0.00197830	0.00067948	0.0007145	0.00226147	0.00311275
Performance (β/β_0)	18.128	2.035	3.678	0.757	0.357

Tabela 4.9: Resultado para a régua com a sexta configuração de promotores de turbulência

Velocidade (m/s)	3	6	9	12	15
Número de Reynolds	8140	16280	24420	32561	40701
Tensão (V)	3.1	2.9	2.9	2.8	2.8
Corrente (A)	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74
ΔT Teste 1 ($^{\circ}C$)	11.96	7.60	6.03	5.43	5.19
ΔT Teste 2 ($^{\circ}C$)	12.96	7.73	5.84	5.56	5.39
ΔT Teste 3 ($^{\circ}C$)	10.33	7.57	6.15	5.62	5.15
ΔT Teste 4 ($^{\circ}C$)	11.82	7.02	6.19	5.28	5.47
ΔT Teste 5 ($^{\circ}C$)	11.77	7.20	6.13	5.56	5.63
Nu médio	195	288	352	376	385
Desvio padrão Nu	9.5074	6.8752	22.9084	16.0555	7.4241
ΔP médio (kPa)	0.01264285	0.01650793	0.01314285	0.01315079	0.01730952
Desvio padrão	0.00365093	0.00080233	0.0029652	0.00164720	0.00313209
Performance (β/β_0)	0.345	0.242	0.395	0.140	0.066

Através dos dados obtidos foi possível plotar os gráficos 4.18 e 4.19 do número de Nusselt em função do número de Reynolds. O gráfico representa o comportamento do processo de resfriamento na célula Peltier. Para análise do resfriamento devemos interpretar o número de Nusselt que é uma grandeza que serve para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção, e que fisicamente significa uma razão entre a taxa de transferência de calor de um fluido por convecção e sua respectiva parcela puramente condutiva (limite estacionário).

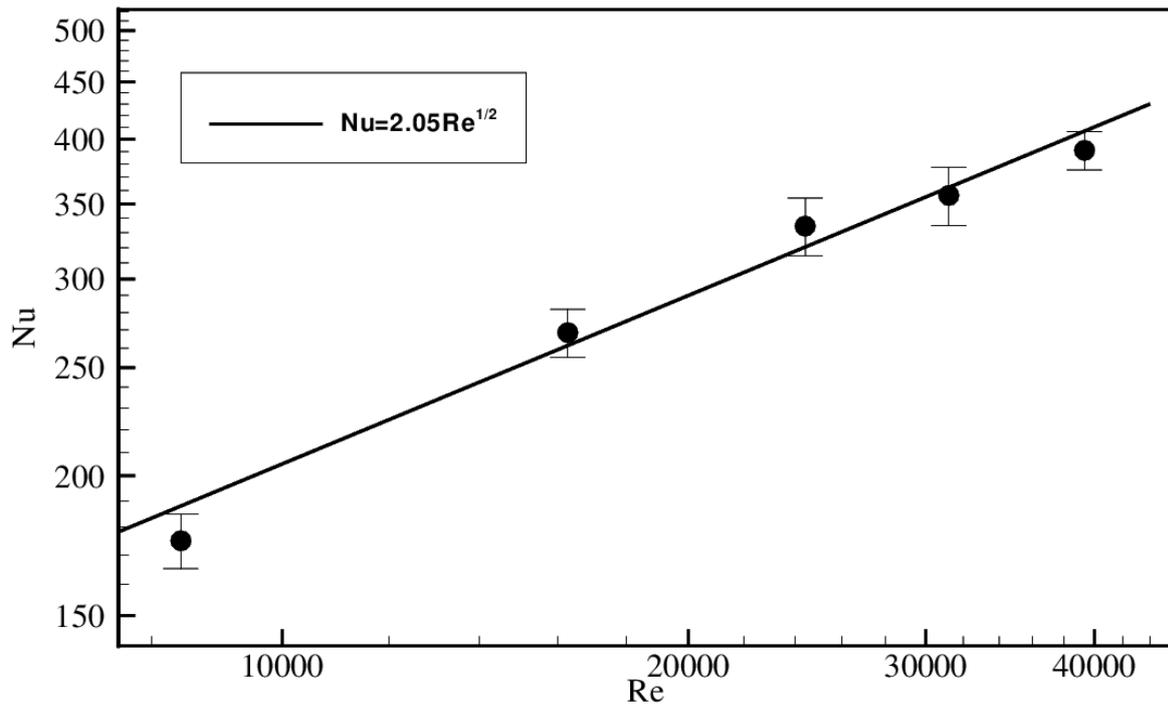


Figura 4.18: Gráfico do número de Nusselt em função do número de Reynolds da primeira régua com promotor de turbulência com o scaling do $Nu=Re^{1/2}$.

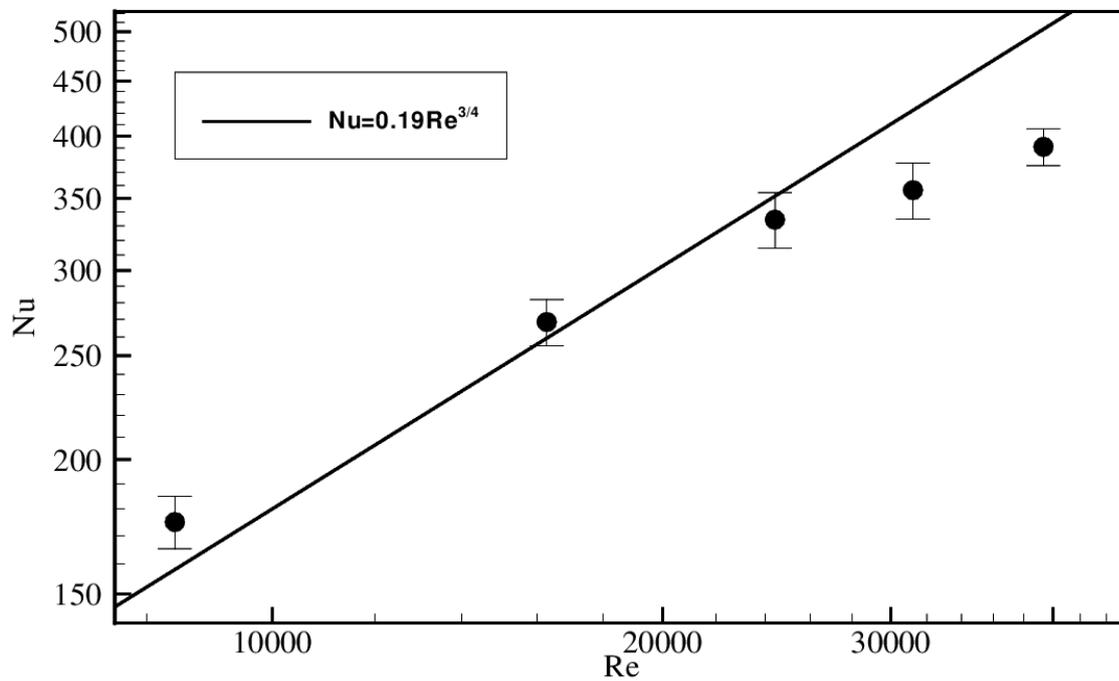


Figura 4.19: Gráfico do número de Nusselt em função do número de Reynolds da terceira régua com promotores de turbulência com o scaling do $Nu=Re^{3/4}$.

A figura 4.18 ilustra o comportamento do número de Nusselt global em função do número

de Reynolds do escoamento, baseado no diâmetro hidráulico. Essa curva foi confeccionada para o promotor de turbulência número 1 (um único cilindro à montante do dispositivo aquecido). Observa-se boa concordância entre o comportamento experimental e o scaling clássico para regime laminar, no qual $Nu \sim Re^{1/2}$. Essa concordância é um indicativo de que a geometria do promotor utilizado não é capaz de gerar estruturas turbulentas que modifiquem substancialmente o comportamento esperado para o caso sem promotor. Mesmo produzindo um incremento nas taxas de troca de calor, quando comparado com o caso controle (sem promotores) a natureza física das estruturas turbulentas ali presentes não é capaz de alterar essa dependência funcional.

A figura 4.19 mostra o comportamento $Nu \times Re$ para o promotor de turbulência número 3 (dois cilindros lado a lado, unidos por uma linha de centro que forma um ângulo de 90 graus com a direção principal do escoamento). Para esse caso é possível observar que na faixa $8140 < Re \leq 24420$, a natureza das estruturas turbulentas ali formadas é compatível com scaling proposto no presente trabalho. Entretanto, nota-se que para $Re > 24420$ o mesmo scaling não é capaz de prever a relação funcional experimental $Nu = f(Re)$ de forma apropriada. Esse comportamento é um indicativo de que para essa geometria específica de promotor não existe um scaling universal do tipo *lei de potência* válido para todas as faixas de número de Reynolds.

Assim como foi representado no *scaling* da sessão 3.1, foi possível observar que o gráfico se comportou como era esperado. A seguir a tabela dos coeficientes de inclinação dos fits de cada região do gráfico para cada velocidade e configuração de régua.

Tabela 4.10: Valores dos coeficientes de inclinação dos fits

Nº da régua	a ($Nu=a Re^{1/2}$)	b ($Nu=b Re^{3/4}$)
1	2.05	0.18
2	2.25	0.19
3	2.01	0.16
4	2.10	0.17
5	2.00	0.14
6	2.17	0.19

Ainda sobre os gráficos 4.18 e 4.19 que foram elaborados em uma escala logarítmica nos dois eixos para melhor interpretação e das tabelas com todos os resultados, foi possível perceber que em termos médios os promotores de turbulência aumentaram o resfriamento, comparados com a régua que não continha promotores de turbulência, com exceção da quinta configuração que a partir da velocidade 12 m/s passou a ter valores de Nusselt menores que a régua sem promotores. Isso provavelmente deve ter ocorrido devido à formação de uma região de recirculação sobre a célula. Especula-se que parte do escoamento possa ter ficado semi-estagnado nessa região ao invés de ter sido convectado pelo escoamento médio. Como o fenômeno explorado nesse contexto é altamente não linear e envolve uma multiplicidade de fatores que vão desde a topologia do escoamento médio, às taxas de flutuações macroscópicas de velocidade associadas ao escoamento

turbulento que incide sobre a célula, essa especulação carece de comprovação científica. Um *insight* relevante sobre as peculiaridades da interação fluido-parede aqui explorada poderia ser obtido através de técnicas modernas de visualização de escoamentos.

Foi possível perceber que a régua 2 foi a melhor configuração testada, pois apresentou maior taxa de elevação de resfriamento em todas as velocidades. Pode-se perceber também que na velocidade 9 m/s todas as réguas com promotores de turbulência tiveram maior elevação do número de Nusselt. Para velocidades de 12 m/s e 15 m/s mesmo que o número de Nusselt tenha aumentado, suas taxas de elevação foram menores. Ainda sobre a terceira régua nos dois últimos valores de Reynolds, os números de Nusselt foram pouco alterados quando comparados aos aumentos que ocorreram nos três primeiros valores de Reynolds. Os resultados obtidos para velocidade de 9 m/s são interessantes, pois essa velocidade representa valores médios operacionais de interesse em resfriadores de processamento convencionais utilizados em microprocessadores.

Através dos dados obtidos foi possível plotar também o gráfico 4.20 da diferença de pressão em função dos números de Reynolds.

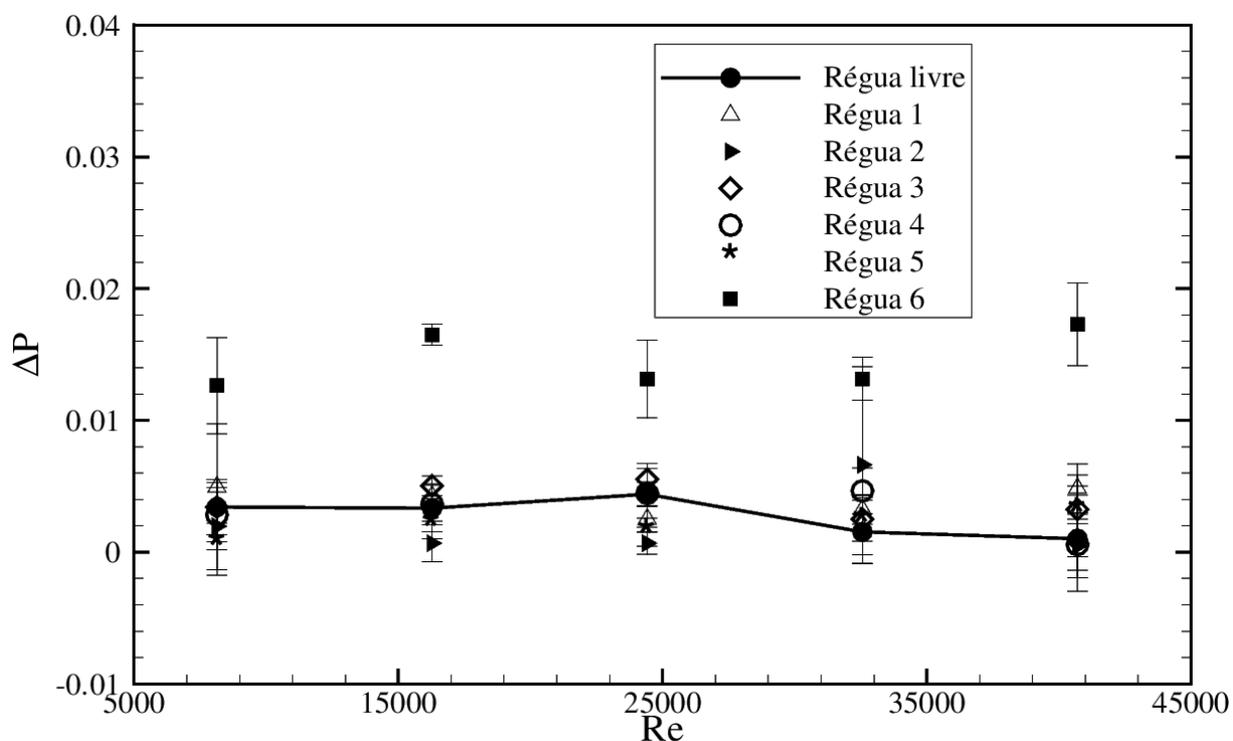


Figura 4.20: Gráfico da diferença de pressão em função do número de Reynolds

O gráfico 4.20 representa a perda de carga para as 7 réguas em diferentes números de Reynolds. Para análise da perda de carga foram analisados a diferença de pressão em cada situação. Como resultado foi encontrado que a régua 6 obteve as maiores perdas de cargas em todos os números de Reynolds analisados, esse resultado pode ser explicado devido essa configuração de régua apresentar um maior número de promotores de turbulência o que obstrui mais a passagem do fluido de trabalho aumentando assim a perda de carga. Já a performance térmica que obteve

o melhor resultado foi a régua com a segunda configuração com promotores de turbulência na maior velocidade.

Foi possível plotar também o gráfico da performance térmica em função do número de Reynolds como é ilustrada a seguir.

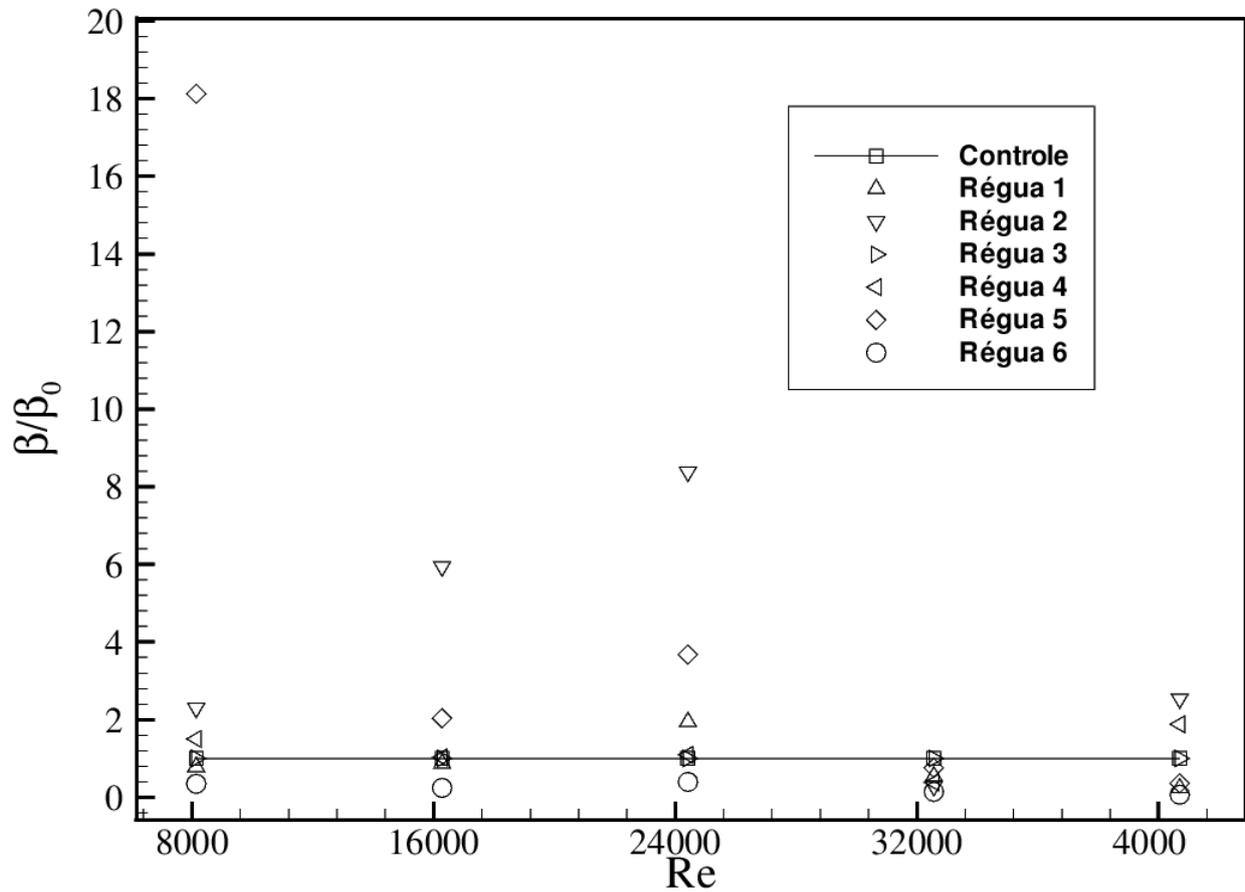


Figura 4.21: Gráfico da performance térmica

Assim como era esperado a régua 2 foi a que obteve as melhores performance e a régua 6 as piores. Isso ocorre devido a régua 2 apresentar maiores números de Nusselt e menores valores da variação da queda de pressão e para régua 6 o inverso ocorre.

Capítulo 5

TEMA 2

5.1 Setup Experimental

O processo de resfriamento de componentes eletrônicos por convecção forçada externa, variando o ângulo de ataque da célula Peltier utilizado nesse trabalho é representado pelo esquemático da fig.5.1.

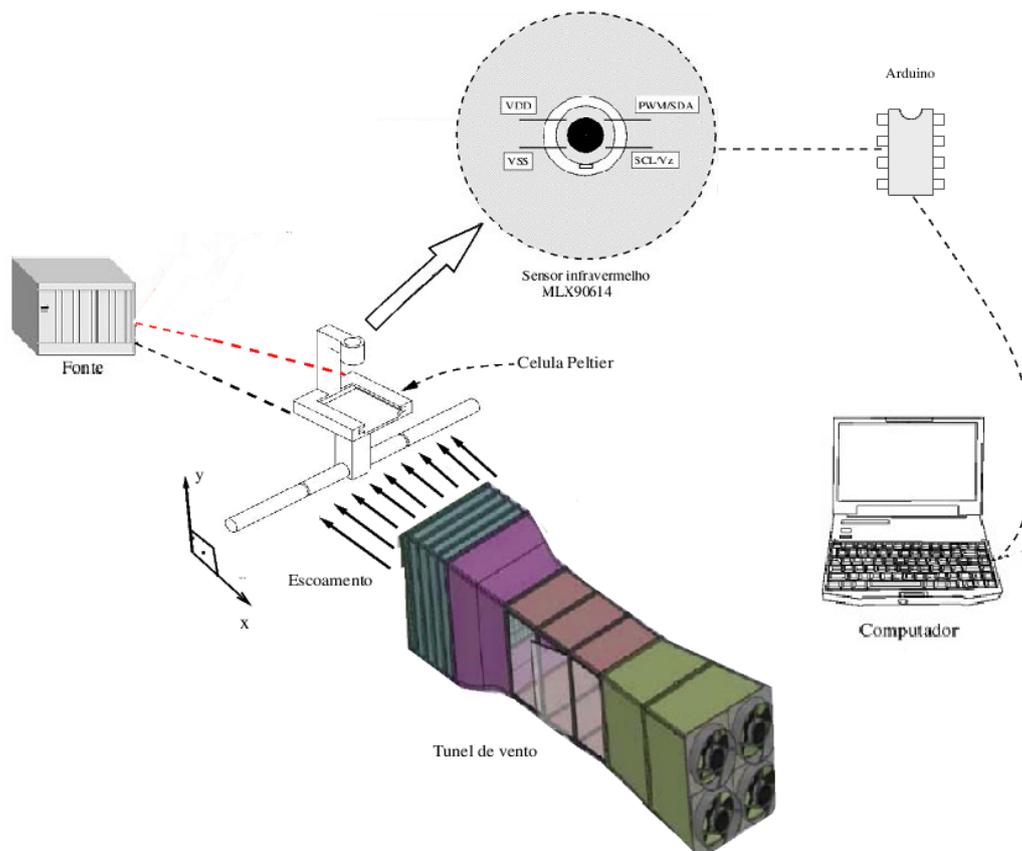


Figura 5.1: Esquemático do processo de resfriamento de um componente eletrônico por convecção forçada externa

Para a realização dos experimentos do resfriamento de um componente eletrônico, através de convecção forçada externa variando o ângulo de ataque da célula Peltier, foram confeccionados: um suporte para encaixe da célula, onde esse suporte apresenta dois furos para saída dos fios que alimentam a célula Peltier, um encaixe para fixar o sensor MLX90614 de forma que o sensor fique sempre perpendicular à célula; um eixo cilíndrico de forma que o ângulo de ataque da célula pudesse variar de 0° a 90° e uma base para encaixe do eixo. A foto do suporte da célula Peltier com a base para o eixo acoplada a mesa de testes pode ser visto pela fig.5.2. Todos os desenhos técnicos se encontram em Anexos da dissertação.



Figura 5.2: Suporte de encaixe da célula Peltier

Os equipamentos utilizados para coleta dos dados das realizações dos testes foram uma célula Peltier (componente eletrônico), modelo TEC-12706 de 40mm de comprimento, 40mm de largura e 5mm de altura, uma fonte de tensão do tipo MPL-3303 para alimentação da célula Peltier, um sensor infravermelho do tipo MLX90614 para coleta da temperatura da célula, uma placa Arduino UNO conectado a um computador para aquisição dos dados coletados pelo sensor infravermelho e um anemômetro CR2032 para coleta das temperaturas de saída, todos já ilustrados na seção 4.1.

A foto da bancada completa pronta para os testes pode ser vista na fig.5.3.

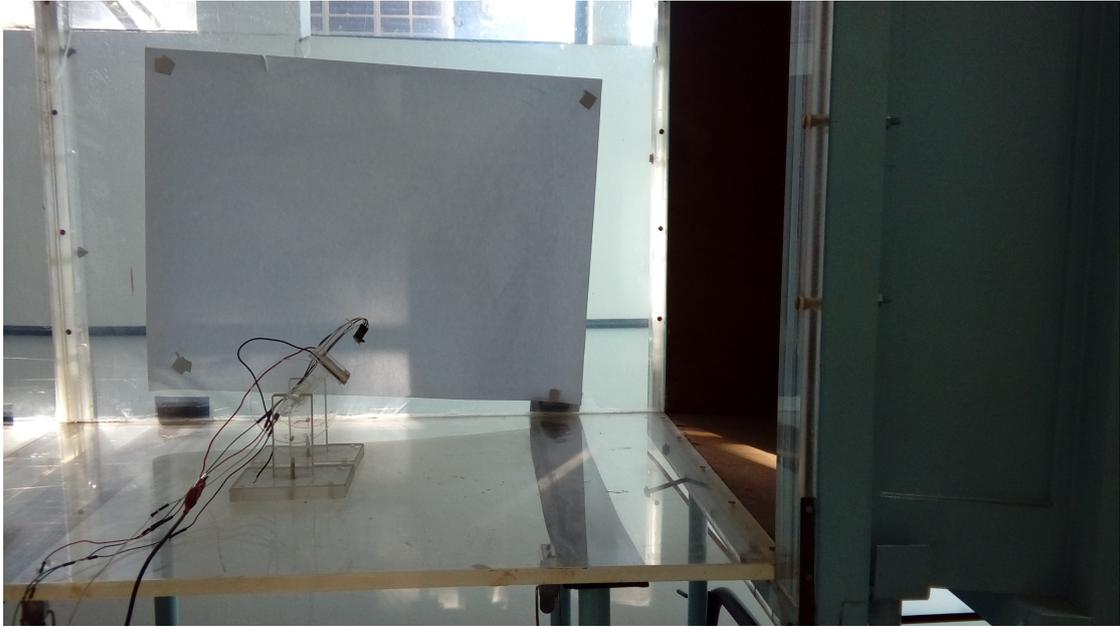


Figura 5.3: Bancada completa do tema 2

Um segundo túnel de vento foi utilizado para a realização desses experimentos. Como o objetivo relacionado ao tema 2 consistia no problema de convecção forçada externa, foi necessário garantir que as dimensões da seção de testes no túnel de vento fossem muito maiores que a largura da célula Peltier. Nesse sentido foi utilizado um túnel de vento com dimensões 65 x 65 centímetros e por uma razão $D_h/L = 16.3$, em que D_h denota o diâmetro hidráulico da seção de testes (túnel de vento) e L representa a largura da célula Peltier utilizada.

É importante frisar também que a forma de fixação do sensor infravermelho, utilizando uma haste de acrílico, pode ser responsável pela geração de zonas de recirculação locais que perturbam o escoamento em torno da célula. Nesse sentido, os resultados aqui apresentados, não encontram-se livres dessa perturbação e a mesma será considerada na análise e discussão dos resultados apresentados para este tema.

5.2 Metodologia

Assim como no tema 1 (convecção forçada interna) tivemos que determinar a diferença de potencial na fonte que a célula precisava para que atingisse cerca de 60°C. Foi estabelecido que para atingir essa temperatura teríamos que ter uma tensão de 3.6 (V) e uma corrente de 0.74 (A). Foram estabelecidas também as velocidades que o túnel de vento seria ligado. As velocidades escolhidas foram as mesmas adotadas para o tema 1: 3.0 m/s, 6.0 m/s, 9.0 m/s, 12.0 m/s e 15.0 m/s.

Para a obtenção dos valores experimentais do número de Nusselt e Reynolds medidos adotou-se o mesmo protocolo utilizado para o Tema 1 na seção anterior.

Os testes foram realizados para as cinco velocidades do túnel de vento com cinco repetições para cada ângulo de ataque da célula variando de 0° a 90° com intervalos de 30° , ou seja as angulações testadas foram 0° , 30° , 60° e 90° . Com todos os dados coletados foi possível encontrar os cinco número de Nusselt, os cinco desvios padrão do Nusselt e os cinco números de Reynolds para as cinco velocidades. Contudo foi possível plotar um gráfico com barras de erro do número de Nusselt em função do número de Reynolds, podendo assim analisar as taxas de troca de calor para cada ângulo e o gráfico do comportamento $Nu \times \theta$ para os cinco diferentes Reynolds.

5.3 Resultados e Discussões

Com a metodologia utilizada na seção 5.2 para resfriamento de um dispositivo eletrônico por convecção forçada externa com variação do ângulo, foram encontrados os cinco números de Nusselt e Reynolds para as cinco velocidades do túnel de vento. Os dados geométricos e do fluido de trabalho para calculo dos números de Nusselt e Reynolds se encontram nas tabelas 5.1 e 4.2.

Tabela 5.1: Dados Geométricos para calculo dos números de Nusselt e Reynolds para o tema 2

Dado	Valor
Diâmetro hidráulico [m]	0.65
Área da célula [m ²]	0.0016

Em seguida serão apresentados nas tabelas 5.2 a 5.6 os resultados dos testes obtidos da análise estatística realizada pelo programa Excel para cada ângulo e velocidade.

Tabela 5.2: Valores para velocidade 3 (m/s), Re 8140, tensão 3.9 (A) e corrente 0.9 (v)

Ângulo	0°	30°	60°	90°
ΔT Teste 1 ($^\circ C$)	12.8697	12.4926	12.1654	13.1549
ΔT Teste 2 ($^\circ C$)	13.1936	12.5599	12.7282	14.0827
ΔT Teste 3 ($^\circ C$)	12.5887	13.2651	12.3316	14.6377
ΔT Teste 4 ($^\circ C$)	12.5064	12.9349	14.0693	14.8467
ΔT Teste 5 ($^\circ C$)	12.0876	13.2383	13.3554	15.2341
Nu médio	276	271	271	243
Desvio padrão Nu	8.1181	6.8757	14.3667	12.6663

Tabela 5.3: Valores para velocidade 6 (m/s), Re 16280, tensão 3.7 (A) e corrente 0.9 (V)

Ângulo	0°	30°	60°	90°
ΔT Teste 1 (°C)	8.3511	9.3874	10.5392	10.6552
ΔT Teste 2 (°C)	8.7530	9.9245	10.7950	10.5560
ΔT Teste 3 (°C)	8.8078	8.9547	10.9286	10.1428
ΔT Teste 4 (°C)	8.7152	9.9580	11.2558	9.7880
ΔT Teste 5 (°C)	8.7183	11.338	11.3556	10.0801
Nu médio	383	355	302	324
Desvio padrão Nu	7.3642	25.0557	8.2834	10.1391

Tabela 5.4: Valores para velocidade 9 (m/s), Re 24420, tensão 3.6 (A) e corrente 0.9 (v)

Ângulo	0°	30°	60°	90°
ΔT Teste 1 (°C)	7.2139	6.9919	7.9079	8.8926
ΔT Teste 2 (°C)	7.6233	8.6297	8.0483	8.3647
ΔT Teste 3 (°C)	8.1205	8.6784	9.1260	7.9944
ΔT Teste 4 (°C)	7.8715	8.2636	8.8688	8.7075
ΔT Teste 5 (°C)	7.6623	8.5366	8.9009	7.5061
Nu médio	420	395	378	390
Desvio padrão Nu	16.5797	33.8435	22.2283	24.1405

Tabela 5.5: Valores para velocidade 12 (m/s), Re 32561, tensão 3.5 (A) e corrente 0.9 (v)

Ângulo	0°	30°	60°	90°
ΔT Teste 1 (°C)	7.0345	7.5417	7.1683	7.6348
ΔT Teste 2 (°C)	6.8045	7.6578	7.4785	7.1847
ΔT Teste 3 (°C)	6.5522	8.0462	7.0647	7.1222
ΔT Teste 4 (°C)	6.7211	7.7097	6.9158	6.6515
ΔT Teste 5 (°C)	6.9976	7.6859	7.5927	6.7718
Nu médio	460	406	434	445
Desvio padrão Nu	12.1230	8.7026	15.1344	21.4521

Tabela 5.6: Valores para velocidade 15 (m/s), Re 40701, tensão 3.9 (A) e corrente 0.9 (v)

Ângulo	0°	30°	60°	90°
ΔT Teste 1 (°C)	6.3338	6.9460	6.5843	6.8268
ΔT Teste 2 (°C)	6.2970	7.2300	6.8563	6.6452
ΔT Teste 3 (°C)	6.2446	7.0320	6.2827	8.0592
ΔT Teste 4 (°C)	6.0886	6.2412	6.2638	7.8944
ΔT Teste 5 (°C)	6.6462	6.2374	6.3516	7.5878
Nu médio	497	467	486	426
Desvio padrão Nu	14.0843	29.4597	16.5100	33.4274

Através dos dados obtidos foi possível plotar o gráfico 5.4 do comportamento $Nu \times Re$ para o problema de convecção forçada externa com variação de ângulo entre célula e escoamento. O gráfico representa o resfriamento da célula Peltier para as diferentes angulações. Para análise do resfriamento devemos interpretar os valores encontrados para o número de Nusselt. A configuração a 0° foi a que apresentou a maior transferência de calor para todas as cinco velocidades. Essa configuração foi a que apresentou também um comportamento mais linear para todas as velocidades, comparadas às outras. Foi notado também que a velocidade de 6 m/s foi a que apresentou maiores taxas de troca de calor para todas as configurações com exceção da configuração de 60° .

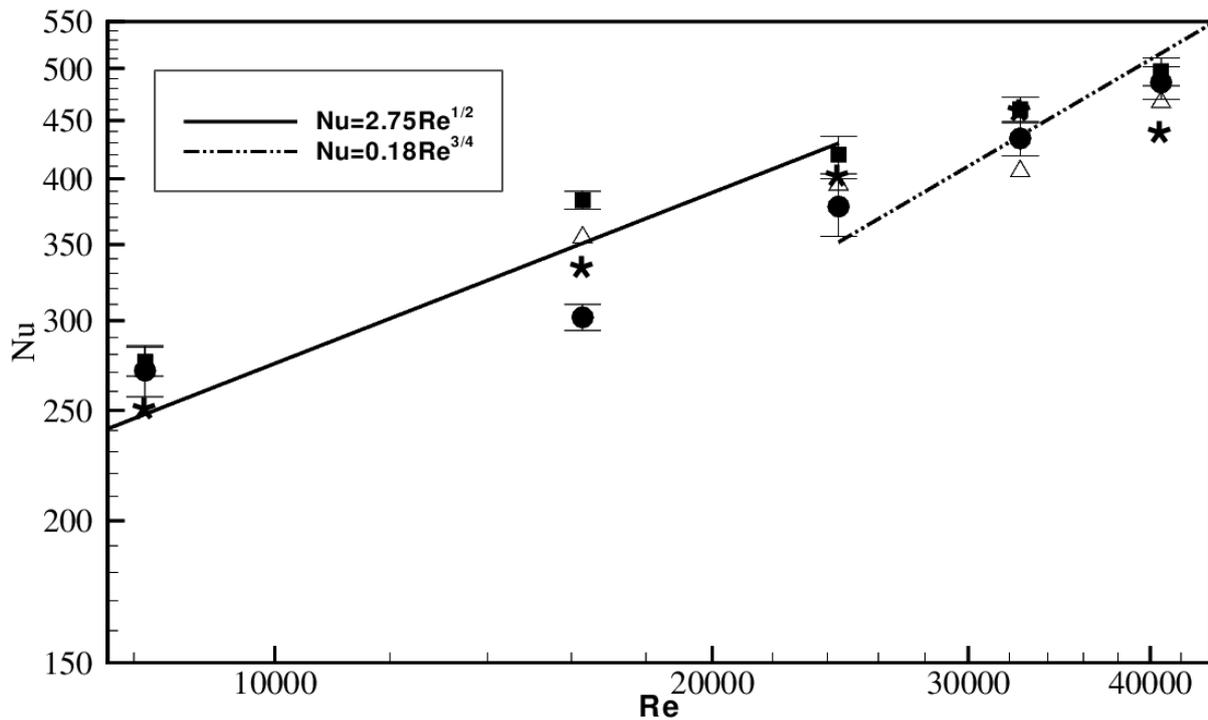


Figura 5.4: quadrados preenchidos - 0° , triângulos - 30° , círculos preenchidos 60° e * 90° . Linha reta contínua representa um fit por meio de uma lei de potência do tipo $Nu = CRe^n$, com $d = 2.75$ e $n = 0.5$ e a Linha reta descontinua representa $Nu = dRe^n$, com $d = 0.18$ e $n = 0.75$

Observa-se na figura 5.4 que os scalings propostos nesse trabalho se complementam na captura do comportamento global $Nu \times Re$. Novamente, não identificamos um scaling universal para todas as faixas de Reynolds medidas. Aqui observamos uma tendência de ajuste do comportamento $Nu = f(Re)$ para a faixa $8140 < Re \leq 24420$ com $Nu \sim Re^{1/2}$, enquanto para $Re > 24420$, temos $Nu \sim Re^{3/4}$. Esse comportamento é compatível com o scaling proposto no presente trabalho, entretanto, é importante frisar que não conseguimos capturar uma lei de potência universal que ajuste o comportamento $Nu \times Re$ para todas as faixas de Reynolds medidas. Isso se deve provavelmente à natureza física das estruturas turbulentas geradas pela interação fluido-parede devido às modificações geométricas testadas, tanto no uso de promotores, quanto na variação do ângulo formado entre a direção principal do escoamento e a parede aquecida.

Através do *scaling* desenvolvido na sessão 3.1, foi possível observar que o gráfico se comportou como era esperado. A seguir a tabela dos coeficientes de inclinação dos fits de cada região do gráfico para cada velocidade e angulação da superfície de ataque da célula Peltier.

Tabela 5.7: Valores das constantes de inclinação para as diferentes angulações

Θ	c ($Nu=c Re^{1/2}$)	d ($Nu=d Re^{3/4}$)
0	2.55	0.2
$\frac{\pi}{6}$	2.65	0.16
$\frac{\pi}{3}$	2.40	0.18
$\frac{\pi}{2}$	2.60	0.19

A seguir foi plotado o gráfico 5.5 do comportamento $Nu \times \theta$ para diferentes Reynolds, ainda em convecção forçada externa com variação de ângulo.

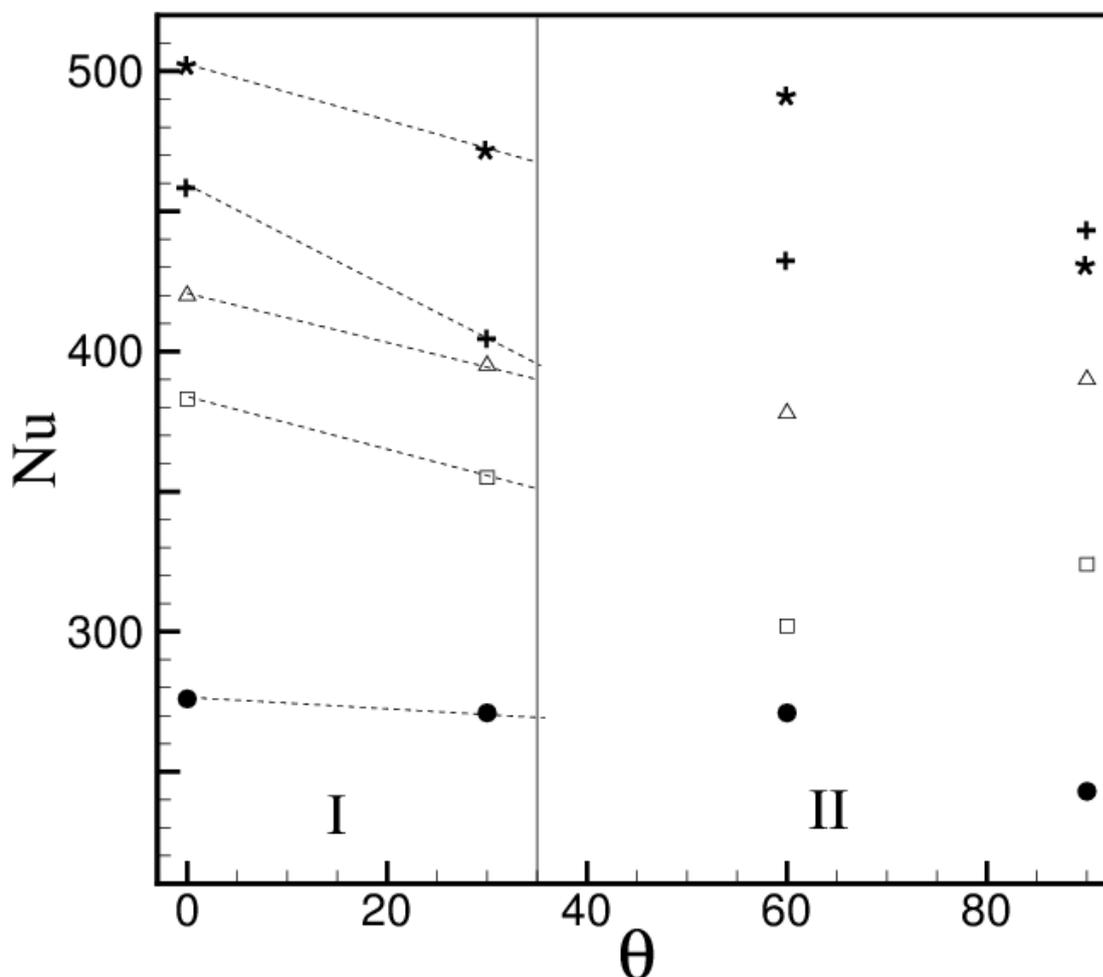


Figura 5.5: círculos preenchidos - $Re=8140$, quadrados - $Re=16280$, Δ - $Re=24420$, + $Re=32561$ e * $Re=40701$

Nessa figura podemos observar dois regimes distintos de comportamento definidos aqui como regiões *I* e *II*. Na região *I* observa-se um comportamento decrescente das taxas de troca de calor em função do aumento da angulação entre a célula aquecida e o escoamento. Esse comportamento ocorre provavelmente devido à formação de uma região de baixa pressão na superfície da célula que impede que parte do calor proveniente da célula seja convectado pelo escoamento. É possível observar que na região *II* os efeitos não lineares, devido à formação de regiões de recirculação na superfície da célula, induzidas por meio de variações abruptas da geometria geram comportamentos distintos para a curva $Nu \times \theta$ para diferentes regimes de Reynolds. Esse comportamento sugere que a expressão $Nu = f(Re, \theta)$ pode ser descrita por funções distintas de acordo com a faixa de Re explorada no problema. Essa dependência funcional não necessariamente é fitada por uma curva monotônica para qualquer regime de ângulo considerado.

É importante novamente frisar aqui que devido às técnicas experimentais adotadas nesse trabalho, em muitos casos as diferenças numéricas entre os valores medidos para ângulos distintos e próximos é inferior às barras de erro do experimento, o que inviabiliza uma afirmação mais categórica, mesmo que em nível especulativo, acerca dos motivos que geram tal comportamento. Entretanto, a tendência média de um comportamento decrescente do número de Nusselt para variações do ângulo de ataque menos bruscas (na faixa de 0 a 30 °) foi capturada para os 5 números de Reynolds medidos, o que indica uma tendência sistemática desse comportamento, possivelmente devido à formação de zonas de baixa pressão na superfície da célula para essas faixas de números de Re .

Capítulo 6

TEMA 3

6.1 Setup Experimental

O processo de resfriamento de componentes eletrônicos por uma convecção natural variando o ângulo da célula Peltier utilizado nesse trabalho é representado pelo esquemático da fig.6.1.

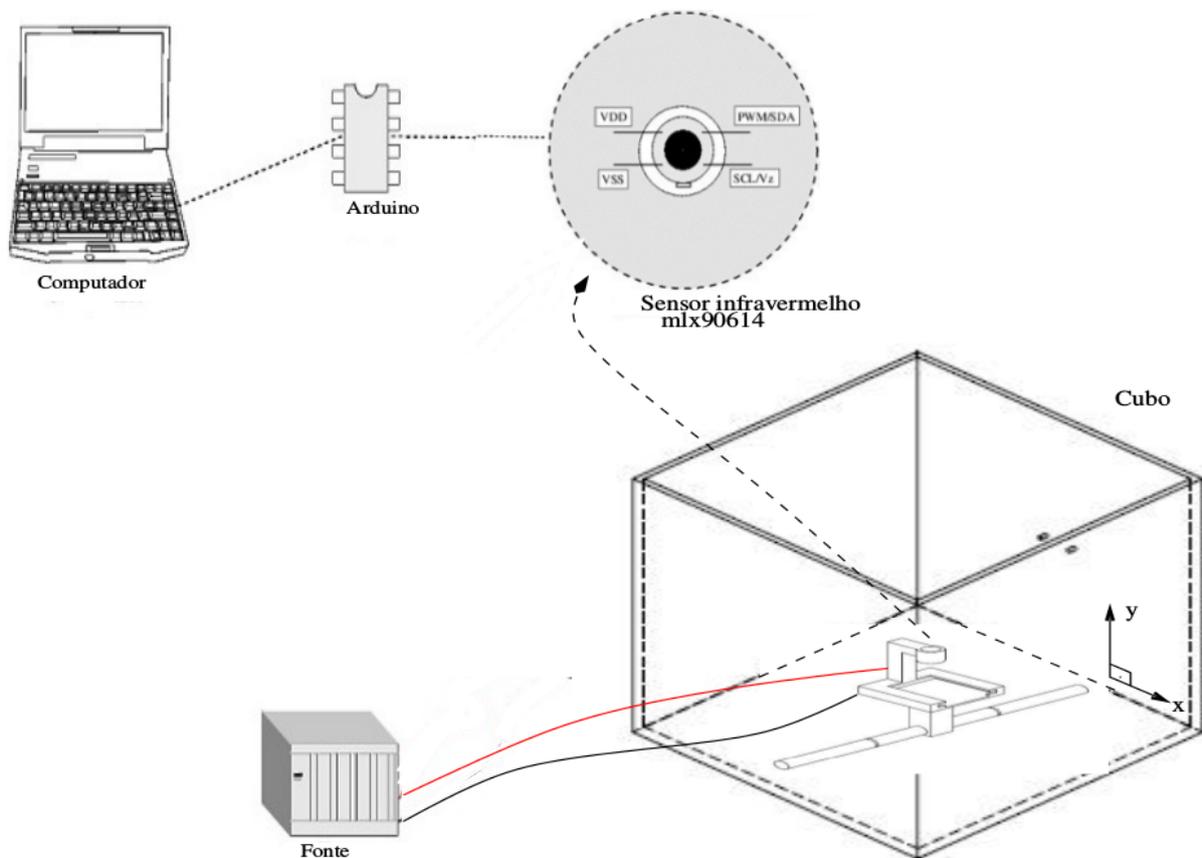


Figura 6.1: Esquemático do processo de resfriamento de um componente eletrônico por convecção natural

Para a realização dos experimentos do resfriamento de um componente eletrônico através da

convecção natural variando o ângulo da célula Peltier, foi confeccionado um cubo de 400 mm x 400 mm x 400 mm em acrílico. Esse cubo tem como objetivo evitar a interferência de correntes secundárias de ar dentro do próprio laboratório e ao mesmo tempo é um reservatório térmico no sentido de que suas dimensões são muito maiores que as da célula, foi utilizado também o mesmo suporte que foi utilizado na convecção forçada externa para encaixe da célula Peltier. O desenho técnico do cubo se encontra nos Anexos.

Os materiais utilizado para coleta dos dados foram: uma célula Peltier modelo TEC-12706, uma fonte de tensão do tipo MPL-3303, um sensor infravermelho do tipo MLX90614, uma placa Arduíno UNO conectado a um computador para aquisição dos dados coletados pelo sensor infravermelho e um anemômetro CR2032 para coleta das temperaturas ambiente, todos já ilustrados também pela seção 4.1.

A foto da bancada completa pronta para os testes pode ser vista pela fig.6.2.

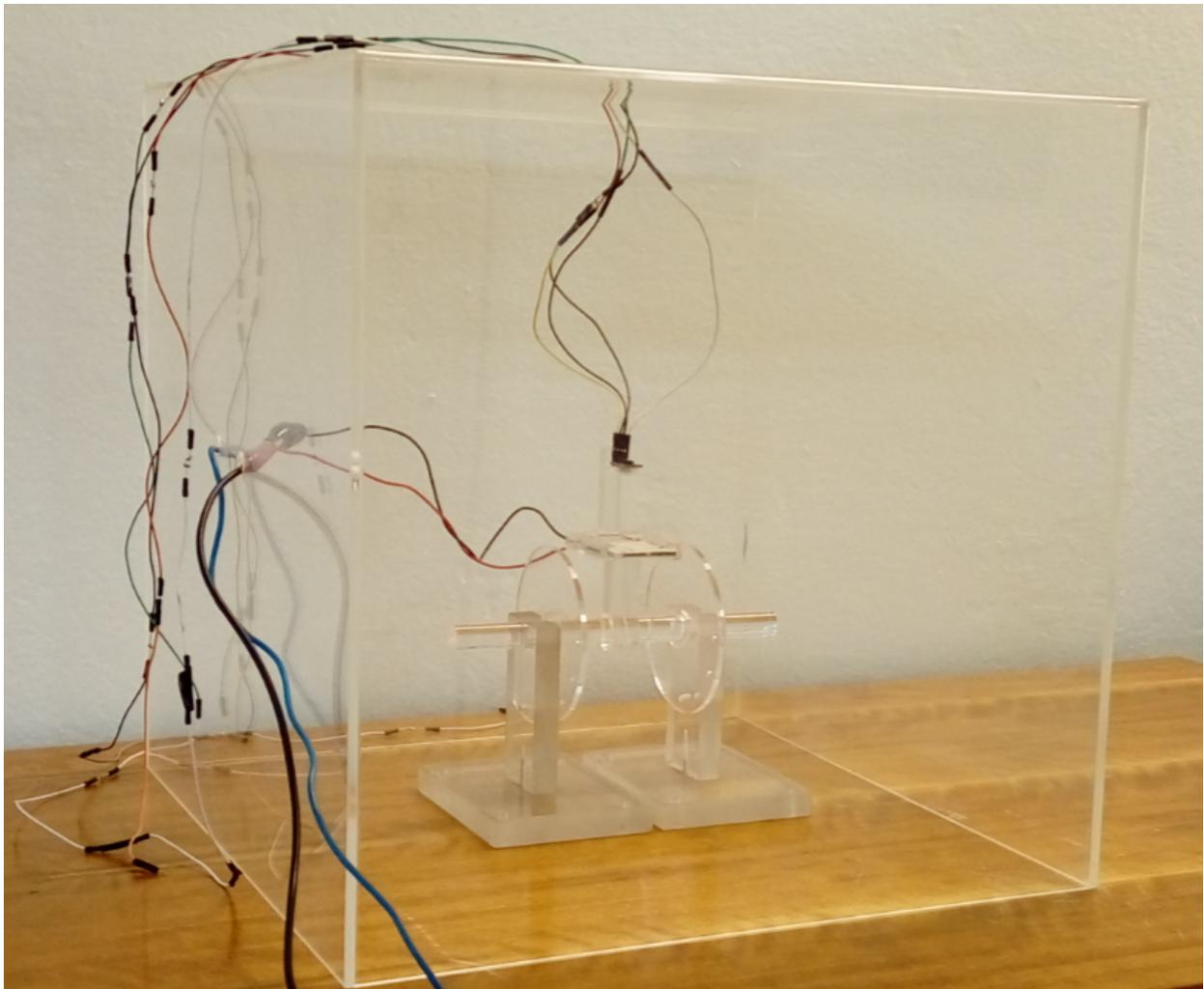


Figura 6.2: Bancada completa do tema 3

6.2 Metodologia

Para o resfriamento por convecção natural foram escolhidas cinco tensões e correntes para análise em cada ângulo. As tensões e correntes escolhidas foram: 1.6 (A) e 0.35 (V), 2.3 (A) e 0.49, 3.1 (A) e 0.63 (V), 3.8 (A) e 0.75 (V) e por último 4.9 (A) e 0.9 (V).

No estudo da convecção natural estão associados os números adimensionais de Nusselt, Grashof, Prandtl e Rayleigh, onde o número de Nusselt representa a razão entre a transferência de calor por convecção e por condução, o número de Grashof representa uma razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas, o número de Prandtl representa a razão entre as difusividades da quantidade de movimento e térmica e por final o número de Rayleigh está associado com os fluxos conduzidos por empuxo, pois o mesmo pode ser representado pelo produto do número de Grashof com o número de Prandt.

Portanto para análise do resfriamento por convecção natural neste trabalho foram encontrados os números de Nusselt e de Rayleigh. O número de Nusselt pode ser representado assim como foi representado para a convecção forçada interna e convecção forçada externa como:

$$Nu = \frac{U_i D}{A \Delta T k} \quad (6.1)$$

Já o número de Rayleigh pode ser representado pela relação dos números de Prandt e Grashof. O número de Prandt é representada como:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (6.2)$$

O número de Grashof é representado como:

$$Gr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) x^3}{\nu^2} \quad (6.3)$$

portando o número Rayleigh pode ser representado como:

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g \beta}{\nu \alpha} (T_s - T_\infty) x^3 \quad (6.4)$$

onde g é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão volumétrica térmica, T_s é a temperatura na superfície da placa, T_∞ é a temperatura do meio fluido e x representa um parâmetro geométrico característico do dissipador.

Estabelecidos os números de Nulsselt e Rayleigh os dados da temperatura de saída do ar (temperatura ambiente), temperatura superior da célula Peltier para cada ângulo, tensão e corrente, é possível estabelecer o comportamento do processo de resfriamento da célula Peltier em uma convecção natural.

Os números de Nusselt e Rayleigh foram encontrados para os cinco pares de tensões e correntes da fonte escolhidos, para isso foram realizados cinco testes para cada tensão e corrente. Destes testes realizados foram pegos a média da temperatura da célula dos últimos 250 segundos, o tempo de regime permanente considerado como sendo variações de menos de um grau na temperatura nos 250 segundos, dos cinco testes para cada tensão e corrente. A média da temperatura de saída (temperatura ambiente) para os cinco testes para cada tensão e corrente também foram encontrados para estabelecer os cinco valores de ΔT , através da diferença entre a média da temperatura da célula e a média das temperaturas de saída (temperatura ambiente) das cinco realizações para cada tensão e corrente, a média das temperaturas da célula e da ambiente é representado pela equação (6.5).

$$\bar{T} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n} \quad (6.5)$$

Encontrado os cinco valores de ΔT foi possível encontrar os cinco números de Nusselt. Feito isso foi possível encontrar o Nusselt médio representado pela equação (6.6).

$$\overline{Nu} = \frac{\sum_{i=1}^n Nu_i}{n} \quad (6.6)$$

nesse caso $n=5$, pois representa o número de realizações dos teste para cada par de tensão e corrente.

Estabelecidos os números de Nusselt foi possível também encontrar o desvio padrão do Nusselt pela equação (6.7).

$$\sigma_{Nu} = \sqrt{\frac{(Nu_i - \overline{Nu})^2}{i}} \quad (6.7)$$

onde $i=5$ que representa o número de realizações dos testes para cada par de tensão e corrente.

Os testes foram realizados para os cinco pares de tensão e corrente da fonte com cinco repetições para cada ângulo de ataque da célula variando de 0° a 90° com intervalos de 30° , ou seja as angulações testadas foram 0° , 30° , 60° e 90° . Com todos os dados coletados foi possível encontrar os cinco número de Nusselt, os cinco desvios padrão do Nusselt e os cinco números de Rayleigh para os cinco pares de tensão e corrente. O restante do dados necessários são características geométricas ou do fluido que são apresentados nas tabelas dos resultados. Contudo foi possível plotar um gráfico com barras de erro do número de Nusselt em função do número de Rayleigh, podendo assim analisar as taxas de troca de calor para cada ângulo e o gráfico do comportamento $Nu \times \theta$ para os cinco diferente valores de tensão e corrente.

6.3 Resultados e Discussões

Com a metodologia utilizada na seção 6.2 para resfriamento de um dispositivo eletrônico por convecção natural com variação do ângulo, foram encontrados os cinco números de Nusselt e Rayleigh para os cinco pares de tensão e corrente da fonte. Os dados geométricos e do fluido de trabalho para cálculo dos números de Nusselt e Rayleigh se encontram nas tabelas 4.1 e 4.2.

Em seguida serão apresentados nas tabelas 6.1 a 6.5 os resultados dos testes obtidos da análise estatística para cada ângulo e par de tensão e corrente.

Tabela 6.1: Valores para tensão 1.6 (A) e corrente 0.35 (V)

Ângulo	0°	30°	60°	90°
ΔT Teste 1 (°C)	7.6371	7.5305	7.4884	7.2592
ΔT Teste 2 (°C)	7.5242	7.2003	7.3668	7.3253
ΔT Teste 3 (°C)	8.1662	7.0700	7.3076	7.4998
ΔT Teste 4 (°C)	7.8325	7.1152	7.2961	7.1871
ΔT Teste 5 (°C)	8.1129	7.3884	7.3260	7.3101
Nu médio	71	76	75	76
Desvio padrão Nu	2.2951	1.8188	0.7831	1.0714
Ra médio	48792	45200	45783	45537

Tabela 6.2: Valores para tensão 2.3 (A) e corrente 0.49 (V)

Ângulo	0°	30°	60°	90°
ΔT Teste 1 (°C)	13.3869	13.1304	12.6852	13.0827
ΔT Teste 2 (°C)	13.5002	13.1988	12.8664	12.9678
ΔT Teste 3 (°C)	13.5768	13.1035	12.7933	12.9684
ΔT Teste 4 (°C)	13.6909	13.0116	12.8262	13.0458
ΔT Teste 5 (°C)	13.4984	12.8852	12.9476	13.0683
Nu médio	83	86	87	86
Desvio padrão Nu	0.6156	0.7173	0.5910	0.3261
Ra médio	82390	79689	78278	79460

Tabela 6.3: Valores para tensão 3.1 (A) e corrente 0.63 (V)

Ângulo	0°	30°	60°	90°
ΔT Teste 1 (°C)	21.6368	20.8340	20.8248	20.4150
ΔT Teste 2 (°C)	21.6780	20.7687	20.8192	20.1750
ΔT Teste 3 (°C)	21.6246	20.8241	20.7258	20.0975
ΔT Teste 4 (°C)	21.5690	20.9551	20.7450	20.2551
ΔT Teste 5 (°C)	21.5317	20.8859	20.9014	20.6980
Nu médio	90	93	93	95
Desvio padrão Nu	0.2155	0.2815	0.2825	0.9952
Ra médio	127969	123818	123540	120913

Tabela 6.4: Valores para tensão 3.8 (A) e corrente 0.75 (V)

Ângulo	0°	30°	60°	90°
ΔT Teste 1 (°C)	30.5871	29.3288	28.6681	28.1286
ΔT Teste 2 (°C)	30.5167	29.5292	28.5349	28.2626
ΔT Teste 3 (°C)	30.0916	28.8458	28.4307	28.3056
ΔT Teste 4 (°C)	30.7207	29.0698	28.4249	28.3236
ΔT Teste 5 (°C)	30.2690	29.0530	28.5567	28.0701
Nu médio	93	97	99	100
Desvio padrão Nu	0.6970	0.7931	0.3138	0.3597
Ra médio	175014	168407	165050	163451

Tabela 6.5: Valores para tensão 4.9 (A) corrente 0.9 (V)

Ângulo	0°	30°	60°	90°
ΔT Teste 1 (°C)	41.5301	41.5530	39.6684	39.9290
ΔT Teste 2 (°C)	42.5824	40.3522	39.6614	40.2501
ΔT Teste 3 (°C)	42.4172	39.8108	39.5522	40.2013
ΔT Teste 4 (°C)	42.5247	40.8003	39.9067	40.1545
ΔT Teste 5 (°C)	42.5530	40.4907	39.6993	39.9248
Nu médio	103	108	110	109
Desvio padrão Nu	0.9945	1.5223	0.3223	0.3781
Ra médio	234182	225893	221507	223426

Através dos dados obtidos foi possível plotar o gráfico 6.3 do comportamento $Nu \times Ra$ para convecção natural com variação de ângulo entre célula e escoamento. O gráfico representa o resfriamento da célula Peltier para as diferentes angulações e pares de tensão e corrente. Para análise do resfriamento foi avaliado o coeficiente de transferência de calor e o número de Nusselt. Foi considerado que a célula Peltier tinha um fluxo térmico constante, pois o sensor infravermelho

coleta a média da temperatura da superfície da célula. Foi considerado também que os experimentos ocorreram todos na faixa de regime laminar, dado que os valores encontrados para o número de Ra todos foram menores que 10^9 o que caracteriza esse regime de escoamento. A configuração a 90° foi a que apresentou a maior transferência de calor para todos os cinco pares de tensão e corrente, pois foi a configuração que obteve os maiores coeficientes de transferência de calor e consequentemente os maiores valores de Nusselt para um dado valor fixo de Rayleigh. É importante que se diga que nesse caso um mesmo par de tensão e corrente não fornecerá o mesmo valor do número de Rayleigh independente do ângulo de inclinação da célula. Como o número de Rayleigh é função da diferença de temperatura entre célula e fluido ambiente, este é também medido para cada caso individualmente. Já a configuração de 0° foi a que obteve os menores resultados do coeficiente de transferência de calor e menores valores de Nusselt para os cinco pares de tensão e corrente. Esses resultados podem ser explicados devido às forças de campos que atuam sobre a célula Peltier, no caso da configuração a 0° a gravidade é paralela à direção dos gradientes de temperatura e massa específica, nesse sentido não existe (em tese) geração de vorticidade devido ao desalinhamento entre esses dois campos vetoriais, conforme mostrado na fundamentação teórica deste trabalho. O inverso ocorre para um ângulo de 90 graus. Como o mecanismo físico de dissipação do calor proveniente da célula é feito principalmente via difusão térmica por ação da vorticidade induzida pela estratificação de massa específica, além do mecanismo convectivo em si associado à movimentação da massa de ar em torno da célula, o comportamento $Nu \times \theta$ pode ser interpretado a luz da dinâmica de vorticidade.

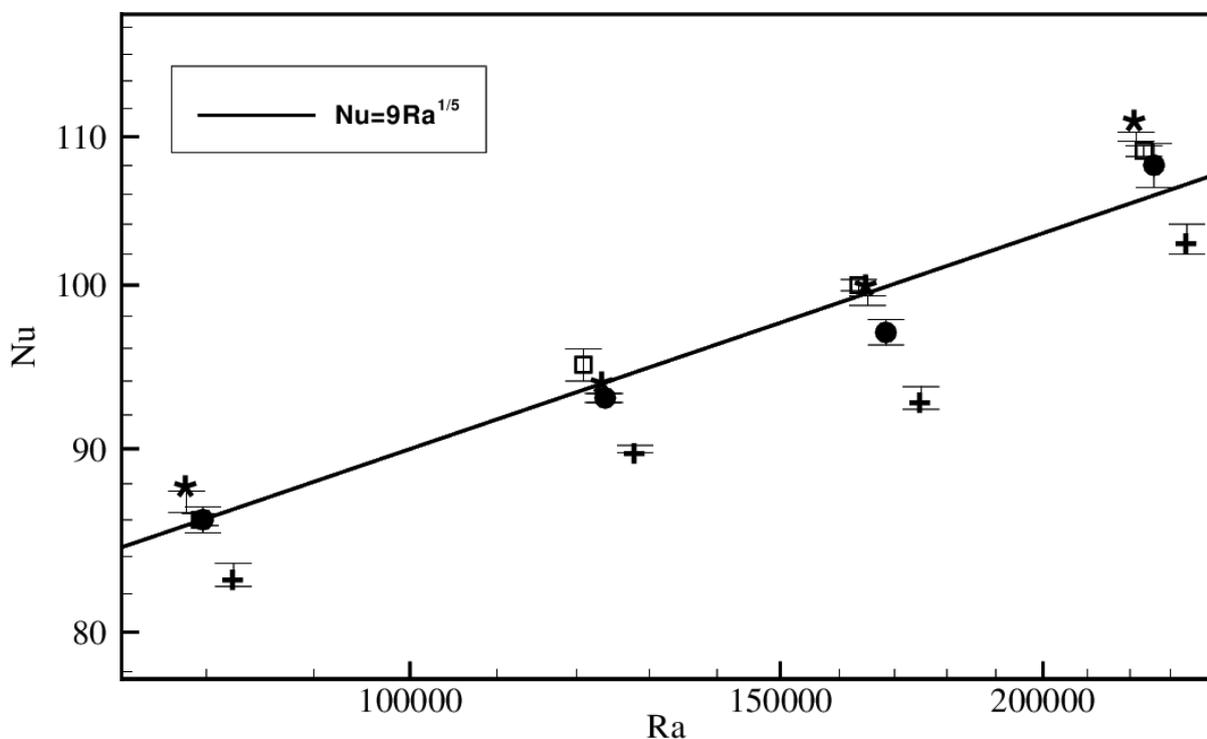


Figura 6.3: * - 0° , círculos preenchidos - 30° , quadrados 60° e 90° . A linha contínua é um fit do tipo lei de potência com $Nu = CRa^n$ em que $C = 9$ e $n = 0.2$

Em seguida foi plotado o gráfico 6.4 do comportamento $Nu \times \theta$ para um valor de Ra fixo. O comportamento desse gráfico pode ser interpretado pela equação da vorticidade para um escoamento estratificado com $\rho = \rho(T)$. Conforme aumenta-se o desalinhamento entre ∇T e \bar{g} , tem-se uma maior geração de vorticidade por efeitos de estratificação térmica. Esses vórtices são então responsáveis por induzir um processo mais efetivo de mistura do fluido ambiente (mais frio) com o fluido aquecido nas proximidades da superfície e conseqüentemente induzem um incremento nas taxas de troca de calor. Foi apresentado também a análise de escala para equação da vorticidade do presente trabalho e de acordo com as análises feitas foi possível encontrar um "scaling" que mostra que o desalinhamento entre os gradientes de temperatura e a direção da gravidade tende a contribuir com o aumento das taxas de troca de calor no intervalo $0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$ de acordo com uma relação senoidal, que também foi capturada no fit apresentado na figura 6.3.

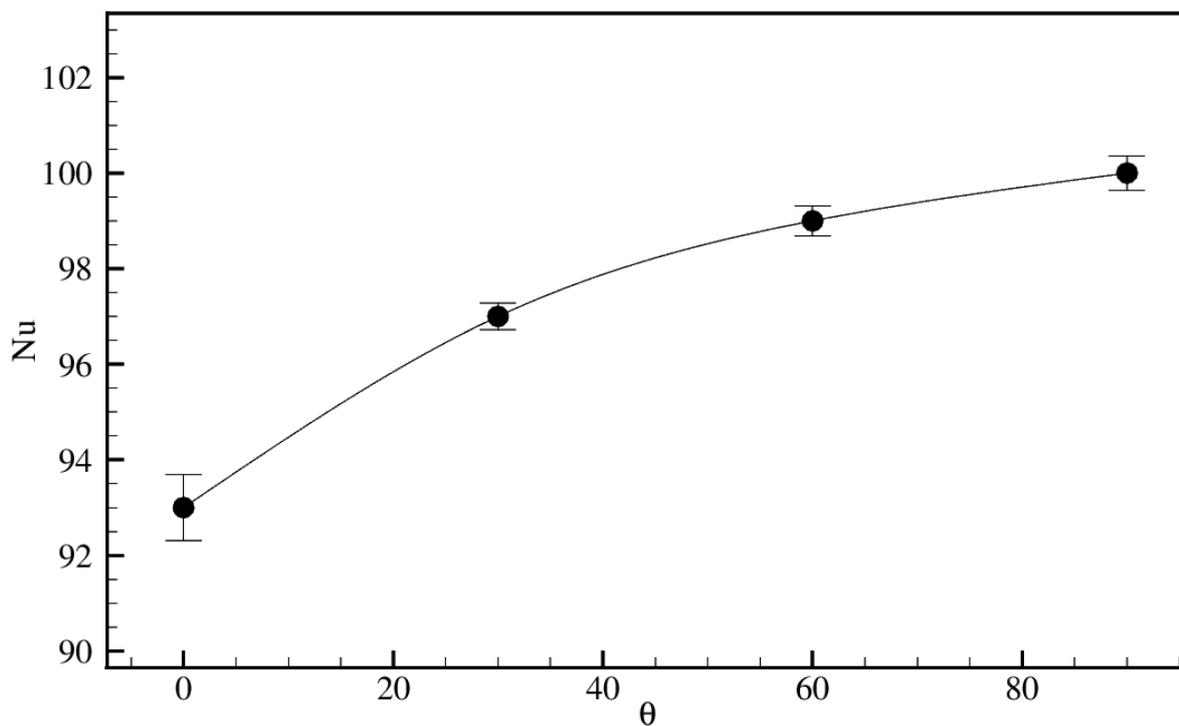


Figura 6.4: Valores de Nusselt para $Ra = 1.16 \times 10^5$. A linha contínua é um fit de uma spline.

Como a ordem de magnitude das velocidades envolvidas nesse problema é bem menor que as observadas nos temas 1 e 2, e o escoamento ocorre em regime laminar, temos barras de erro significativamente menores que as obtidas para os temas anteriores. Nesse sentido, as especulações, afirmações e discussões aqui apresentadas possuem maior embasamento científico e a complementação entre resultados experimentais e análise de escala consiste em uma combinação de técnicas suficientemente fortes para que as interpretações e discussões realizadas aqui sejam cientificamente consistentes e precisas.

Capítulo 7

CONCLUSÕES

Como conclusão para o tema 1 temos que de acordo com todas as tabelas dos resultados encontrados e com os gráficos 4.18 e 4.19 todas as réguas utilizando promotores de turbulência obtiveram aumento na taxa de transferência de calor comparadas com a régua livre, contribuindo assim no processo de resfriamento. Das réguas testadas comparadas com a régua sem promotores de turbulência apenas a régua de número 6 obteve valores menores nas taxas de troca de calor nas velocidades de 12 m/s e 15 m/s. Essa diminuição nas taxas de troca de calor nessas velocidades talvez possa ser explicada pela formação de região de recirculação que acontece em velocidades mais elevadas levando ao deslocamento da camada limite e dissipação de vórtices em forma de calor.

A régua de número 3 foi a que apresentou as maiores taxas de troca de calor para todas as velocidades comparadas com todas as outras réguas. No entanto a velocidade de 9 m/s foi que obteve maior elevação do número de Nusselt, nas outras velocidades mesmo que o número de Nusselt aumente a taxa de elevação ainda será menor. Pode-se perceber também que na mesma régua nas 2 últimas velocidades o número de Nusselt quase não se modificou, concluindo que nessa configuração dos promotores de turbulência após a velocidade de 9 m/s as taxas de troca de calor não tem grandes mudanças.

Contudo foi possível concluir que todas as configurações de régua com promotores de turbulência contribuem para o processo de resfriamento e que para fins comerciais a melhor configuração poderia ser aplicável com alguns ajustes para atuar junto com os coolers de computadores por exemplo.

Para o tema 2 foi possível concluir que a melhor configuração foi a de 0° , pois foi a que apresentou maiores valores de coeficientes de transferência de calor, consequentemente maiores valores de Nusselt para as 5 velocidades e portanto maior transferência de calor para todas as angulações. Foi possível perceber que essa configuração foi a que apresentou um comportamento mais linear. Percebeu-se também que a velocidade de 6 m/s foi a que obteve maiores taxas de troca de calor para todas as configurações com exceção da configuração de 60° . A configuração

de 0° na velocidade de 6 m/s foi a que obteve a maior performance no processo de resfriamento.

Pode-se perceber também que da configuração de 0° para de 30° houve diminuição da transferência de calor sobre a célula, isso provavelmente devido à formação de uma região de baixa pressão na superfície da célula que impede que parte do calor proveniente da célula seja convectado pelo escoamento. Já a configuração de 60° para de 90° o comportamento dos efeitos da transferência de calor são não lineares, provavelmente devido à formação de regiões de recirculação na superfície da célula, induzidas por meio de variações abruptas da geometria, que geram comportamentos distintos para a curva $Nu \times \theta$ para diferentes regimes de Reynolds. Portanto sugere-se que para cada velocidade seja desenvolvida uma expressão do Número de Nusselt em função de um Re e um θ diferente.

Já para o tema 3 pode-se concluir, assim como já era esperado pelas revisões bibliográficas estudadas, que a configuração de 90° foi a que obteve maior troca de calor para todas os pares de tensão e corrente, pois apresentou os maiores valores dos coeficientes de troca de calor e maiores valores de Nusselt. A configuração de 0° foi a que obteve os menores valores na troca de calor para todos os pares de tensão e corrente. Todas essas conclusões se devem basicamente de como a gravidade atua sobre a célula.

Capítulo 8

TRABALHOS FUTUROS

Como já mencionado, essa dissertação tem como objetivo acrescentar uma base de dados no processo de resfriamento de componentes eletrônicos e para o melhor compreensão do assunto sugere-se que trabalhos numéricos nessa área sejam desenvolvidos e que possam até mesmo serem validados quando comparados com os resultados experimentais.

Referências Bibliográficas

- [1] HUANG, L.; EL-GENK, M. Heat transfer and flow visualization experiments of swirling, multi-channel, and conventional impinging jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 41, n. 3, p. 583–600, 1998.
- [2] IANIRO, A.; CARDONE, G. Heat transfer rate and uniformity in multichannel swirling impinging jets. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 49, p. 89–98, 2012.
- [3] VIOLATO, D. et al. Three-dimensional vortex dynamics and convective heat transfer in circular and chevron impinging jets. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Elsevier, v. 37, p. 22–36, 2012.
- [4] LEE, D. H. et al. Heat transfer enhancement by the perforated plate installed between an impinging jet and the target plate. *International journal of heat and mass transfer*, Pergamon, v. 45, n. 1, p. 213–217, 2002.
- [5] ZHOU, D.; LEE, S.-J. Heat transfer enhancement of impinging jets using mesh screens. *International journal of heat and mass transfer*, Elsevier, v. 47, n. 10, p. 2097–2108, 2004.
- [6] ZHOU, D.-W. et al. Optimization of mesh screen for enhancing jet impingement heat transfer. *Heat and mass transfer*, Springer, v. 42, n. 6, p. 501–510, 2006.
- [7] INCROPERA, F. Convection heat transfer in electronic equipment cooling. *ASME, Transactions, Journal of Heat Transfer*, v. 110, p. 1097–1111, 1988.
- [8] WO, Y. A two-dimensional conjugate heat transfer model for forced air cooling of an electronic device. *Journal of Electronic Packaging*, American Society of Mechanical Engineers, v. 111, p. 41, 1989.
- [9] CLAYTON, N.; FUENTE, C. Planning for easy tier with ibm system storage storwize v7000 and san volume controller. *IBM Corporation*, 2013.
- [10] SIMONS, R. E. The evolution of ibm high performance cooling technology. In: IEEE. *Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 1995. SEMI-THERM XI, Eleventh Annual IEEE*. [S.l.], 1995. p. 102–114.

- [11] BELADY, C. L. Design considerations for air cooling electronic systems in high altitude conditions. In: IEEE. *Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 1996. SEMI-THERM XII. Proceedings., Twelfth Annual IEEE.* [S.l.], 1996. p. 111–121.
- [12] GROLL, M. et al. Thermal control of electronic equipment by heat pipes. *Revue générale de thermique*, Elsevier, v. 37, n. 5, p. 323–352, 1998.
- [13] SAMMAKIA, B. A review of recent developments in some practical aspects of air-cooled electronic packages. 1998.
- [14] BERGLES, A. E. Evolution of cooling technology for electrical, electronic, and microelectronic equipment. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, IEEE, v. 26, n. 1, p. 6–15, 2003.
- [15] BESSAIH, R.; KADJA, M. Turbulent natural convection cooling of electronic components mounted on a vertical channel. *Applied thermal engineering*, Elsevier, v. 20, n. 2, p. 141–154, 2000.
- [16] CHEN, S. et al. Experimental study of optimum spacing problem in the cooling of simulated electronic package. *Heat and Mass Transfer*, Springer, v. 37, n. 2-3, p. 251–257, 2001.
- [17] TANAKA, T. et al. Influence of inclination angle, attack angle, and arrangement of rectangular vortex generators on heat transfer performance. *Heat Transfer Asian Research*, Wiley Online Library, v. 32, n. 3, p. 253–267, 2003.
- [18] CHOMDEE, S.; KIATSIRIROAT, T. Enhancement of air cooling in staggered array of electronic modules by integrating delta winglet vortex generators. *International communications in heat and mass transfer*, Elsevier, v. 33, n. 5, p. 618–626, 2006.
- [19] ISHIZUKA, M. et al. Study on the natural air cooling design of electronic equipment casings: Effects of the height and size of outlet vent on the flow resistances. In: IOP PUBLISHING. *Journal of Physics: Conference Series.* [S.l.], 2012. v. 395, n. 1, p. 012122.
- [20] CAFIERO, G.; DISCETTI, S.; ASTARITA, T. Heat transfer enhancement of impinging jets with fractal-generated turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 75, p. 173–183, 2014.
- [21] AHMED, H.; MOHAMMED, H.; YUSOFF, M. An overview on heat transfer augmentation using vortex generators and nanofluids: approaches and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 16, n. 8, p. 5951–5993, 2012.
- [22] WANG, X. Q.; MUJUMDAR, A. S. Heat transfer characteristics of nanofluids: a review. *International journal of thermal sciences*, Elsevier, v. 46, n. 1, p. 1–19, 2007.

- [23] KAKACC, S.; PRAMUANJAROENKIJ, A. Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 52, n. 13, p. 3187–3196, 2009.
- [24] NKURIKIYIMFURA, I.; WANG, Y.; PAN, Z. Heat transfer enhancement by magnetic nanofluids a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 21, p. 548–561, 2013.
- [25] THOMAS, D. G. Enhancement of forced convection heat transfer coefficient using detached turbulence promoters. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, ACS Publications, v. 6, n. 3, p. 385–390, 1967.
- [26] GARCIA, A.; VICENTE, P. G.; VIEDMA, A. Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different prandtl numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 48, n. 21, p. 4640–4651, 2005.
- [27] EIAMSA-ARD, S. et al. Heat transfer augmentation by helically twisted tapes as swirl and turbulence promoters. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Elsevier, v. 60, p. 42–48, 2012.
- [28] THIANPONG, C. et al. Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted-ring turbulators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 39, n. 6, p. 861–868, 2012.
- [29] GARCIA, A. et al. The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 35, p. 196–201, 2012.
- [30] NANAN, K. et al. Heat transfer augmentation through the use of wire-rod bundles under constant wall heat flux condition. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 48, p. 133–140, 2013.
- [31] ARMELLINI, A.; CASARSA, L.; MUCIGNAT, C. Experimental assessment of the aerothermal performance of rib roughened trailing edge cooling channels for gas turbine blades. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 58, n. 1, p. 455–464, 2013.
- [32] BHUIYA, M. et al. Performance of turbulent flow heat transfer through a tube with perforated strip inserts. *Heat Transfer Engineering*, Taylor & Francis, v. 35, n. 1, p. 43–52, 2014.
- [33] LI, L. et al. Numerical simulation on flow and heat transfer of fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, Elsevier, v. 92, p. 85–96, 2015.

- [34] PROMVONGE, P. et al. Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline v-shaped discrete ribs. *International Communications in heat and mass transfer*, Elsevier, v. 38, n. 10, p. 1392–1399, 2011.
- [35] EIAMSA-ARD, S.; CHANGCHAROEN, W. Analysis of turbulent heat transfer and fluid flow in channels with various ribbed internal surfaces. *Journal of Thermal Science*, Springer, v. 20, n. 3, p. 260–267, 2011.
- [36] YANG, X. et al. Analysis of the effect of turbulence promoters in hollow fiber membrane distillation modules by computational fluid dynamic (cfd) simulations. *Journal of membrane science*, Elsevier, v. 415, p. 758–769, 2012.
- [37] LEI, Y.-G.; ZHAO, C.-H.; SONG, C.-F. Enhancement of turbulent flow heat transfer in a tube with modified twisted tapes. *Chemical Engineering & Technology*, Wiley Online Library, v. 35, n. 12, p. 2133–2139, 2012.
- [38] VAROL, Y. et al. Numerical analysis of heat transfer due to slot jets impingement onto two cylinders with different diameters. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 39, n. 5, p. 726–735, 2012.
- [39] CHEN, Y.; ARBEITER, F.; SCHLINDWEIN, G. A comparative study of turbulence models for conjugate heat transfer to gas flow in a heated mini channel. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Taylor e Francis, v. 61, n. 1, p. 38–60, 2012.
- [40] BOONLOI, A. Effect of flow attack angle of v-ribs vortex generators in a square duct on flow structure, heat transfer, and performance improvement. *Modelling and Simulation in Engineering*, Hindawi Publishing Corp., v. 2014, p. 13, 2014.
- [41] WEIHING, P.; YOUNIS, B.; WEIGAND, B. Heat transfer enhancement in a ribbed channel: Development of turbulence closures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 76, p. 509–522, 2014.
- [42] AL-ABBASI, S. H. A. Cfd analysis of enhancement of turbulent flow heat transfer in a horizontal circular tube with different inserts. *European Scientific Journal*, European Scientific Journal, v. 10, n. 15, 2014.
- [43] LIU, J.; XIE, G.; SIMON, T. W. Turbulent flow and heat transfer enhancement in rectangular channels with novel cylindrical grooves. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 81, p. 563–577, 2015.
- [44] KAREEM, Z. S. et al. Heat transfer enhancement in three-start spirally corrugated tube: Experimental and numerical study. *Chemical Engineering Science*, Elsevier, v. 134, p. 746–757, 2015.

- [45] GHARBI, S.; HARMAND, S.; JABRALLAH, S. B. Experimental comparison between different configurations of pcm based heat sinks for cooling electronic components. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 87, p. 454–462, 2015.
- [46] ALMUBARAK, A. A. The effects of heat on electronic components. *Int. Journal of Engineering Research and Application*, v. 7, p. 52–57, 2017.
- [47] SPARROW, E.; CHASTAIN, S. Effect of angle of attack on the heat transfer coefficient for an annular fin. *International journal of heat and mass transfer*, Elsevier, v. 29, n. 8, p. 1185–1191, 1986.
- [48] MITRA, N.; FIEBIG, M. et al. Experimental investigations of heat transfer enhancement and flow losses in a channel with double rows of longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 36, n. 9, p. 2327–2337, 1993.
- [49] WEN, M.-Y.; JANG, K.-J. Forced convection heat transfer at an inclined and yawed round tube. *International journal of heat and mass transfer*, Elsevier, v. 45, n. 10, p. 2031–2042, 2002.
- [50] KURTBAŞ, İ. The effect of different inlet conditions of air in a rectangular channel on convection heat transfer: Turbulence flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 33, n. 1, p. 140–152, 2008.
- [51] TEREKHOV, V.; GNYRYA, A.; KOROBKOV, S. Vortex pattern of the turbulent flow around a single cube on a flat surface and its heat transfer at different attack angles. *Thermophysics and aeromechanics*, Springer, v. 17, n. 4, p. 489–500, 2010.
- [52] LEI, Y. G. et al. Hydrodynamics and heat transfer characteristics of a novel heat exchanger with delta-winglet vortex generators. *Chemical Engineering Science*, Elsevier, v. 65, n. 5, p. 1551–1562, 2010.
- [53] RICHTER, A.; NIKRITYUK, P. A. New correlations for heat and fluid flow past ellipsoidal and cubic particles at different angles of attack. *Powder technology*, Elsevier, v. 249, p. 463–474, 2013.
- [54] HEIDARZADEH, H.; FARHADI, M.; SEDIGHI, K. Convective heat transfer over a wall mounted cube at different angle of attack using large eddy simulation. *Thermal Science*, v. 18, n. suppl. 2, p. 301–315, 2014.
- [55] TONG, J. et al. A new archive of heat transfer coefficients from square and chamfered cylinders at angles of attack in crossflow. *International Journal of Thermal Sciences*, Elsevier, v. 105, p. 218–223, 2016.
- [56] WU, J.; TAO, W. Effect of longitudinal vortex generator on heat transfer in rectangular channels. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 37, p. 67–72, 2012.

- [57] ZEBARJADI, M. Electronic cooling using thermoelectric devices. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing, v. 106, n. 20, p. 203506, 2015.
- [58] KIERKUS, W. T. An analysis of laminar free convection flow and heat transfer about an inclined isothermal plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 11, n. 2, p. 241IN9253–252, 1968.
- [59] GEBHART, B. Discussion: First order perturbations of laminar free convection boundary layers on a vertical plate (yang, kwang tzu, and jerger, edward w., 1964, asme j. heat transfer, 86, pp. 107–114). *Journal of Heat Transfer*, American Society of Mechanical Engineers, v. 86, n. 1, p. 114–114, 1964.
- [60] VLIET, G. C. Natural convection local heat transfer on constant-heat-flux inclined surfaces. In: ASME. [S.l.], 1969.
- [61] ELSHAZLY, K. et al. Experimental investigation of natural convection inside horizontal elliptic tube with different angles of attack. *Energy conversion and management*, Elsevier, v. 47, n. 1, p. 35–45, 2006.
- [62] REYMOND, O.; MURRAY, D. B.; DONOVAN, T. S. O. Natural convection heat transfer from two horizontal cylinders. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 32, n. 8, p. 1702–1709, 2008.
- [63] GRAFSRONNINGEN, S.; JENSEN, A. Natural convection heat transfer from two horizontal cylinders at high rayleigh numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 55, n. 21, p. 5552–5564, 2012.
- [64] KITAMURA, K. et al. Fluid flow and heat transfer of high rayleigh-number natural convection around heated spheres. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 86, p. 149–157, 2015.
- [65] AFRID, M.; ZEBIB, A. Natural convection air cooling of heated components mounted on a vertical wall. *Numerical Heat Transfer*, Taylor & Francis, v. 15, n. 2, p. 243–259, 1989.
- [66] CHOI, C.; ORTEGA, A. Mixed convection in an inclined channel with a discrete heat source. *International journal of heat and mass transfer*, Elsevier, v. 36, n. 12, p. 3119–3134, 1993.
- [67] PAPANICOLAOU, E.; JALURIA, Y. Mixed convection from simulated electronic components at varying relative positions in a cavity. *Previews of Heat and Mass Transfer*, v. 2, n. 21, p. 119, 1995.
- [68] YOUNG, T. J.; VAFAI, K. Convective cooling of a heated obstacle in a channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 41, n. 20, p. 3131–3148, 1998.

- [69] OUZZANE, M.; GALANIS, N. Numerical analysis of mixed convection in inclined tubes with external longitudinal fins. *Solar Energy*, Elsevier, v. 71, n. 3, p. 199–211, 2001.
- [70] OLIVEIRA, M. de; MENON, G. J. Simulaccao de grandes escalas utilizada para conveccao natural turbulenta em cavidades. 2002.
- [71] OMRI, A.; ORFI, J.; NASRALLAH, S. B. Natural convection effects in solar stills. *Desalination*, Elsevier, v. 183, n. 1-3, p. 173–178, 2005.
- [72] BOUTINA, L.; BESSAÏH, R. Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 31, n. 11, p. 2052–2062, 2011.
- [73] ZOUITENE, S. et al. Refroidissement par convection naturelle d'une plaque verticale soumise à flux de chauffage discontinu.
- [74] LEE, J. B.; KIM, H. J.; KIM, D.-K. Thermal optimization of horizontal tubes with tilted rectangular fins under free convection for the cooling of electronic devices. *Applied Sciences*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 7, n. 4, p. 352, 2017.
- [75] REYNOLDS, O. An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel channels. *Proceedings of the royal society of London*, The Royal Society, v. 35, n. 224-226, p. 84–99, 1883.
- [76] REYNOLDS, O. On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion. *Proceedings of the Royal Society of London*, The Royal Society, v. 56, n. 336-339, p. 40–45, 1894.
- [77] BEJAN, A. *Convection heat transfer*. [S.l.]: John wiley & sons, 2013.
- [78] MCQUARRIE, D. Statistical mechanics. 2000. *Sausalito, Calif.: University Science Books*, v. 12, p. 641, 2004.
- [79] JONES, W.; LAUNDER, B. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International journal of heat and mass transfer*, Elsevier, v. 15, n. 2, p. 301–314, 1972.
- [80] NZN. *Ventos de 50 km/h ajudam este PC nas pesquisas sobre o cancer*. janeiro 2013. Disponível em: <<https://www.tecmundo.com.br/refrigeracao/34687-ventos-de-50-km-h-ajudam-este-pc-nas-pesquisas-sobre-o-cancer.htm>>.

ANEXOS

Anexo 1	Código para leitura do sensor LM 35 para aquisição da temperatura
Anexo 2	Código para leitura do sensor infravermelho para aquisição da temperatura
Anexo 3	Código para leitura da diferença de pressão
Anexo 4	Desenho técnico da bancada do tema 1
Anexo 5	Desenho técnico do formato da régua
Anexo 6	Desenho técnico da base de encaixe da célula peltier para os temas 1 e 2
Anexo 7	Desenho técnico da base de encaixe do eixo
Anexo 8	Desenho técnico do cubo

Anexo 1

```
float tempa;
```

```
float tempb;
```

```
float time;
```

```
int tempPina = 0;
```

```
int tempPinb = 1;
```

```
void setup()
```

```
{
```

```
Serial.begin(9600);
```

```
}
```

```
void loop()
```

```
{  
  
tempa = analogRead(tempPina)*0.4887485532746823069403714565;  
  
tempb = analogRead(tempPinb)*0.4887485532746823069403714565;  
  
time=millis()*0.001;  
  
Serial.print(time);  
  
Serial.print(" ");  
  
Serial.print(tempa);  
  
Serial.print(" ");  
  
Serial.print(tempb);  
  
Serial.print(" ");  
  
Serial.println();  
  
delay(1000);  
  
}
```

Anexo 2

```
include <i2cmaster.h>

void setup()

{

Serial.begin(9600);

Serial.println("Setup...");

i2c init();

PORTC = (1 << PORTC4) | (1 << PORTC5);

}

void loop()

int dev = 0x5A<<1;

int data low = 0;

int data high = 0;

int pec = 0;

i2c start wait(dev+I2C WRITE);

i2c write(0x07);

i2c rep start(dev+I2C READ);
```

```
data low = i2c readAck();

data high = i2c readAck();

pec = i2c readNak();

i2c stop();

double tempFactor = 0.02;

double tempData = 0x0000;

int frac;

tempData = (double)(((data high 0x007F)« 8) + datalow);

tempData = (tempData * tempFactor)-0.01;

float time;

float celcius = tempData - 273.15;

time = millis()*0.001;

Serial.print(time);

Serial.print("\n");

Serial.print("Celcius: ");

Serial.println(celcius);

delay(1000);
}
```

Anexo 3

```
const float SensorOffset = 35.0;

// the setup routine runs once when you press reset:

void setup() {

// initialize serial communication at 9600 bits per second:

Serial.begin(9600);
}

// the loop routine runs over and over again forever:

void loop() {

// read the input on analog pin 0:

float time = millis()*0.001;

float sensorValue = (analogRead(A0)-SensorOffset)/100.0; //Do maths for calibration

// print out the value you read:

Serial.print(time);

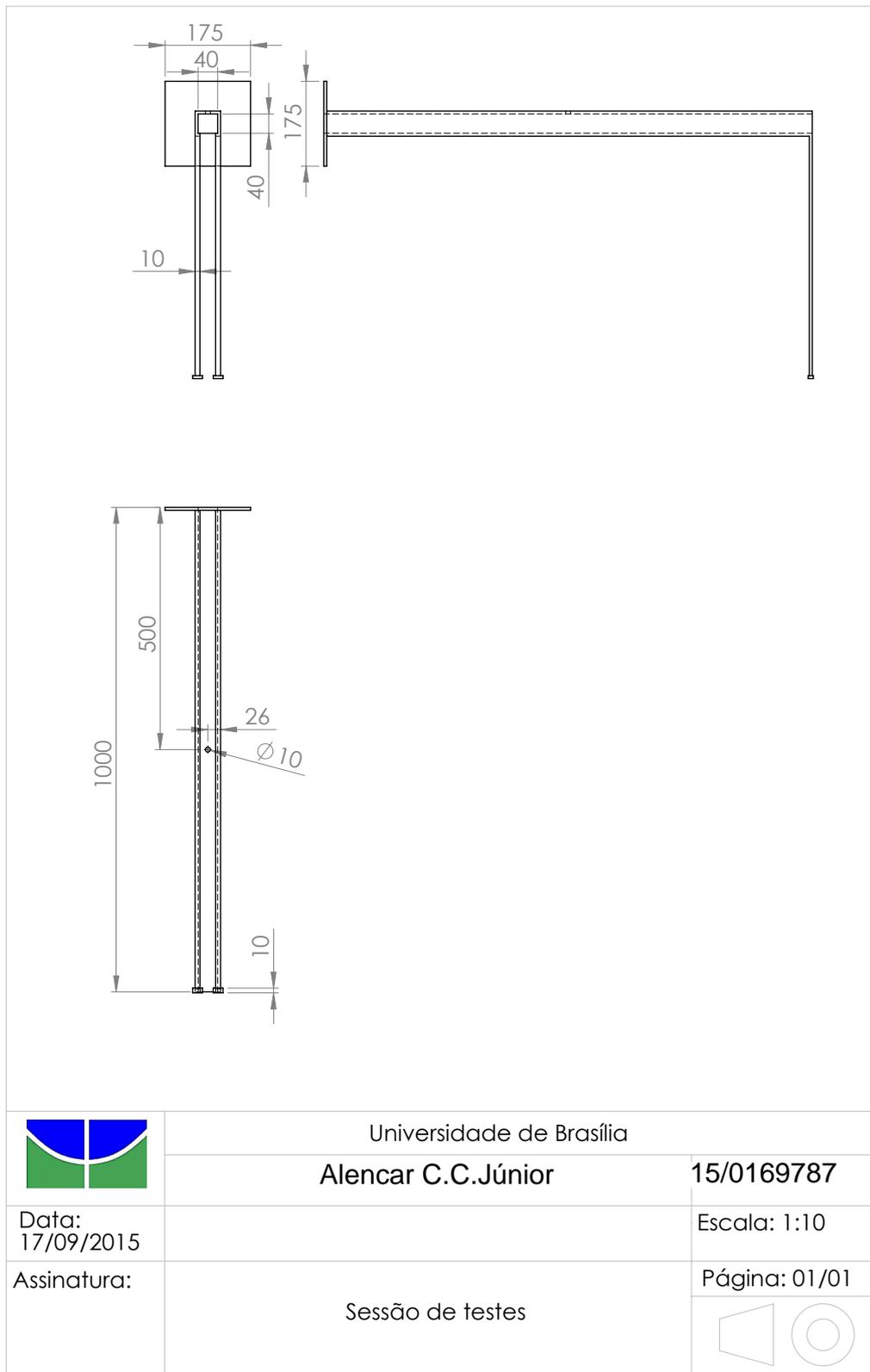
Serial.print("Diferenca de pressao: ");

Serial.print(sensorValue,2);

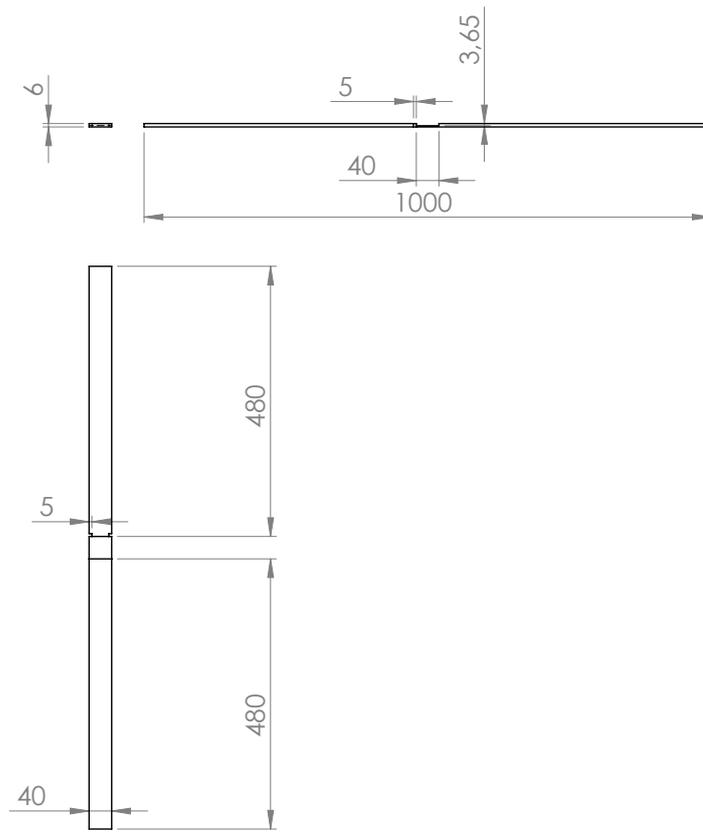
Serial.println("kPa");

delay(1000); // delay in between reads for stability
}
```

Anexo 4

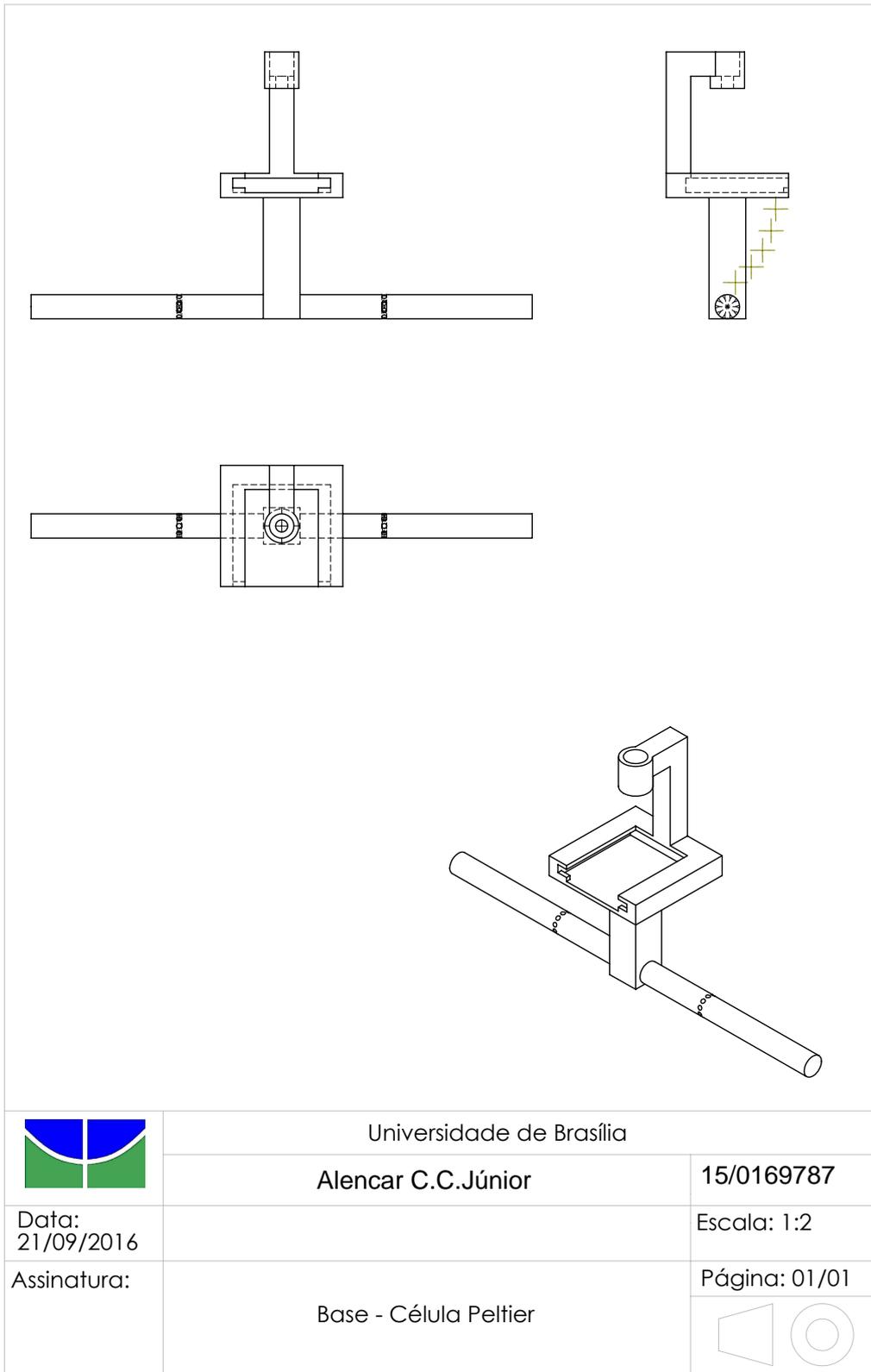


Anexo 5

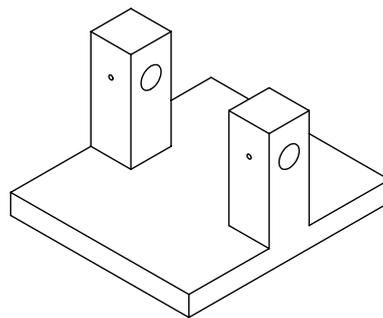
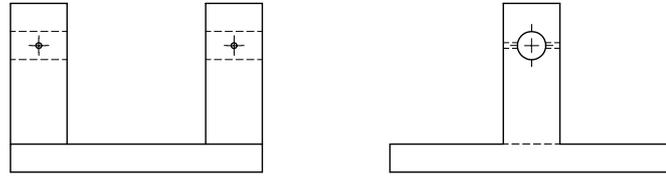


	Universidade de Brasília	
	Alencar C.C.Júnior	15/0169787
Data: 17/09/2015		Escala: 1:10
Assinatura:	Formato régua	Página: 01/01
		

Anexo 6



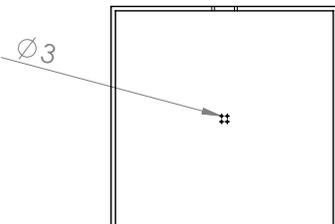
Anexo 7



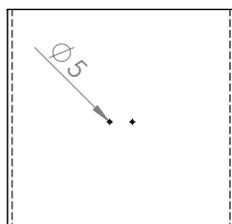
	Universidade de Brasília	
	Alencar C.C.Júnior	15/0169787
Data: 21/09/2016		Escala: 1:2
Assinatura:	Base para eixo	Página: 01/01
		

Anexo 8

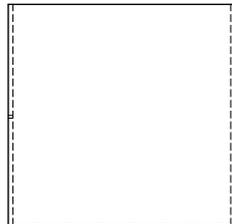
Inferior

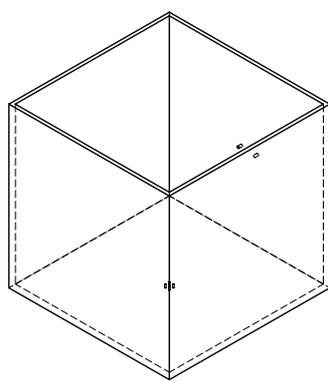


Uma lateral



Outras laterais





Inferior: quatro furos equidistantes do centro (5 mm do centro) e diâmetro de 3mm

Uma lateral: dois furos equidistantes do centro na horizontal (20 mm do centro) e diâmetro de 5 mm

Espessura do acrílico: 8 mm

	Universidade de Brasília	
	Alencar C.C.Júnior	15/0169787
Data: 05/10/2016		Escala: 1:1
Assinatura:	Aquário - Cubo de 5 lados	Página: 01/01
		