

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

VIVIAN MACHADO

**ANÁLISE NUMÉRICA E INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA  
CONVECÇÃO NATURAL LAMINAR EM UM CANAL VERTICAL COM  
AQUECIMENTO DISCRETO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA  
2013

VIVIAN MACHADO

**ANÁLISE NUMÉRICA E INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA  
CONVECÇÃO NATURAL LAMINAR EM UM CANAL VERTICAL COM  
AQUECIMENTO DISCRETO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharela em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Campus* Ponta Grossa.

Orientador: Prof.Dr.Thiago Antonini Alves

PONTA GROSSA

2013



## TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE NUMÉRICA E INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA CONVECÇÃO  
NATURAL LAMINAR EM UM CANAL VERTICAL COM AQUECIMENTO DISCRETO

por

VIVIAN MACHADO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 23 de setembro de 2013 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharela em Engenharia Mecânica. A candidata foi arguida pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

---

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves  
Orientador

---

Profa. Dra. Maria Regina Parise  
Membro Titular

---

Prof. Me. Tárík Linhares Tebchirani  
Membro Titular

---

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima  
Responsável pelos Trabalhos  
de Conclusão de Curso

---

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves  
Coordenador do Curso de  
Engenharia Mecânica

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais: *Paulo José e Viviane Damaris*; que são minha força e incentivo para sempre continuar lutando.

## AGRADECIMENTOS

Tarefa difícil tentar resumir em palavras o agradecimento e admiração à todos aqueles que de alguma forma me ensinaram, auxiliaram e apoiaram, neste momento tão importante em minha vida.

As palavras não serão suficientes para expressar minha eterna gratidão e sentimento aos aqui citados.

Agradeço a Deus primeiramente, pai de todo o conhecimento e mantenedor da vida.

Agradeço ao Professor Dr. *Thiago Antonini Alves* pela paciência, dedicação, respeito e ensinamentos a mim fornecidos durante os últimos anos.

Aos Professores Dra. *Maria Regina Parise* e M. Eng. *Tárik Linhares Tebchirani* por terem aceitado a tarefa de avaliar este trabalho.

À todos os professores e servidores técnico-administrativos da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Campus* Ponta Grossa, que acompanharam e me ajudaram a construir uma base sólida e confiante para minha formação, durante todos esses anos de engenharia.

Aos meus pais *Paulo* e *Viviane* que me proporcionaram o dom da vida e não mediram esforços para que eu chegasse até aqui, pelo amor, e constante incentivo. À minha avó *Nathalia* pelo exemplo de força e coragem e aos meus avós *Luiz* e *Dirce* pelo carinho. À meu irmão *Paulo* por todo auxílio e amizade. À todos meus familiares.

Agradeço também ao meu namorado *Cornélio* pela paciência, compreensão e constante apoio e incentivo.

Aos meus amigos e colegas que em pequenos gestos me ensinaram e ajudaram a compreender o verdadeiro valor de uma amizade, em especial: *Bruno Pacher, Camila Martins, Wellington de Goes, Jéssica Lopes, Jéssica Emanuele, Daniely Roque, Deborah Carneiro, Marcos Barreto, Rodolfo Moroz, Adriano Rech, Murilo Barbur, Marcelo Correia, Relander Martins, Adinaldo Valaszek, Lucas Simão, Alexandre Eurich, Monique Goto, Ana Carolina Stella, Ana Paula Spanholi, André Soares e Evandro Broday.*

## EPÍGRAFE

*Porque tu és a minha rocha e a minha fortaleza;  
assim, por amor do teu nome, guia-me e encaminha-me.  
(Salmos 31:3)*

## RESUMO

Neste Trabalho de Conclusão de Curso foi realizada uma análise numérica e uma investigação experimental da transferência de calor por convecção natural na camada-limite laminar em um canal retangular vertical com aquecimento discreto. Este problema está associado ao resfriamento por convecção natural de um aquecedor 3D isotérmico rente à superfície de uma placa de circuito impresso. A investigação experimental foi realizada no Laboratório Didático de Ciências Térmicas, utilizando um Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada e uma câmera termográfica de alto desempenho. As incertezas experimentais foram calculadas por meio da técnica de amostragem simples. A análise numérica foi efetuada no Laboratório de Pesquisa Computacional por meio de simulações utilizando o *software ANSYS-Fluent*<sup>®</sup> 14.5. As equações governantes 3D com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente pelo Método dos Volumes de Controle, dentro de um domínio único através de um procedimento acoplado. As propriedades termofísicas do fluido e dos sólidos foram consideradas constantes, obtidas da biblioteca do *software Engineering Equation Solver*<sup>®</sup> (EES<sup>®</sup>). A avaliação das perdas por radiação térmica foi devidamente quantificada visando à obtenção dos resultados para a transferência de calor por convecção natural. Os resultados numérico-experimentais dos parâmetros termofluidodinâmicos de interesse foram obtidos para números de *Rayleigh* na faixa de  $10^6$  considerando o ar como o fluido de resfriamento. Estes resultados foram comparados, quando possível, com os disponíveis na literatura considerando uma placa plana vertical isotérmica e apresentaram uma ótima concordância.

**Palavras-chave:** Convecção Natural, Camada-Limite Laminar, Canal Retangular Vertical, Análise Numérica, Investigação Experimental.

## ABSTRACT

In this final course assignment, was performed a numerical analysis and experimental investigation of heat transfer by natural convection in laminar boundary layer on a vertical rectangular channel with discrete heating. This problem is associated with natural convection cooling of a 3D isothermal heater near the surface of a printed circuit board. The experimental investigation was performed at the Educational Laboratory of Thermal Sciences, using an Experimental Apparatus of a Natural and/or Forced Convection and a thermographic camera of high performance. The experimental uncertainties were calculated through simple sampling technique. The numerical analysis was performed at the Laboratory for Computer Research through simulations using ANSYS-Fluent™ 14.5 *software*. The 3D governing equations with their boundary conditions were solved numerically by the Control Volume Method, within a single domain through a coupled procedure. The thermophysical properties of the fluid and the solids were considered constant, obtained from the library of the Engineering Equation Solver™ software (ESS™). The evaluation of the thermal radiation losses were properly quantified in order to obtain the results for the heat transfer by natural convection. The results of numerical and experimental thermo-fluid-dynamics parameters of interest were obtained for Rayleigh numbers on the order of  $10^6$  considering the air as the cooling fluid. These results were compared, when possible, with the available literature considering an isothermal vertical flat plate and showed very good agreement.

**Keywords:** Natural convection, Laminar boundary-layer, Vertical rectangular channel, Numerical analysis, Experimental investigation.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 - Exemplos de modernos equipamentos eletrônicos: <i>Iphone</i> <sup>®</sup> e <i>Ipad</i> <sup>®</sup> .....	14
Figura 1-2 - Fluxos de calor com diferenças de temperatura especificadas por diversos mecanismos de transferência de calor.....	15
Figura 1-3 - Comportamento do fator de falha em função da temperatura de operação. ....	15
Figura 1-4 - Níveis de empacotamento eletrônico. Fonte: Çengel & Ghajar (2012).....	16
Figura 1-5 - Conjunto de Placas de circuito impresso: aplicação da convecção natural.....	17
Figura 1-6 - Aletas planas verticais .....	17
Figura 1-7 – Desenho esquemático da vista frontal de um canal contendo um aquecedor 3D rente à superfície de uma das paredes do canal.....	18
Figura 2-1 - Desenvolvimento da camada-limite sobre uma placa vertical aquecida.....	22
Figura 2-2 - Transição na camada-limite de convecção natural sobre uma placa plana vertical. ....	25
Figura 2-3 - Condições de camada-limite de convecção natural laminar sobre uma superfície isotérmica vertical. (a) Perfis de velocidades. (b) Perfis de temperaturas.....	27
Figura 2-4 - Correlação para uma placa plana vertical e isotérmica por Churchill & Chu (1975). ....	29
Figura 3-1 - Diagrama de métodos e soluções para um problema físico. ....	34
Figura 4-1 - Ilustração do Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada. ....	35
Figura 4-2 - Representação das dimensões da seção de testes e sua estrutura [m]. ....	36
Figura 4-3 - Dissipadores compatíveis com o aparato experimental.....	36
Figura 4-4 - Desenho esquemático do aquecedor 3D [m].....	37
Figura 4-5 - Localização dos termopares na seção de testes.....	38
Figura 4-6 - Janela de acrílico para a visualização do aquecedor e dos termopares. ....	39
Figura 4-7 - Interface gráfica do <i>software</i> SCADA <sup>®</sup> .....	40
Figura 4-8 - Câmera termográfica de alto desempenho <i>FLIR T-440</i> .....	41
Figura 5-1 - Laboratório de Pesquisa Computacional do DAMEC/UTFPR/Ponta Grossa. ...	42
Figura 5-2 - Configuração geométrica básica para a investigação experimental.....	43
Figura 5-3 - Configuração geométrica básica para as simulações numéricas.....	45
Figura 5-4 - Domínio computacional.....	46
Figura 5-5 - Diagrama esquemático das principais condições de contorno do problema. ....	47
Figura 5-6 - Diagrama esquemático do problema utilizado para verificação numérica.....	48
Figura 5-7 - Comparação do perfil de velocidade.....	50
Figura 5-8 - Distribuição de temperatura na parede aquecida. ....	51
Figura 5-9 - Distribuição de temperatura no plano central. ....	52
Figura 5-10 - Fluxo térmico por radiação térmica da cavidade fechada.....	53
Figura 5-11 - Configurações das grades computacionais 3D utilizadas no estudo de refinamento de grade computacional. ....	55
Figura 5-12 - Grade computacional 3D não-uniforme utilizada na resolução numérica.....	56
Figura 5-13 - Grade computacional 3D não-uniforme utilizada na resolução numérica (vista em perspectiva 3D).....	57
Figura 6-1 - Perfil de velocidade [m/s]. ....	68
Figura 6-2 - Perfil de velocidade próximo ao aquecedor considerando $Ra_L=3,06 \cdot 10^6$ .....	69
Figure 6-3 - Perfil de velocidade para os diferentes casos de <i>Rayleigh</i> .....	70
Figura 6-4 - Perfil de temperatura [°C].....	74
Figura 6-5 - Desenvolvimento da camada-limite térmica em $x = L$ .....	74
Figura 6-6 -Imagem termográfica das perdas térmicas por condução .....	86

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 5-1 - Desenvolvimento da camada-limite fluidodinâmica ao longo do aquecedor. ....	44
Gráfico 5-2 - Espessura da camada-limite fluidodinâmica no final do aquecedor. ....	44
Gráfico 6-1 - Taxa de transferência de calor por convecção natural e por radiação .....	61
Gráfico 6-2 - Nusselt médio experimental em função de <i>Rayleigh</i> . ....	65
Gráfico 6-3 - Perfil de velocidade para os diferentes casos de $Ra_L$ . ....	70
Gráfico 6-4 - Espessura da camada-limite fluidodinâmica em $x=L$ . ....	71
Gráfico 6-5 - Distribuição da temperatura do ar no final do aquecedor. ....	75
Gráfico 6-6 - Espessura da camada-limite térmica no final do aquecedor. ....	76
Gráfico 6-7 - Taxa de transferência de calor por convecção natural e por radiação .....	77
Gráfico 6-8 - Perfil de velocidade para os diferentes casos de $Ra_L$ . ....	77
Gráfico 6-9 - Nusselt médio numérico em função de <i>Rayleigh</i> . ....	78
Gráfico 6-10 - Comparação da espessura da camada-limite fluidodinâmica. ....	79
Gráfico 6-11 - Perfil de velocidade adimensional em função do parâmetro de similaridade. ....	80
Gráfico 6-12 - Crescimento relativo entre as camadas-limites fluidodinâmica e térmica .....	81
Gráfico 6-13 - Temperatura adimensional em função do parâmetro de similaridade. ....	81
Gráfico 6-14 - Comparação entre as taxas de transferência de calor por conv. natural .....	82
Gráfico 6-15 - Comparação de <i>Nusselt</i> local considerando $Ra_L=3,06 \cdot 10^6$ .....	83
Gráfico 6-16 - Comparação entre os números de <i>Nusselt</i> médio .....	83

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção. ....	21
Tabela 4.1 - Termopares utilizados para obtenção dos resultados numéricos. ....	38
Tabela 5.1 - Espessura da camada-limite fluidodinâmica no final do aquecedor .....	43
Tabela 5.2 - Comparação dos resultados numéricos da taxa de transferência de calor por radiação térmica nas paredes da cavidade fechada. ....	49
Tabela 5.3 - Comparação dos resultados numéricos da taxa de transferência de calor por radiação térmica nas paredes da cavidade fechada. ....	49
Tabela 5.4 - Resultados numéricos visando o refinamento da grade computacional. ....	54
Tabela 6.1 - Dados experimentais coletados. ....	59
Tabela 6.2 - Taxas de transferência de calor total, convecção natural e radiação térmica... ..	60
Tabela 6.3 - Propriedades termofísicas do ar obtidas na temperatura de filme através do <i>EES</i> <sup>®</sup> .....	62
Tabela 6.4 - Valores de <i>Rayleigh</i> e <i>Grashof</i> no final do aquecedor. ....	63
Tabela 6.5 - <i>Nusselt</i> médio experimental com suas incertezas. ....	64
Tabela 6.6 - Parâmetros utilizados nas simulações numéricas. ....	65
Tabela 6.7 - Resultados numéricos do comprimento da camada-limite fluidodinâmica. ....	71
Tabela 6.8 - Resultados numéricos do comprimento da camada-limite térmica. ....	75
Tabela 6.9 - Taxas de transferência de calor total, por convecção natural e por radiação térmica. ....	76
Tabela 6.10 - <i>Nusselt</i> médio numérico. ....	78
Tabela 6.11 - Comparação de $\delta_L / L$ .....	79
Tabela 6.12 - Comparação entre os números de <i>Nusselt</i> médio. ....	84
Tabela 6.13 - Diferença entre os números de <i>Nusselt</i> médio experimentais e os demais resultados. ....	85

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área de troca de calor [m <sup>2</sup> ]
$c_p$	Calor específico a pressão constante [J/kgK]
$f'$	Velocidade adimensional, Eq. (2.17)
$f_t$	Fator de falha
$F$	Força [N]
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$Gr$	Número de <i>Grashof</i> , Eq. (2.11)
$h$	Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m <sup>2</sup> K]
$k$	Condutividade térmica [W/mK]
$L$	Comprimento do aquecedor [m]
$Nu$	Número de <i>Nusselt</i> , Eq. (2.9)
$Pr$	Número de <i>Prandtl</i> , Eq. (2.10)
$q$	Taxa de transferência de calor [W]
$Ra$	Número de <i>Rayleigh</i> , Eq. (2.13)
$Ri$	Número de <i>Richardson</i> , Eq. (2.12)
$S$	Espaçamento entre aletas verticais [m]
$T$	Temperatura [°C]
$u$	Componente da velocidade na direção $x$ [m/s]
$v$	Componente da velocidade na direção $y$ [m/s]
$w$	Componente da velocidade na direção $z$ [m/s]
$W$	Largura do canal [m]
$H$	Comprimento do canal [m]
$T$	Espessura do canal [m]
$x$	Coordenada cartesiana [m]
$y$	Coordenada cartesiana [m]
$z$	Coordenada cartesiana [m]

## Letras gregas

$\beta$	Coeficiente de expansão volumétrica térmica [1/K]
$\delta$	Espessura da camada-limite [m]
$\nu$	Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s]
$\partial$	Derivada parcial
$\mu$	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
$\eta$	Parâmetro de similaridade, Eq. (2.15)
$\Psi$	Função corrente
$\Phi$	Dissipação viscosa
$\nabla$	Operador gradiente
$\varepsilon$	Emissividade superficial
$\sigma$	Constante de <i>Stefan-Boltzmann</i>

## Subscritos

s	Superfície
$\infty$	Fluido quiescente
x	Coordenada cartesiana
L	Comprimento total
c	Crítico
rad	Radiação
conv	Convecção
viz	Vizinhança
f	Filme

## Superescritos

®	<i>Marca registrada</i>
*	Adimensional
—	Médio
™	<i>Trade Mark</i>

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
1.1. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA.....	18
1.2. OBJETIVOS .....	18
1.2.1. Objetivos gerais .....	18
1.2.2. Objetivos específicos .....	19
1.3. MOTIVAÇÃO.....	19
1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	20
<b>2. REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>21</b>
2.1. AS EQUAÇÕES DA CONVECÇÃO NATURAL .....	22
2.1.1. Parâmetros termofluidodinâmicos de interesse .....	23
2.2. SOLUÇÃO HÍBRIDA ANALÍTICO-NUMÉRICA.....	26
2.3. CORRELAÇÕES EMPÍRICAS .....	28
2.4. REVISÃO DA LITERATURA .....	30
<b>3. METODOLOGIA CIENTÍFICA.....</b>	<b>33</b>
<b>4. INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>35</b>
4.1. APARATO EXPERIMENTAL .....	35
4.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....	40
4.3. CÂMERA TERMOGRÁFICA DE ALTO DESEMPENHO .....	41
<b>5. ANÁLISE NUMÉRICA.....</b>	<b>42</b>
5.1. MODELAGEM.....	42
5.2. TÉCNICA DE RESOLUÇÃO NUMÉRICA.....	47
5.3. VERIFICAÇÃO NUMÉRICA.....	48
5.4. REFINAMENTO DA GRADE COMPUTACIONAL .....	54
<b>6. RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>58</b>
6.1. RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	58
6.2. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS .....	65
6.3. COMPARAÇÕES.....	79
<b>7. CONCLUSÕES .....</b>	<b>87</b>
<b>8. REFERÊNCIAS .....</b>	<b>90</b>

## 1. INTRODUÇÃO

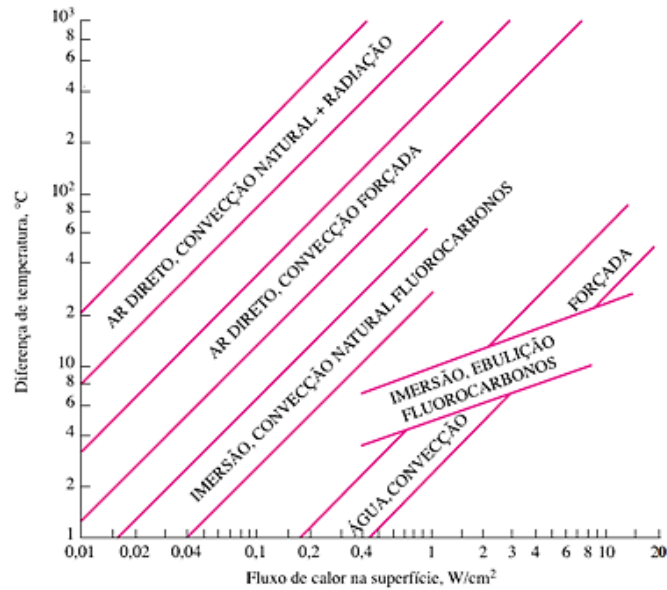
Com o avanço tecnológico, a indústria eletrônica sofreu grandes transformações, desde a aceleração da velocidade de processamento, aumento das funcionalidades, até a redução de tamanho dos equipamentos com uma alta densidade de componentes. Esta miniaturização gerou como consequência o aumento do fluxo de potência dissipada nos componentes eletrônicos ocasionando um acréscimo na temperatura de operação, como no caso de *smartphones* e de *tablets* (Figura 1.1).



**Figura 1-1 - Exemplos de modernos equipamentos eletrônicos: *Iphone*<sup>®</sup> e *Ipad*<sup>®</sup>.**  
Fonte: <http://www.apple.com>

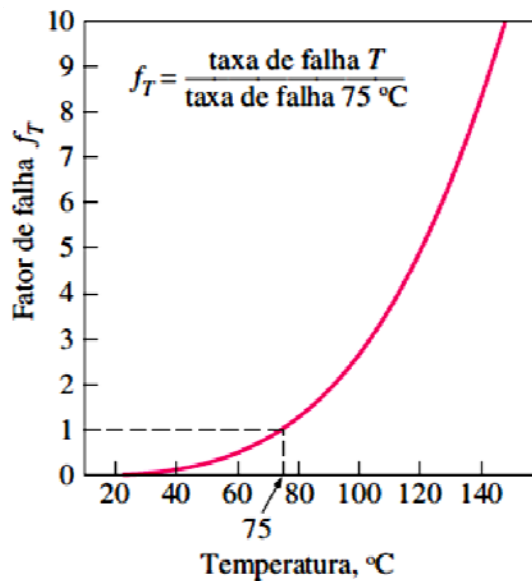
Um grande desafio para Engenharia Térmica envolve o estudo de sistemas de resfriamento para componentes eletrônicos. Como relatado por Kraus & Bar-Cohen (1983), Huang *et al.* (2010) e Nishida (2012), um controle térmico eficiente, visando a remoção da alta geração de calor, mantém a estabilidade e confiança destes componentes, uma vez que as altas temperaturas comprometem seu desempenho.

As técnicas de resfriamento apropriadas para cada tipo de componente eletrônico, possibilitando uma operação confiável, são determinadas por fatores como a temperatura máxima de operação e a dissipação de calor. A Figura 1.2 apresenta diferentes mecanismos de transferência de calor, de acordo com o fluxo na superfície e a diferença de temperatura.



**Figura 1-2 - Fluxos de calor com diferenças de temperatura especificadas por diversos mecanismos de transferência de calor.**  
**Fonte: Çengel & Ghajar (2012)**

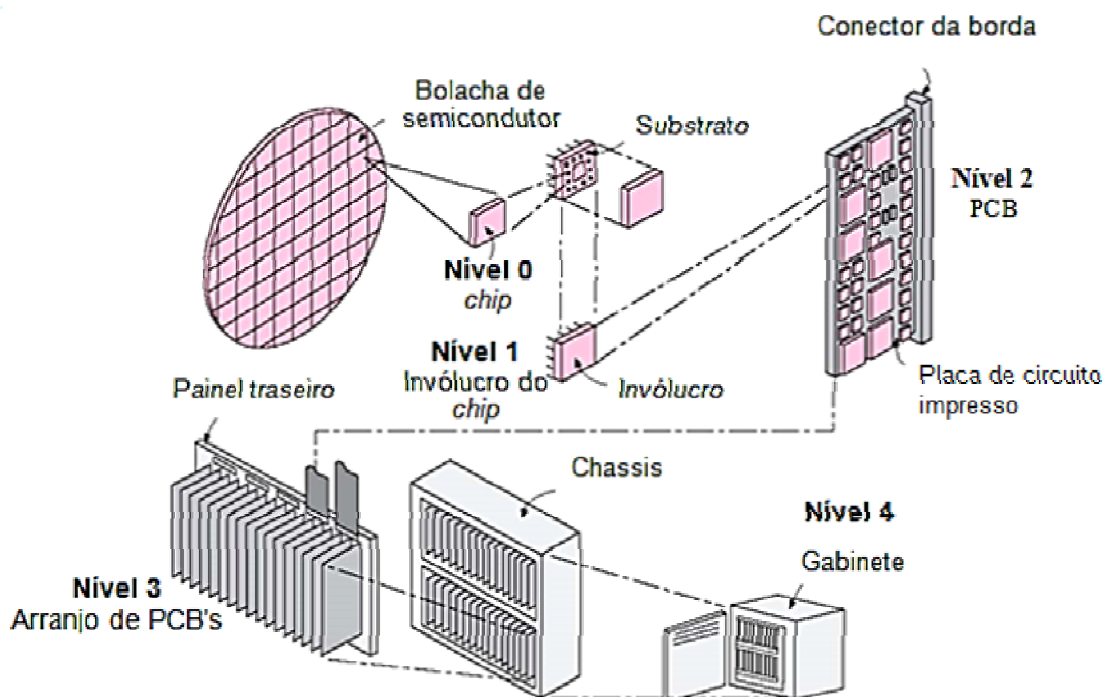
De acordo com Peterson & Ortega (1990), o fator de falha de componentes eletrônicos cresce exponencialmente com o aumento da temperatura (Figura 1.3), não sendo aconselhável ultrapassar temperaturas de 85°C. Quanto maior for a temperatura de funcionamento, menos confiáveis se tornam os componentes e maior é a possibilidade de que ocorram falhas. As possíveis causas das falhas são a difusão no material semicondutor, as reações químicas, a movimentação da colagem dos materiais e as tensões térmicas (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).



**Figura 1-3 - Comportamento do fator de falha em função da temperatura de operação.**  
**Fonte: Çengel & Ghajar (2012)**



Para atender requisitos específicos de funcionamento relacionados às condições elétricas, térmicas e ambientais, os componentes eletrônicos são construídos e conectados eletricamente para em conjunto formarem um sistema. A maneira como são alocados, interligados e agrupados, são definidas como empacotamento eletrônico, e possuem uma divisão em níveis. Como relatado por Alves (2010), o controle térmico de um equipamento eletrônico pode ser caracterizado de acordo com estes níveis de empacotamento, que estão indicados na Figura 1.4.



**Figura 1-4 - Níveis de empacotamento eletrônico.**  
**Fonte: Çengel & Ghajar (2012)**

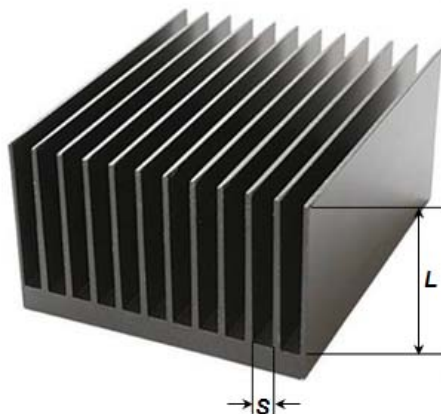
Para os Níveis 0 e 1 de empacotamento eletrônico a transferência de calor ocorre principalmente por condução de calor do *chip* para a superfície de seu invólucro. No Nível 2 o principal mecanismo de troca térmica é por convecção da placa de circuito impresso para o fluido de resfriamento, podendo ocorrer também condução através dela. Nos Níveis 3 e 4, a utilização de técnicas ativas são utilizadas, como a convecção forçada ou trocadores de calor utilizando fluidos dielétricos.

Um exemplo dos Níveis 3 e 4 pode ser observado na Figura 1-5, onde um arranjo de placas de circuito impresso utilizadas em telecomunicações são montadas verticalmente em um gabinete.



**Figura 1-5 - Conjunto de Placas de circuito impresso: aplicação da convecção natural.**  
Fonte: <http://www.hp.com>

Para casos envolvendo o arranjo de placas de circuito impresso, ou aletas planas verticais isotérmicas, uma análise com precisão aceitável na maioria das aplicações de engenharia, é a investigação individual de cada placa ou aleta. De acordo com Incropera *et al.* (2008) este fato é possível quando o espaçamento  $L/S$  (Figura 1.6) permitir o desenvolvimento independente da camada-limite fluidodinâmica.



**Figura 1-6 - Aletas planas verticais**  
Fonte: Adaptado de <http://www.diytrade.com>

## 1.1. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Neste Trabalho de Conclusão de Curso será realizado um estudo numérico-experimental da convecção natural laminar em um canal retangular vertical com aquecimento discreto. Este problema, ilustrado esquematicamente na Figura 1.7, está relacionado ao resfriamento por convecção natural de um aquecedor 3D isotérmico rente à superfície de uma placa de circuito impresso e imerso em um fluido extenso e quiescente – Nível 2 de empacotamento eletrônico.

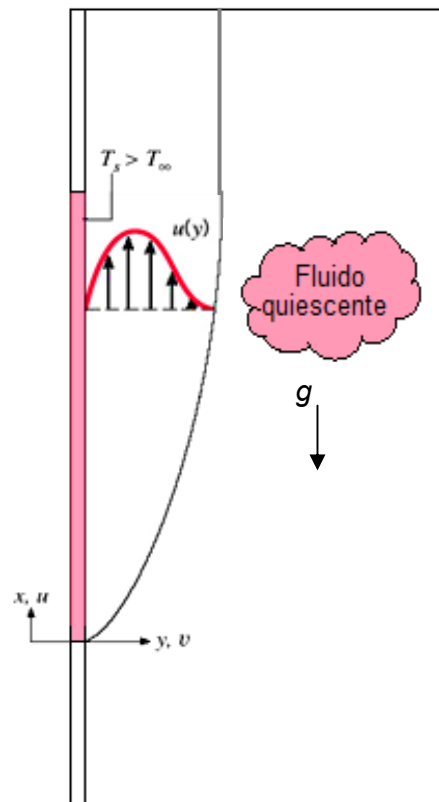


Figura 1-7 – Desenho esquemático da vista frontal de um canal contendo um aquecedor 3D rente à superfície de uma das paredes do canal.

Fonte: Adaptado de Incropera *et al.* (2008)

## 1.2. OBJETIVOS

### 1.2.1. Objetivos gerais

Realizar uma investigação experimental e uma análise numérica da transferência de calor por convecção natural laminar sobre um aquecedor 3D isotérmico montado rente à superfície de uma das paredes de um canal retangular vertical.

### 1.2.2. Objetivos específicos

No contexto da convecção natural laminar em um canal vertical com aquecimento discreto, os objetivos específicos deste Trabalho de Conclusão de Curso são:

- Investigação experimental utilizando o Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada disponível no Laboratório Didático de Ciências Térmicas da UTFPR/Ponta Grossa;
- Análise numérica através do *software ANSYS-Fluent*® 14.5;
- Comparação dos resultados numérico-experimentais dos parâmetros termofluidodinâmicos com as correlações disponíveis na literatura.

### 1.3. MOTIVAÇÃO

A convecção natural muitas vezes é o principal mecanismo de transferência de calor em equipamentos eletrônicos em que não existe a possibilidade de instalação de dispositivos para promover escoamentos forçados sobre seus componentes. Devido a sua grande importância nos processos de transferência de calor, a convecção natural, de acordo com Incropera *et al.* (2008), inclui também em suas aplicações: secagem de materiais, aplicação em painéis solares, movimentação e dispersão de organismos no ar, movimento de correntes marítimas, climatização de galpões, entre outras.

O resfriamento por convecção natural utilizando o ar como fluido de resfriamento é um método intrinsecamente confiável, silencioso, ambientalmente correto, que não necessita de manutenção. Outra vantagem é o fato que o ar se apresenta em abundância e sem nenhum custo de utilização, e ainda o uso da convecção natural reduz o peso dos equipamentos.

A contribuição científico-tecnológica que advém deste Trabalho de Conclusão de Curso proporcionará um embasamento teórico-numérico-experimental para a ampliação dos estudos da transferência de calor por convecção natural em canais de superfícies aletadas ou de arranjos verticais de placas de circuito impresso, que se enquadra no Nível 3 de empacotamento eletrônico.

#### 1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Como questão de organização o conteúdo deste Trabalho de Conclusão de Curso – TCC foi subdividido em 8 Capítulos, um Anexo e um Apêndice. O Capítulo 1 apresentou uma introdução do assunto referente ao resfriamento de componentes eletrônicos e níveis de empacotamento, uma descrição do problema a ser abordado, os objetivos e a motivação para confecção do TCC.

O Capítulo 2 é constituído pelo referencial teórico, onde as bibliografias estudadas e analisadas para a confecção deste Trabalho de Conclusão de Curso são organizadas, apresentando as equações, parâmetros físicos, solução híbrida analítico-numérica e correlações para placa plana vertical isotérmica.

O Capítulo 3 apresenta uma sistemática da metodologia utilizada para a resolução do problema e obtenção de resultados, onde um fluxograma apresenta a diferença entre os métodos analítico, numérico e experimental.

O Capítulo 4 trata a respeito da investigação experimental, descrevendo todo o aparato utilizado e a maneira como as variáveis estudadas foram obtidas.

O Capítulo 5 possui como tema o estudo numérico, apresentando primeiramente uma validação numérica do uso do *software ANSYS-Fluent*<sup>®</sup> 14.5, a modelagem, o refinamento da malha e a técnica para resolução da solução numérica.

O Capítulo 6 apresenta os resultados, sendo eles divididos em experimentais e numéricos, demonstrando parâmetros fluidodinâmicos e térmicos. Também são realizadas as comparações para os diferentes casos, utilizando os dados obtidos com os experimentos, as simulações numéricas e as correlações fornecidas pela literatura.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões finais obtidas com a execução do referente trabalho.

O Apêndice A apresenta informações a respeito dos cálculos realizados para obtenção das incertezas experimentais.

O Anexo A, apresenta as especificações técnicas da câmera termográfica de alto desempenho utilizada neste trabalho.

## 2. REFERENCIAL TEÓRICO

A convecção envolve dois mecanismos de transferência de energia: advecção (transferência de energia que se dá pela movimentação global do fluido) e difusão ou condução (movimento molecular aleatório do fluido). A convecção está relacionada à transferência de calor entre uma superfície e um fluido em movimento sobre a mesma na presença de um gradiente de temperatura.

De acordo com a natureza do escoamento a convecção é classificada por convecção forçada ou convecção natural. Na convecção forçada o escoamento é proveniente de meios externos como, por exemplo, um ventilador ou uma bomba. Enquanto que na convecção natural (ou convecção livre), a qual será o enfoque do Trabalho de Conclusão de Curso, o escoamento é induzido por forças de empuxo devido aos gradientes de massa específica causados por variações da temperatura no fluido na presença de um campo gravitacional.

A convecção natural e a convecção forçada são regidas por uma equação constitutiva para a transferência de calor, conhecida como a Lei de Resfriamento de *Newton* e expressa por

$$q_{conv} = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.1)$$

Para a convecção, a determinação do valor do coeficiente convectivo  $h$  se apresenta como o maior dos desafios, uma vez que o mesmo depende das condições na camada-limite, da geometria da superfície, da natureza do escoamento do fluido e das propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido. Valores típicos de coeficiente de transferência de calor por convecção são listados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1- Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção.

Processo	$\bar{h}$ [W/m <sup>2</sup> K]
Convecção natural: gases	2-25
Convecção natural: líquidos	50-1.000
Convecção forçada: gases	25-250
Convecção forçada: líquidos	100-20.000
Convecção com mudança de fase: ebulição e condensação	2.500-100.000

Fonte: Incropera *et al.* (2008)

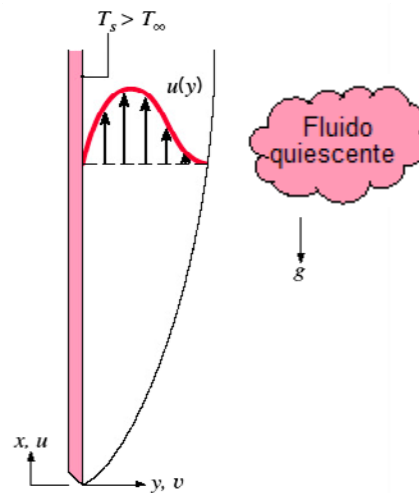
Para a convecção natural, os valores do coeficiente convectivo são inferiores aos da convecção forçada, porém, isso não significa que a convecção natural deve ser desprezada, muito pelo contrário, pelas vantagens mencionadas anteriormente, sempre que possível é recomendado seu uso.

Quando a convecção natural for o principal mecanismo de transferência de calor, a radiação térmica não poderá ser desprezada, uma vez que ambas possuem mesma ordem de grandeza. A taxa líquida de transferência de calor por radiação térmica pode ser calculada por

$$q_{rad} = \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (2.2)$$

## 2.1. AS EQUAÇÕES DA CONVECÇÃO NATURAL

As equações governantes da convecção natural serão apresentadas considerando o caso clássico (*benchmark*) do desenvolvimento da camada-limite laminar sobre uma placa plana vertical isotérmica – Figura 2.1.



**Figura 2-1 - Desenvolvimento da camada-limite sobre uma placa vertical aquecida.**  
**Fonte: Incropera et al. (2008)**

Considerando o regime permanente, as equações de conservação da massa (Equação da Continuidade), do *momentum* (Equações de *Navier-Stokes*) e da energia (Equação da Energia), podem ser expressas na forma vetorial, respectivamente, por

$$\rho \nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (2.3)$$

$$\mathbf{F} - \nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{V} = 0 \quad (2.4)$$

$$\nabla \cdot (k \nabla T) + \dot{q} + \mu \Phi = 0 \quad (2.5)$$

Por se tratar de equações diferenciais parciais, acopladas e com considerável complexidade, algumas simplificações podem ser consideradas na formulação deste problema em regime permanente:

- a) Escoamento na camada-limite laminar;
- b) Fluido *Newtoniano*;
- c) Força da gravidade atuando na direção x e no sentido negativo;
- d) Fluido de resfriamento o ar, considerado como incompressível;
- e) Ausência do termo-fonte na Equação da Energia;
- f) Aproximação de *Boussinesq*  $[(\rho_\infty - \rho) \approx \rho \beta (T_s - T_\infty)]$ ;
- g) Dissipação viscosa desprezível.

Desta forma, as equações governantes da convecção natural na camada-limite, para coordenadas cartesianas podem, então, ser expressas por:

- Equação da Continuidade

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.6)$$

- Equação do *Momentum* (na direção x)

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g \beta (T - T_\infty) + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.7)$$

- Equação de Energia

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.8)$$

### 2.1.1. Parâmetros termofluidodinâmicos de interesse

O principal parâmetro adimensional tanto para a convecção natural, quanto para a forçada, é o número de *Nusselt*, que tem essa denominação em homenagem ao físico alemão *Wilhelm Nusselt* (1882-1957) por suas importantes contribuições



para a transferência de calor por convecção no início do século XX. O número de *Nusselt* representa uma forma adimensionalizada do coeficiente de transferência de calor por convecção. Fisicamente, ele é definido como o aumento da transferência de calor através de uma camada de fluido por convecção em relação à condução do mesmo fluido em toda camada-limite. O número de *Nusselt* local é expresso por

$$Nu_x = \frac{hx}{k} \quad (2.9)$$

Em homenagem ao físico alemão *Ludwig Prandtl* (1875-1953) que introduziu o conceito de camada-limite em 1904, outro parâmetro adimensional é o número de *Prandtl*, definido como a relação entre a difusividade molecular do *momentum* e a difusividade molecular térmica sendo expresso por

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.10)$$

Um parâmetro adimensional importante em relação à convecção natural é o número de *Grashof* (homenagem ao engenheiro alemão *Franz Grashof* (1826-1893)). Ele é definido como a razão entre a força de empuxo e as forças viscosas que atuam no fluido, ele desempenha na convecção natural, o mesmo que o número de *Reynolds* desempenha na convecção forçada. O número de *Grashof* local é expresso por

$$Gr_x = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{\nu^2} \quad (2.11)$$

O número de *Grashof* em conjunto com o número de *Reynolds* é denominado número de *Richardson*, (homenagem ao físico e matemático Inglês Lewis Fry Richardson (1881-1953)), e determina a relevância da convecção natural. Se o valor de  $Ri \gg 1$ , a convecção natural não pode ser desconsiderada, uma vez que é a principal forma de transferência de calor. Para  $Ri \ll 1$  a convecção natural possui menor relevância em relação à convecção forçada, que passa a ser predominante. E para  $Ri = 1$  a convecção passa a ser natural e forçada, ou seja, mista. O número de *Richardson* é expresso por

$$Ri_x = \frac{Gr_x}{Re_x^2} \quad (2.12)$$

Por fim, outro parâmetro adimensional importante da convecção natural é o número de *Rayleigh*, homenagem ao físico inglês *John William Struff* (1842-1919) – *Lord Rayleigh*, que é o produto dos números de *Grashof* e *Prandtl* sendo expresso, em termos locais, por

$$Ra_x = Gr_x Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{\nu\alpha} \quad (2.13)$$

O número de *Rayleigh* caracteriza a natureza da camada-limite fluidodinâmica na convecção natural. A Figura 2-2 apresenta esquematicamente as instabilidades fluidodinâmicas que ocorrem no desenvolvimento da camada-limite, ocasionando distúrbios no escoamento que podem ser amplificados, levando a transição do escoamento de laminar para turbulento.

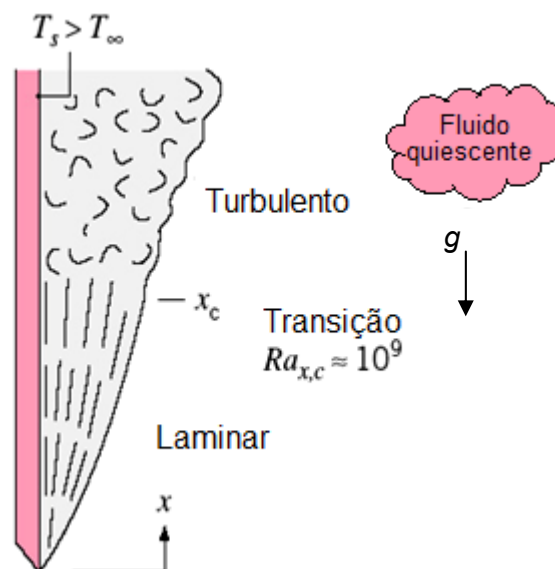


Figura 2-2 - Transição na camada-limite de convecção natural sobre uma placa plana vertical.  
Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2008)

De acordo com Incropera et al. (2008) um valor crítico para *Rayleigh* ( $Ra_{x,c}$ ) é de aproximadamente  $10^9$  para placas planas verticais. Um estudo mais detalhado sobre as condições na camada-limite foi relatados em Gebhart et al. (1988).

Os estudos realizados neste trabalho são relacionados a condições laminares na camada limite, ou seja, valores de  $Ra_L < 10^9$ .

## 2.2. SOLUÇÃO HÍBRIDA ANALÍTICO-NUMÉRICA

As Equações da Continuidade, do *Momentum* na direção  $x$  e da Energia, Equações (2.7), (2.8) e (2.9), respectivamente, devem ser resolvidas considerando as condições de contorno apropriadas para o problema.

$$\begin{cases} y=0: & u=v=0 & T=T_s \\ y \rightarrow \infty: & u \rightarrow 0 & T \rightarrow T_\infty \end{cases} \quad (2.14)$$

Ostrach (1952), visando aplicações na indústria aeronáutica, desenvolveu uma solução híbrida analítico-numérica para o problema, introduzindo um parâmetro de similaridade definido por

$$\eta \equiv \frac{y}{x} \left( \frac{Gr_x}{4} \right)^{1/4} \quad (2.15)$$

e a representação dos termos de velocidade, por meio de uma função de corrente  $\psi$  definida como

$$\psi(x, y) \equiv f(\eta) \left[ 4\nu \left( \frac{Gr_x}{4} \right)^{1/4} \right] \quad (2.16)$$

Com isso, as componentes da velocidade nas direções  $x$  e  $y$ , podem ser expressas, respectivamente, como

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y} = \frac{\partial \psi}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial y} = \frac{2\nu}{x} Gr_x^{1/2} f'(\eta) \quad (2.17)$$

$$v = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (2.18)$$

Além disso, uma temperatura na forma adimensional foi definida como

$$T^* \equiv \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty} \quad (2.19)$$

as três equações diferenciais parciais originais, as Equações da Continuidade, do *momentum* (na direção  $x$ ) e da Energia, podem, então, ser convenientemente reduzidas a duas equações diferenciais ordinárias. Estas EDO's são expressas por

$$f''' + 3ff'' - 2(f')^2 + T^* = 0 \quad (2.20)$$

$$T^{*''} + 3PrfT^{*'} = 0 \quad (2.21)$$

As condições de contorno transformadas adequadas para a solução das Equações do *Momentum* na direção  $x$ , Equação (2.7) e da Energia, Equação (2.8), são expressas por

$$\begin{cases} \eta = 0: & f = f' = 0 & T^* = 1 \\ \eta \rightarrow \infty: & f' \rightarrow 0 & T^* \rightarrow 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

Ostrach (1952) obteve então uma solução numérica e compilou os resultados em diagramas apresentados na Figura 2-3 onde é possível determinar os valores de  $T$  e  $u$  para quaisquer valores de  $x$  e  $y$ .

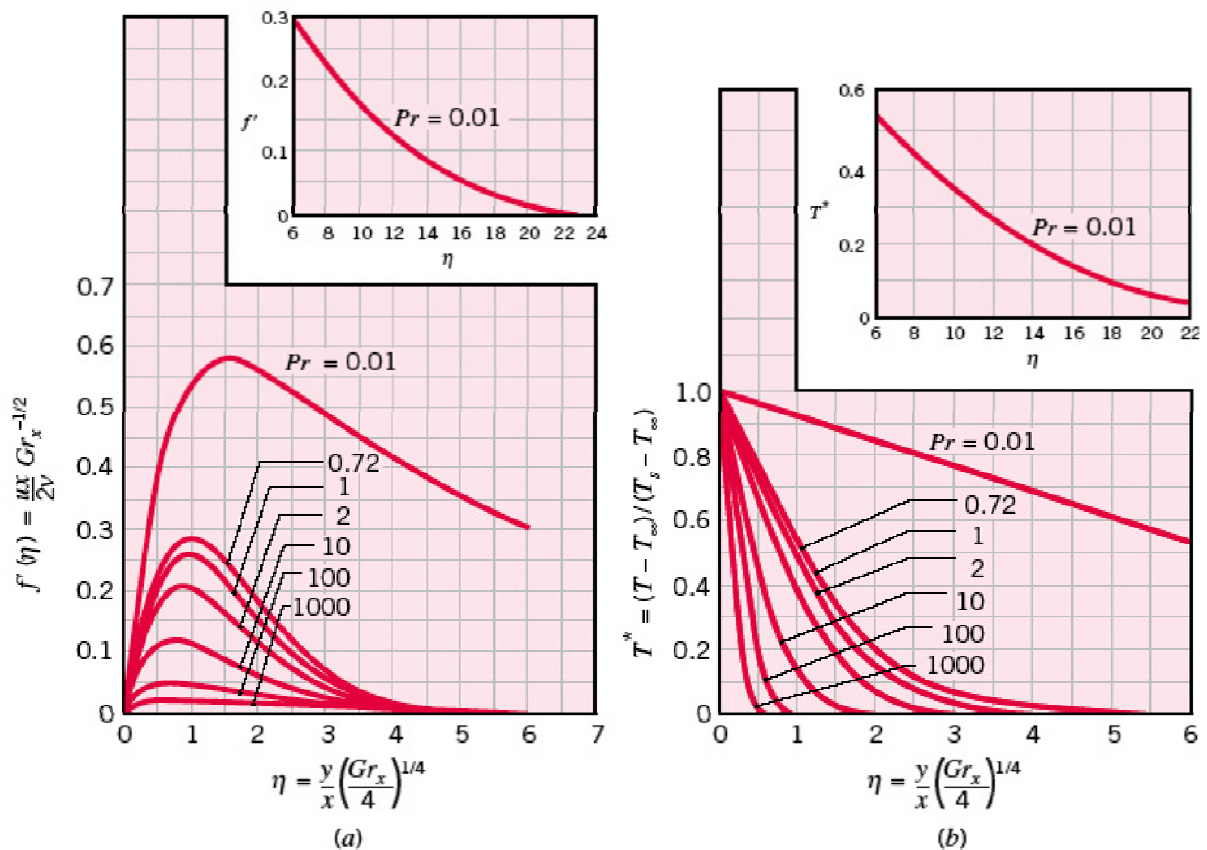


Figura 2-3 - Condições de camada-limite de convecção natural laminar sobre uma superfície isotérmica vertical. (a) Perfis de velocidades. (b) Perfis de temperaturas.

Fonte: Incropera *et al.* (2008).

Além disso, após a análise destes resultados, Ostrach (1952) obteve expressões para a espessura da camada-limite fluidodinâmica e para os números de *Nusselt* local e médio.

A espessura da camada-limite laminar, para  $Pr > 0,7$ , foi expressa por

$$\delta_x \approx \frac{6x}{(Gr_x/4)^{1/4}} \quad (2.23)$$

O número de *Nusselt* local foi representado por

$$Nu_x \equiv \frac{hx}{k} = \left( \frac{Gr_x}{4} \right)^{1/4} g(Pr) \quad (2.24)$$

LeFevre (1956) *apud* Incropera *et al.* (2008) correlacionou estes resultados através de uma fórmula de interpolação, com uma precisão de até 0,5% para valores de  $0 \leq Pr \leq \infty$ , através da expressão

$$g(Pr) = \frac{0,75Pr^{1/2}}{(0,609 + 1,221Pr^{1/2} + 1,238Pr)^{1/4}} \quad (2.25)$$

Uma alternativa para  $g(Pr)$  foi proposta por Oosthuizen & Naylor (1999) *apud* Jaluria (2004) como

$$\phi(Pr) = \left( \frac{0,316Pr^{5/4}}{2,44 + 4,88Pr^{1/2} + 4,95Pr} \right)^{1/4} \quad (2.26)$$

O número de *Nusselt* médio foi expresso por:

$$\overline{Nu}_L \equiv \frac{\bar{h}L}{k} = \frac{4}{3} \left( \frac{Gr_L}{4} \right)^{1/4} g(Pr) = \frac{4}{3} Nu_L \quad (2.27)$$

### 2.3. CORRELAÇÕES EMPÍRICAS

As correlações empíricas desenvolvidas para convecção natural são normalmente expressas em função do número de *Rayleigh* como

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = CRa_L^n \quad (2.28)$$

Expressões no formato da Equação (2.29) foram desenvolvidas por McAdams (1954), Bayley & Arpaci (1955) e Warner (1968), onde os valores de  $C$  e  $n$  variam com a natureza do escoamento e apresentam uma limitação de utilização de acordo com intervalos de valores para o número de *Rayleigh*. Para o escoamento laminar ( $10^4 \leq Ra_L \leq 10^9$ ), Incropera *et al.* (2008) apresenta a correlação

$$\overline{Nu}_L = 0,59 Ra_L^{1/4} \quad (2.29)$$

Churchill & Chu (1975) desenvolveram uma correlação para a placa plana isotérmica abrangendo todo um intervalo do número de *Rayleigh* que foi expressa por

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[ 1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.30)$$

Como mostrado na Figura 2-4, com uma precisão ligeiramente superior, Churchill & Chu (1975) propuseram uma correlação que engloba apenas regime de escoamento laminar

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{\left[ 1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (2.31)$$

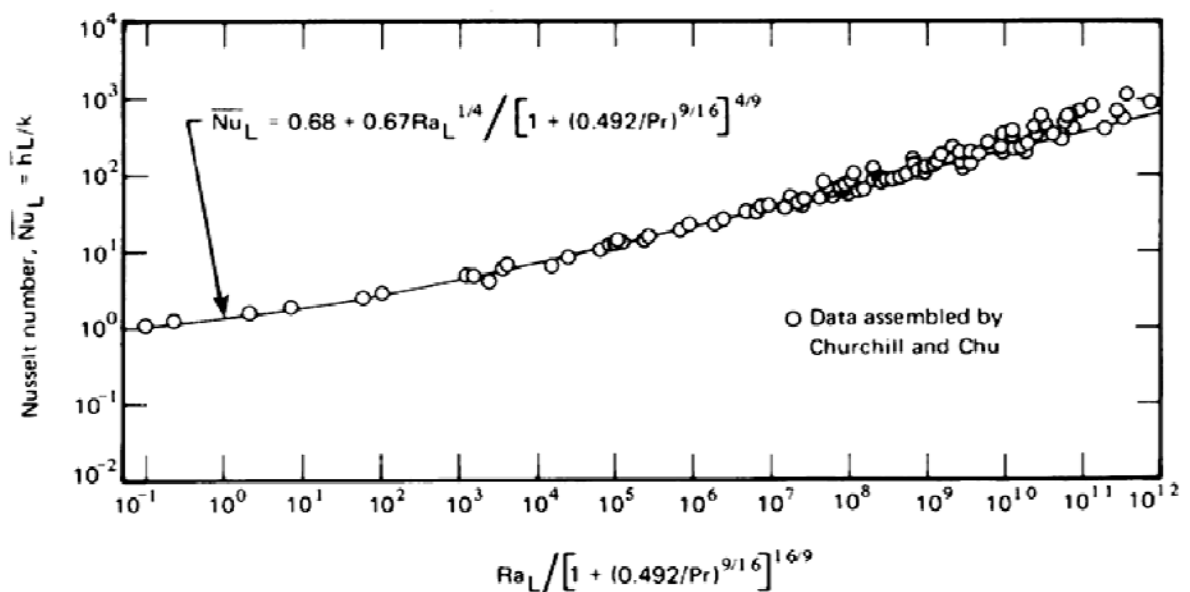


Figura 2-4 - Correlação para uma placa plana vertical e isotérmico por Churchill & Chu (1975).  
Fonte: Lienhard & Lienhard (2008)

As Equações (2.30) e (2.31) são válidas apenas para as condições de contorno de *Dirichlet*, ou seja, temperatura prescrita na superfície (superfície isotérmica). Uma discussão mais detalhada para problemas relacionados com condição de contorno de *Neumann*, fluxo térmico constante, é apresentada por Churchill (2002).

## 2.4. REVISÃO DA LITERATURA

Dentro das subáreas da Engenharia Térmica, os estudos da convecção natural sempre foram alvo de muitos pesquisadores, desde Schmidt & Beckmann em 1930 *apud* Ostrach (1952), no âmbito experimental, onde desenvolveram teorias considerando escoamento laminar sobre uma placa plana vertical e isotérmica, fornecendo correlações para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural.

Dando continuidade ao tema, Elenbaas (1942) *apud* Comunelo (2007) desenvolveu um estudo experimental referente a placas planas verticais, que eram aproximadas entre si, demonstrando que é possível um aumento no coeficiente convectivo, com a aproximação das duas placas.

Um grande problema encontrado no desenvolvimento de pesquisas referentes à convecção natural foi a dificuldade na solução analítica das equações governantes com suas respectivas condições de contorno. A obtenção de resultados confiáveis se tornou cada vez mais trabalhosa e demorada, para alguns casos, ela era impossível.

Com o intuito de modificar este cenário, Ostrach (1952) analisou a convecção natural em uma placa plana vertical isotérmica utilizando um parâmetro de similaridade, resolvendo assim o problema alternativamente de uma maneira híbrido-analítico-numérica, obtendo relações que são utilizadas até os dias atuais como *benchmark*.

Com o desenvolvimento de métodos numéricos, *softwares* e computadores cada vez mais potentes para a resolução de problemas, que até então não apresentavam soluções, o estudo da transferência de calor por convecção natural sofreu um grande avanço.

Jaluria (1985) modelou computacionalmente dois casos envolvendo placas engastadas em superfícies adiabáticas. Primeiramente considerando apenas uma placa simples e isolada, onde realizou comparações com a solução por similaridade e obteve bons resultados para os perfis de temperatura e velocidade. Na sequência, Jaluria (1985) estudou a interação entre duas placas engastadas e separadas por uma superfície adiabática, onde observou a interação entre as placas e a mudança dos perfis de velocidade e temperatura, chegando à conclusão que as alterações não interferem significativamente no coeficiente convectivo.

Nas aplicações de resfriamento de componentes eletrônicos, Dehghan & Behnia (1996) realizaram uma investigação numérica da convecção natural onde dois aquecedores foram montados em uma parede vertical, simulando assim dois componentes eletrônicos alocados em uma placa de circuito impresso. Variáveis como a distância entre os aquecedores, taxa de dissipação de calor e a condutividade térmica da placa, foram analisados. Uma das conclusões obtidas foi a redução da interferência térmica entre as fontes geradoras de calor, com o aumento do número de *Rayleigh*.

Gonçalves (1999) desenvolveu um estudo experimental para a obtenção do fluxo de calor, perfil de velocidade e temperatura em uma placa plana vertical aquecida, classificando assim o caso como sendo um problema inverso em convecção de calor. A aplicação do problema é referente ao controle de aquecimento ou resfriamento, onde as condições de contorno ou iniciais são inacessíveis. Com o objetivo de recuperar o fluxo de calor imposto, assim como a temperatura na parede, tendo como informação o perfil de temperatura ao longo da camada limite. Uma análise de incertezas foi realizada nas principais variáveis do problema, observando que medições realizadas mais próximas à placa aquecida, fornecem melhores resultados.

Analisando a convecção natural em uma placa plana vertical, Comunelo (2007) levou em consideração a influência de superfícies vizinhas no coeficiente de transferência de calor, desenvolvendo uma análise numérico-experimental para diferentes configurações. Os resultados obtidos relatam que os efeitos da aproximação simultânea de paredes vizinhas tendem a aumentar a troca térmica da placa plana. A influência da altura da placa também foi analisada, percebendo-se que quanto maior a altura da placa, maior o aumento no coeficiente convectivo mediante a aproximação da vizinhança.



Sêga (2009) utilizou de métodos numéricos para simular o processo de transferência de calor por convecção natural em uma cavidade quadrada aberta, de paredes horizontais adiabáticas e parede vertical com temperatura constante. Uma faixa de *Rayleigh* entre  $10^3$  a  $10^7$  e número de *Prandtl* 1,0 foram analisados e verificou-se que para números de  $Ra \leq 10^4$  a transferência de calor por condução é dominante. Perfis de velocidade e temperatura demonstrando a influência do tamanho da cavidade foram analisados e representados graficamente.

Simões (2011) realizou experimentos da transferência de calor conjugada envolvendo convecção natural e condução, em um canal vertical com elementos protuberantes aquecidos. Os coeficientes de influência conjugados da função discreta de *Green* inversa (ALVES & ALTEMANI, 2012) foram utilizados. O aparato experimental foi construído com dois canais simétricos com um aquecedor isolado na superfície oposta da placa. Os elementos protuberantes foram confeccionados com barras de alumínio, e uma resistência foi utilizada para fornecer o aquecimento. A metodologia aplicada forneceu resultados bastante satisfatórios, para o arranjo geométrico utilizado com os elementos protuberantes e o fluido específico.

Kinoshita (2011) realizou uma simulação da convecção natural no interior de um refrigerador doméstico, utilizando o Método dos Volumes Finitos. O gabinete do refrigerador foi modelado como sendo uma cavidade tridimensional vazia, e o evaporador como uma placa plana vertical com temperatura uniforme prescrita. Três configurações foram avaliadas a fim de descobrir a influência do posicionamento e temperatura do evaporador nos campos de velocidade e temperatura no interior do gabinete. Como resultados, conclui-se que o posicionamento horizontal do evaporador não apresenta influências significativas no campo de temperatura, porém o posicionamento vertical acarreta uma alteração considerável. A temperatura do evaporador influencia o campo de temperatura e velocidade, fazendo com que estes se tornem mais uniformes.

Jaluria (2004), Incropera *et al.* (2008) e Çengel & Ghajar (2012) realizaram uma revisão da literatura, compilando os resultados das correlações para placas planas verticais aquecidas com temperatura de superfície definida e também para com fluxo térmico constante.

Neste contexto, este trabalho apresenta uma análise da convecção natural laminar, onde a investigação dos principais parâmetros é analisada e comparada.

### 3. METODOLOGIA CIENTÍFICA

A transferência de calor por convecção natural em um aquecedor 3D discreto rente, montado em uma das superfícies de um canal vertical se apresenta como um problema físico a ser analisado em diferentes âmbitos neste Trabalho de Conclusão de Curso. Um organograma apresentando os métodos que foram utilizados e suas ferramentas é representado na Figura 3.1.

Segundo Maliska (2012), os métodos analíticos se enquadram na classe dos métodos teóricos, pois visam resolver as equações matemáticas que compõe o problema, sendo aplicáveis normalmente a geometrias e condições de contorno simplificadas. A análise experimental é realizada em laboratórios e tem como vantagem a análise da configuração real, porém, envolve variáveis como custo e segurança. Na ausência de modelos matemáticos estabelecidos e quando as geometrias apresentam considerável complexidade, os experimentos se tornam a melhor técnica para resolução do problema. Os métodos numéricos, na maioria das vezes não apresentam restrições, reduzindo muitas vezes o tempo e custo para obtenção de resultados válidos. Contudo, se faz necessária primeiramente uma validação numérica, para que este método possa fornecer resultados confiáveis.

Os métodos experimentais e numéricos foram desenvolvidos durante a confecção deste Trabalho de Conclusão de Curso com ferramentas específicas que serão apresentadas na sequência. O método analítico foi utilizado através da solução proposta por Ostrach (1952), onde os resultados analíticos foram obtidos até um nível em que as equações diferenciais ainda apresentam solução analítica, e posteriormente, passaram a ser resolvidas por uma integração numérica. Este caso foi denominado como solução híbrido-analítico-numérica.

Esta pesquisa científica é classificada como sendo de natureza básica, utilizando de uma abordagem com parâmetros quantitativos. Do ponto de vista de procedimentos técnicos, ela apresenta um caráter numérico-experimental.

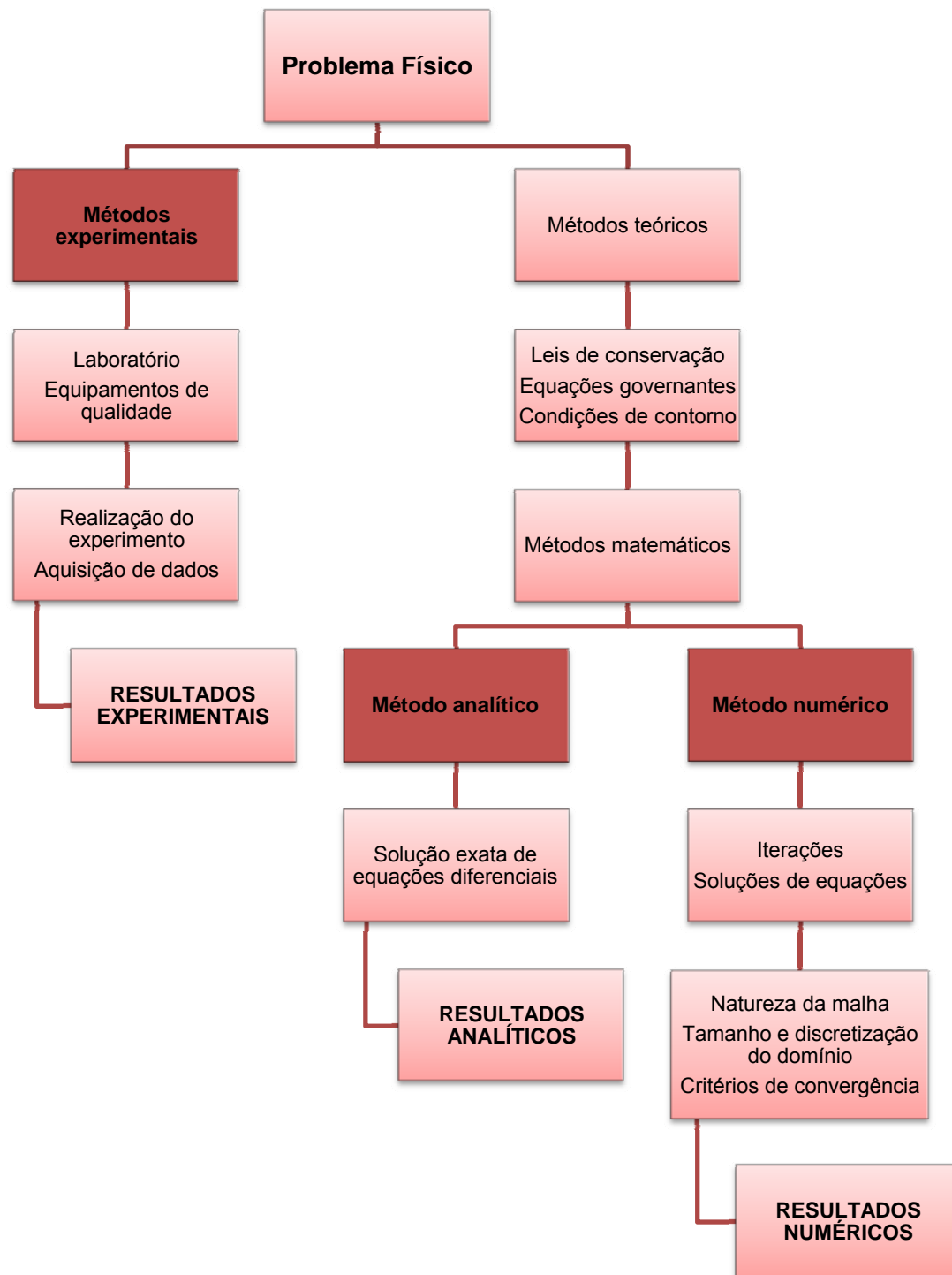


Figura 3-1 - Diagrama de métodos e soluções para um problema físico.  
Fonte: Adaptado de Costa (2010)

## 4. INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL

A investigação experimental deste Trabalho de Conclusão de Curso foi executada no Laboratório Didático de Ciências Térmicas vinculado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Campus Ponta Grossa. Os equipamentos utilizados foram um Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada, ilustrado esquematicamente na Figura 4.1, e uma câmera termográfica de alto desempenho.

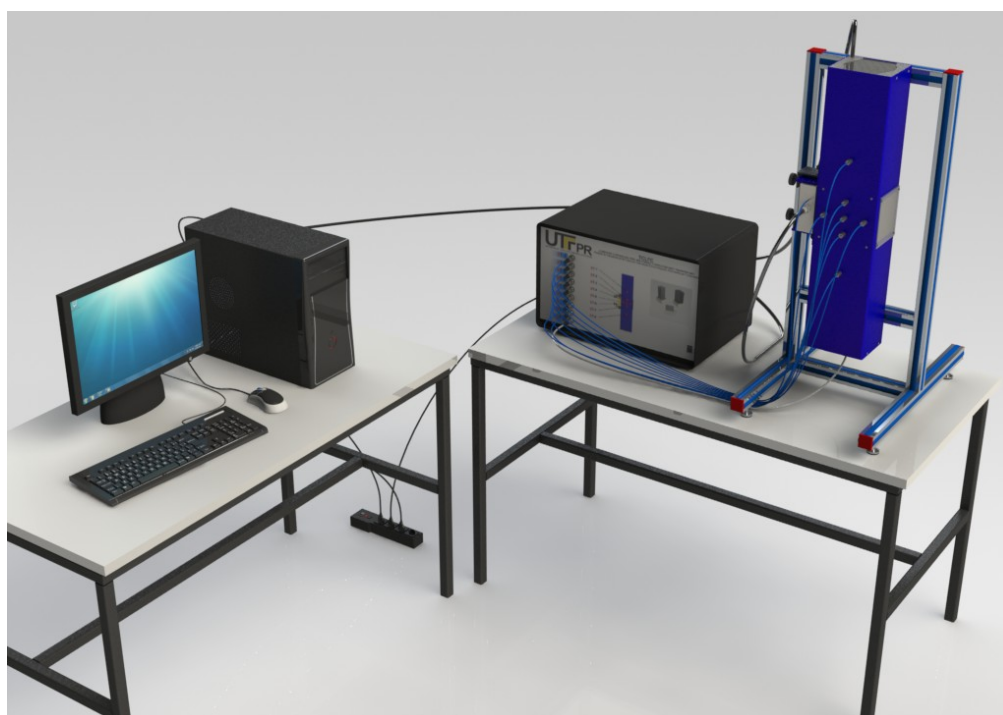


Figura 4-1 - Ilustração do Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada.  
Fonte: Alves (2013)

### 4.1. APARATO EXPERIMENTAL

O Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada, confeccionado pela empresa espanhola *EDIBON*, é composto por um canal retangular vertical (seção de testes), um módulo de controle e de aquisição de dados e um microcomputador.

A seção de testes é um canal retangular de aço inoxidável, com dimensões de 0,155 m de comprimento, 0,124 m de largura e 0,700 m de altura, sustentado por uma estrutura de alumínio anodizado confeccionada com barras de perfil quadrado (0,035 m x 0,035 m). Uma representação com as principais dimensões do canal retangular vertical (seção de testes) e sua estrutura é mostrada na Figura 4.2.

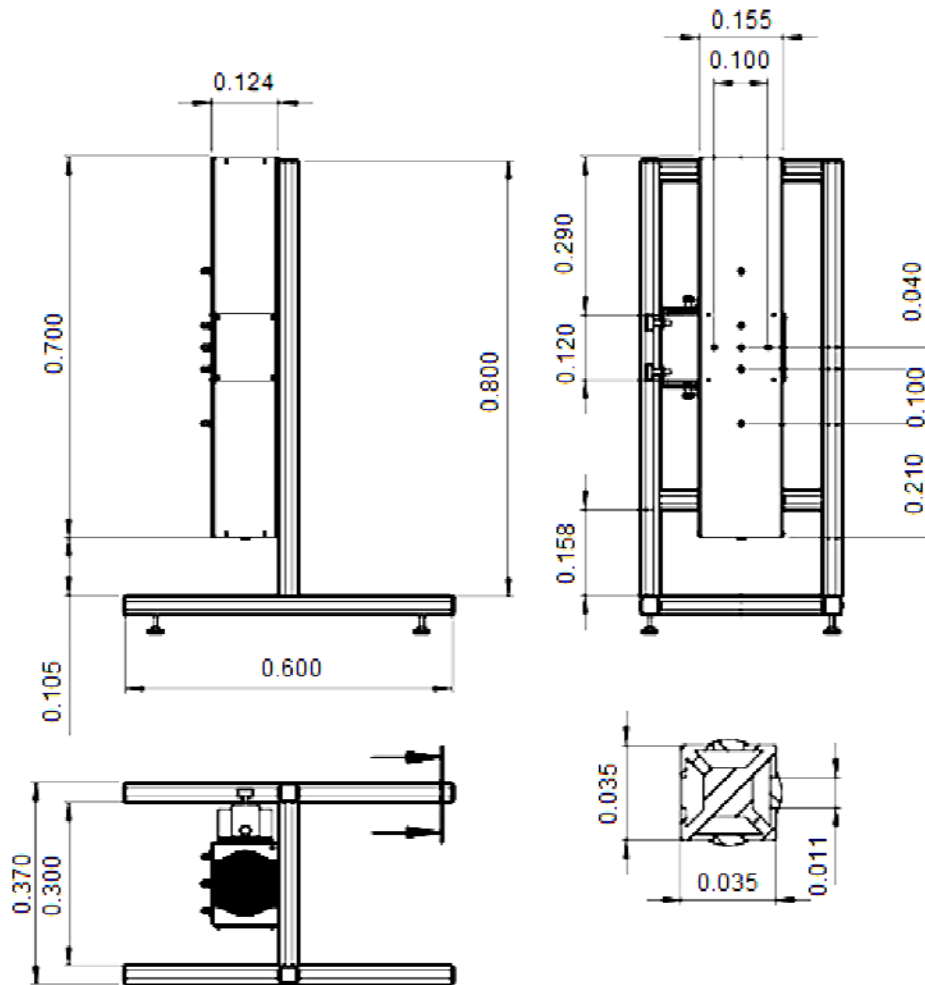


Figura 4-2 - Representação das dimensões da seção de testes e sua estrutura [m].  
Fonte: Alves (2013)

Diferentes modelos de dissipadores (Figura 4.3) podem ser acoplados ao canal retangular vertical através de uma abertura lateral quadrada de 0,100 m.

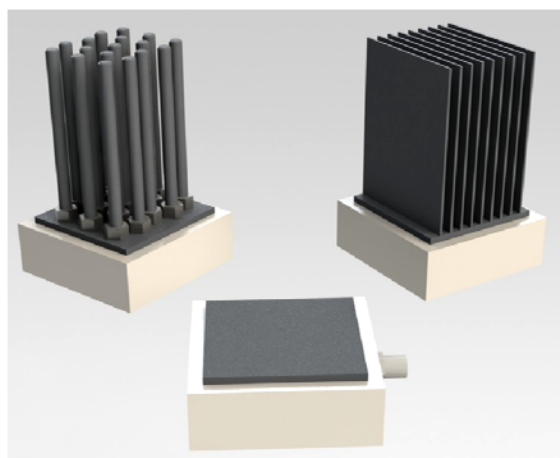
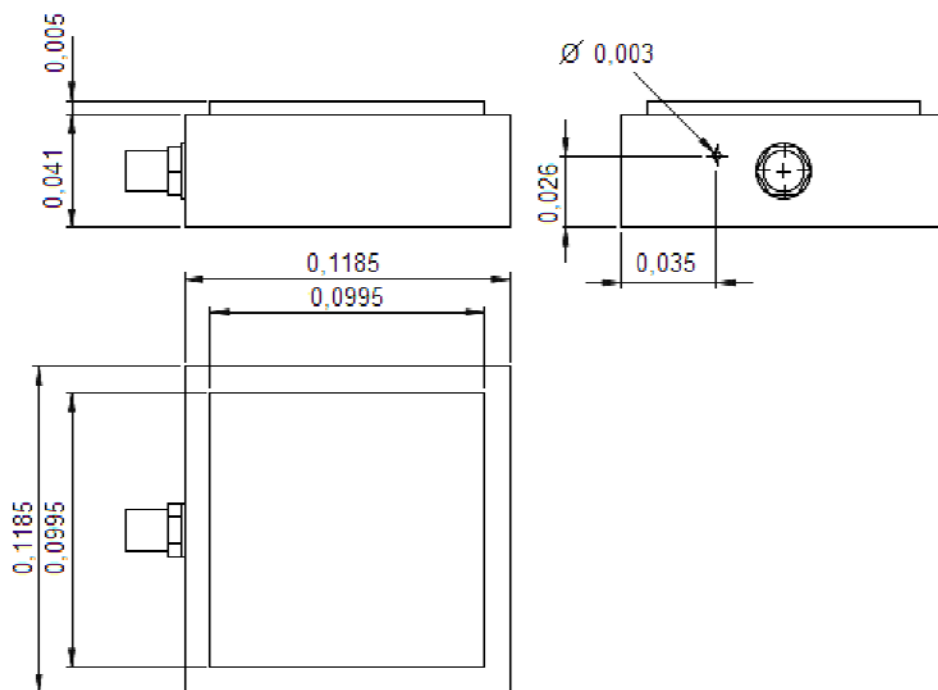


Figura 4-3 - Dissipadores compatíveis com o aparato experimental.  
Fonte: Alves (2013)

Para a execução deste Trabalho de Conclusão de Curso, o dissipador de calor utilizado foi uma placa plana quadrada de alumínio de 0,0995 m com 0,005 m de espessura, Figura 4.4, representando o aquecedor 3D rente. Este aquecedor discreto possui em sua base uma resistência elétrica envolvida por um invólucro isolante. Devido ao efeito *Joule*, a energia elétrica é transformada em calor, considerando para o experimento, a conversão total de energia elétrica em térmica. Além disso, existe uma espuma isolante ao redor das laterais do aquecedor para reduzir a transferência de calor por condução para as paredes do canal. A condição isotérmica no aquecedor foi garantida pela alta condutividade térmica do alumínio.



**Figura 4-4 - Desenho esquemático do aquecedor 3D [m].  
Fonte: Alves (2013)**

Para a medição das temperaturas de interesse até 8 termopares do Tipo J identificados pelas letras ST-X, sendo X um número de 1 a 8, podem ser utilizados. Estes termopares estão instalados em diferentes posições do canal retangular, sendo ST-1 e ST-7 na parte superior e inferior respectivamente, para medir a temperatura de entrada e saída do ar no canal. ST-4 e ST-5 estão distantes da placa e alinhados horizontalmente em relação a ST-3, localizado no centro do canal. Os termopares ST-2 e ST-6 alinhados são verticalmente com ST-3. Por fim ST-8 é utilizado para a medição da temperatura na placa. Um diagrama esquemático indicando a localização dos termopares é apresentado na Figura 4.5.

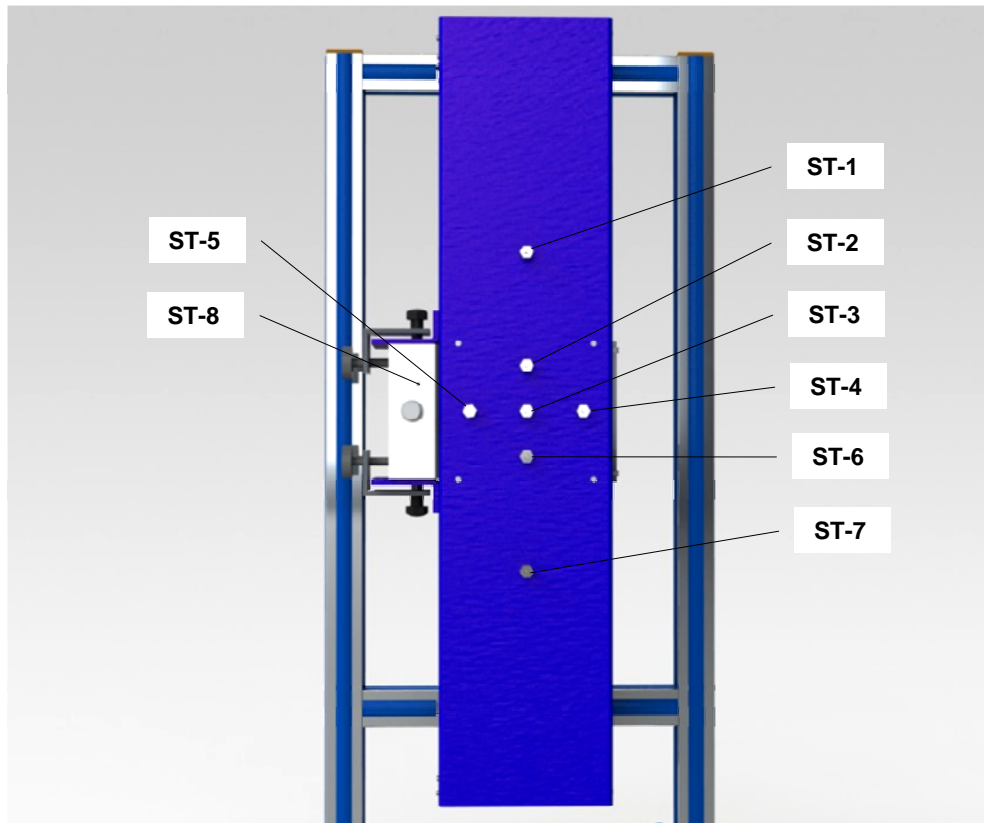


Figura 4-5 - Localização dos termopares na seção de testes.  
Fonte: Alves (2013)

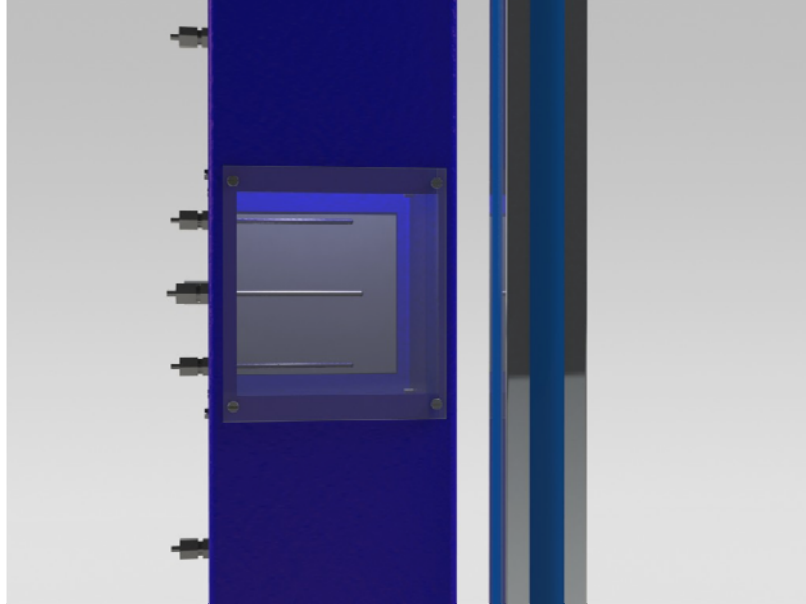
Para a obtenção dos resultados experimentais, neste Trabalho de Conclusão de Curso, foram utilizados os dados fornecidos por 3 termopares, ST-4, ST-7 e ST-8, como representado na Tabela 4.1.

Tabela 4.1- Termopares utilizados para obtenção dos resultados numéricos.

Termopar	Dado Fornecido
ST-4	Temperatura da vizinhança ( $T_{viz}$ )
ST-7	Temperatura do fluido quiescente ( $T_{\infty}$ )
ST-8	Temperatura do aquecedor ( $T_s$ )

Os termopares do Tipo J possuem em sua composição o ferro como termoelemento positivo, e o *constantan* como termoelemento negativo, sendo capazes de realizar medições na faixa de 0°C a 760°C. O erro de um termopar é o máximo desvio permitido. Os desvios permissíveis são estabelecidos por normas, sendo usual utilizar as normas da *American National Standards Institute* (ANSI), que define que para os termopares do Tipo J, a precisão encontra-se em uma faixa de  $\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ .

Para facilitar a visualização da seção de testes, uma janela de acrílico de 0,100m por 0,100m é localizada na parede oposta à fixação do aquecedor 3D rente (Figura 4.6).



**Figura 4-6 - Janela de acrílico para a visualização do aquecedor e dos termopares.**  
**Fonte: Alves (2013)**

O controle da potência dissipada na resistência elétrica do aquecedor discreto e a aquisição das temperaturas de interesse foram efetuados através do módulo de controle e de aquisição de dados por intermédio de um *software SCADA*<sup>®</sup>, desenvolvido em linguagem de programação *Labview*<sup>®</sup> 8.0 pelo fabricante do aparato experimental. As temperaturas fornecidas pelos termopares e dados como a dissipação de calor no aquecedor, foram armazenados e exibidos em uma interface gráfica como mostrado na Figura 4.7. O módulo de controle e de aquisição de dados está conectado a um microcomputador *Dell*<sup>®</sup> (processador *Pentium 4 HT* 3,06GHz com 512MB de RAM).



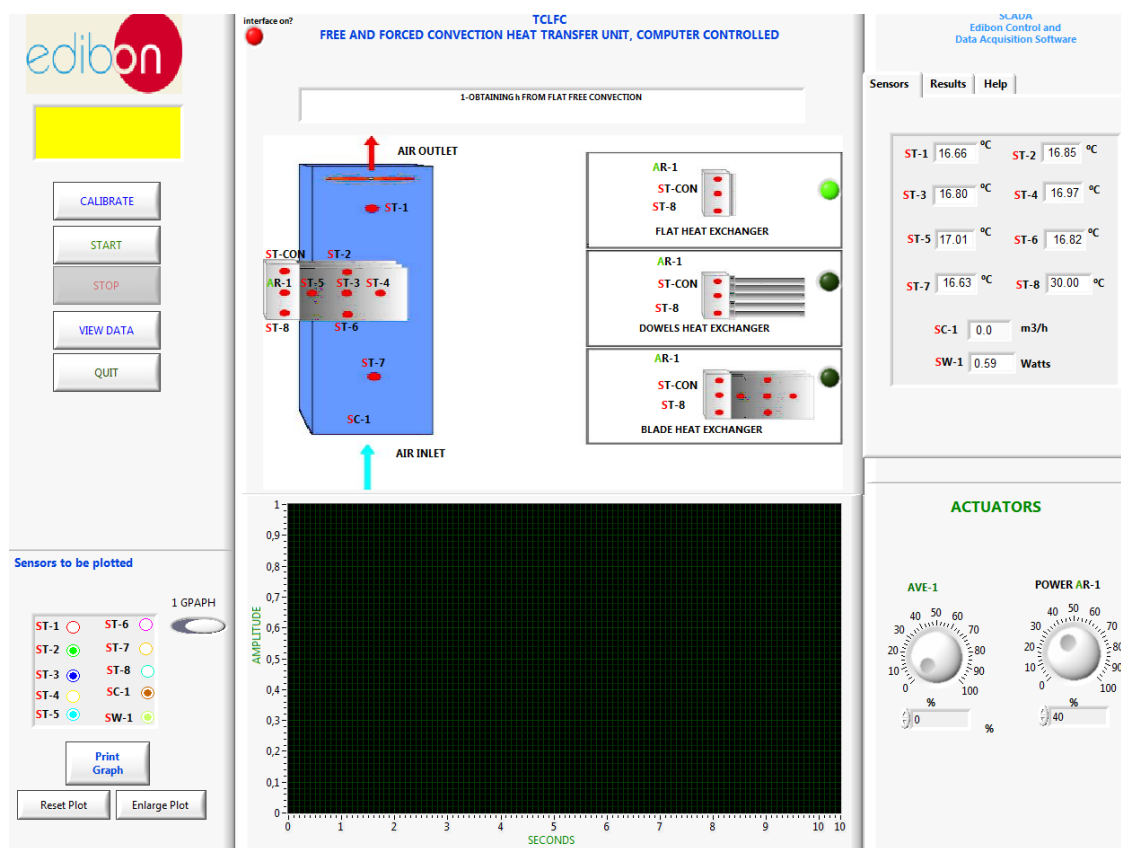


Figura 4-7 - Interface gráfica do software SCADA®

## 4.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a execução do experimento, primeiramente se faz necessário ligar o computador, o módulo para aquisição dos dados e executar o *software*. É importante salientar que a verificação da voltagem correta é fundamental para a execução do experimento, uma vez que o módulo de aquisição de dados possui entrada de 220V.

A seção de testes deve ser montada corretamente, com cada termopar alocado em seu lugar específico e com a correspondente entrada no módulo de aquisição de dados. O dissipador utilizado, que para este experimento foi a placa plana, deve ser fixado cuidadosamente na lateral da seção de testes.

Após todo o aparato experimental conectado e ligado corretamente, a velocidade do ventilador e a porcentagem de dissipação de potência devem ser acertadas no *software* SCADA®.

Uma vez que no experimento o modo de transferência de calor a ser avaliado é a convecção natural, a velocidade do ventilador é ajustada para 0%.

Após a realização de vários testes, o parâmetro potência dissipada no valor de 40% foi definido como ideal para a obtenção de dos resultados de temperatura constante na placa.

O salvamento dos dados deve ser ativado para que sejam armazenados no *software*, e na sequência coletados e analisados.

As temperaturas são coletadas através do valor fornecido pelos ST-X's mostrados na interface (Figura 4,7), e o valor da dissipação é obtido considerando uma conversão total de energia elétrica, proveniente da resistência, em calor (Efeito JOULE).

#### 4.3. CÂMERA TERMOGRÁFICA DE ALTO DESEMPENHO

Uma câmera termográfica de alto desempenho FLIR T-440, Figura 4.8, capaz de realizar medições em um intervalo de  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $1200^{\circ}\text{C}$  foi utilizada para obtenção de imagens termográficas dos testes experimentais. Porém devido à capacidade de refletir luz infravermelha, o visor de acrílico (Figura 4.6) não possibilitou a obtenção de imagens termográficas do aquecedor 3D.

As especificações técnicas fornecidas pelo fabricante do equipamento são apresentadas no Anexo A.



**Figura 4-8 - Câmera termográfica de alto desempenho FLIR T-440.**  
Fonte: <http://www.flir.com>

## 5. ANÁLISE NUMÉRICA

A análise numérica foi executada no Laboratório de Pesquisa Computacional vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Campus Ponta Grossa, mostrado no plano de fundo da Figura 5.1. Neste laboratório existem 10 computadores de alto desempenho (processador *Intel® Core™ i7* 3,6GHz, 16GB de memória RAM e placa de vídeo de 4GB) com licenças acadêmicas do *software ANSYS-Fluent® 14.5* disponíveis.



Figura 5-1 - Laboratório de Pesquisa Computacional do DAMEC/UTFPR/Ponta Grossa.

### 5.1. MODELAGEM

A configuração geométrica básica representando a seção de testes do Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada utilizado na investigação experimental do problema de convecção natural sobre um aquecedor 3D rente a uma das superfícies de um canal retangular vertical é mostrada na Figura 5.2(a). As principais dimensões, em metros, são apresentadas na Figura 5.2(b).

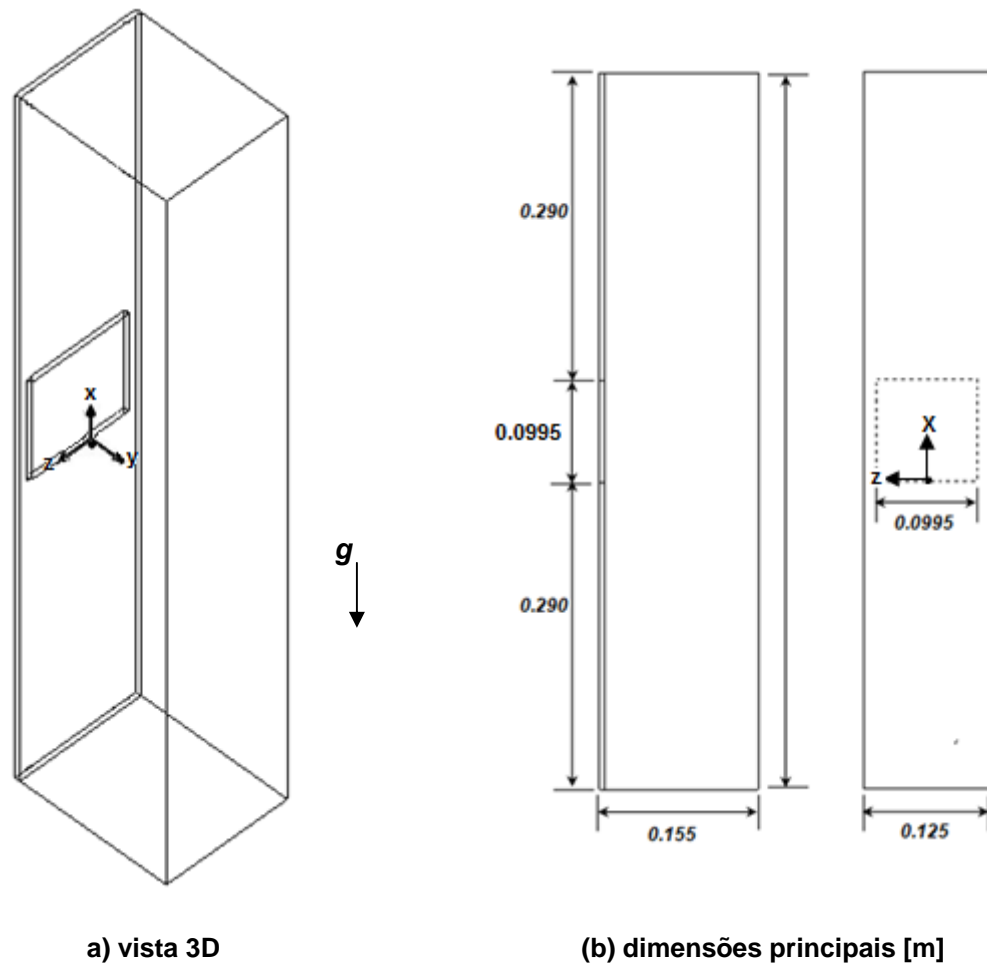
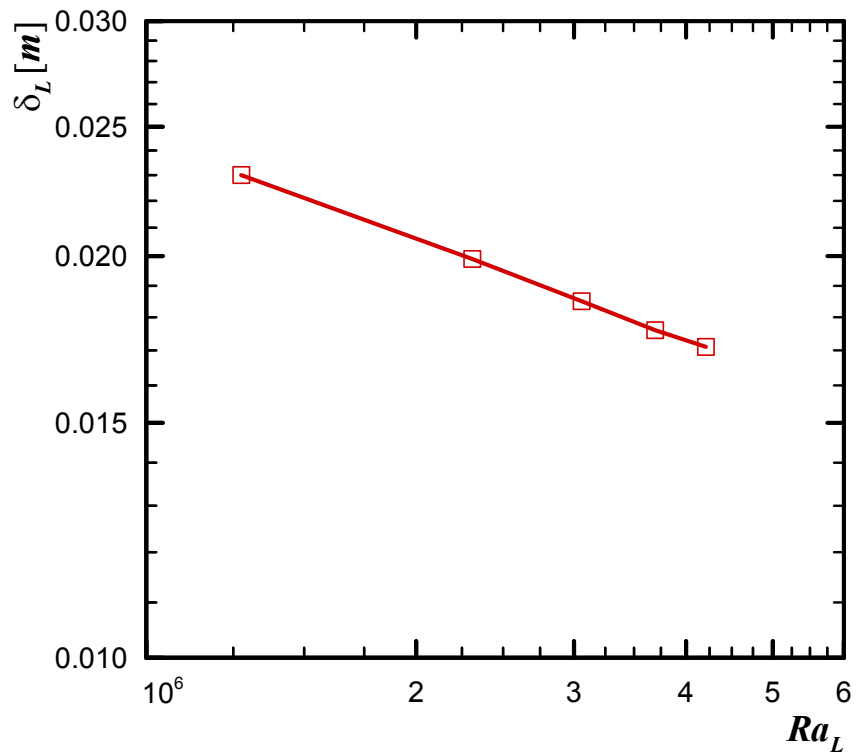
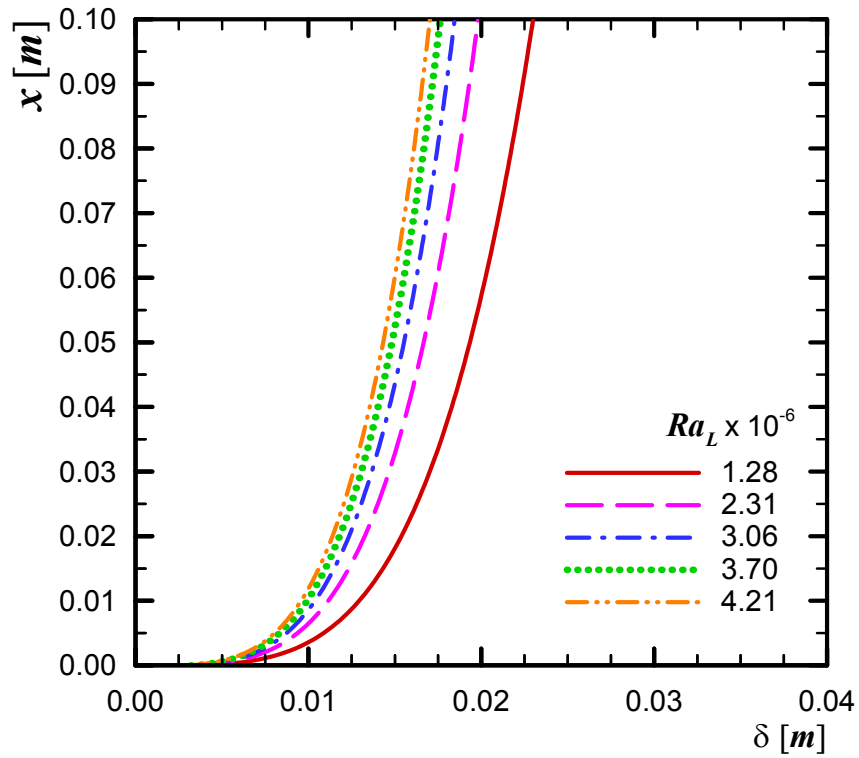


Figura 5-2 - Configuração geométrica básica para a investigação experimental.

Com o intuito de uma economia de tempo de processamento através da redução do domínio computacional, uma análise teórica do desenvolvimento da camada-limite fluidodinâmica da convecção natural laminar sobre o aquecedor 3D foi realizada considerando a faixa de investigação do número de *Rayleigh*. Este comportamento, mostrado no Gráfico 5.1, foi obtido através da correlação fornecida na Equação (2.23) proveniente dos estudos teóricos (híbridos analítico-numéricos) apresentados por Ostrach (1952). A espessura da camada-limite fluidodinâmica no final do aquecedor,  $\delta_L$ , é mostrada na Tabela 5.1 e no Gráfico 5.2.

Tabela 5.1 - Espessura da camada-limite fluidodinâmica no final do aquecedor.

$Ra_L \cdot 10^{-6}$	$\delta_L$ [m]
1,28	0,0230
2,31	0,0199
3,06	0,0185
3,70	0,0176
4,21	0,0171



Com isso, como o valor máximo encontrado para a espessura da camada-limite fluidodinâmica no final do aquecedor foi de  $0,0230\text{ m}$  ( $0,232L$ ), o comprimento da seção de testes de  $0,155\text{ m}$  ( $1,558L$ ) foi reduzido para  $0,055\text{ m}$  ( $0,553L$ ) sem comprometer os resultados. A altura do canal também foi reduzida de  $0,700\text{ m}$  ( $7,035L$ ) para  $0,200\text{ m}$  ( $2,005L$ ) enquanto que as dimensões da largura do canal e do aquecedor não foram alteradas. A Figura 5.3 mostra configuração básica utilizada na análise numérica do problema associado à convecção natural laminar sobre um aquecedor 3D rente.

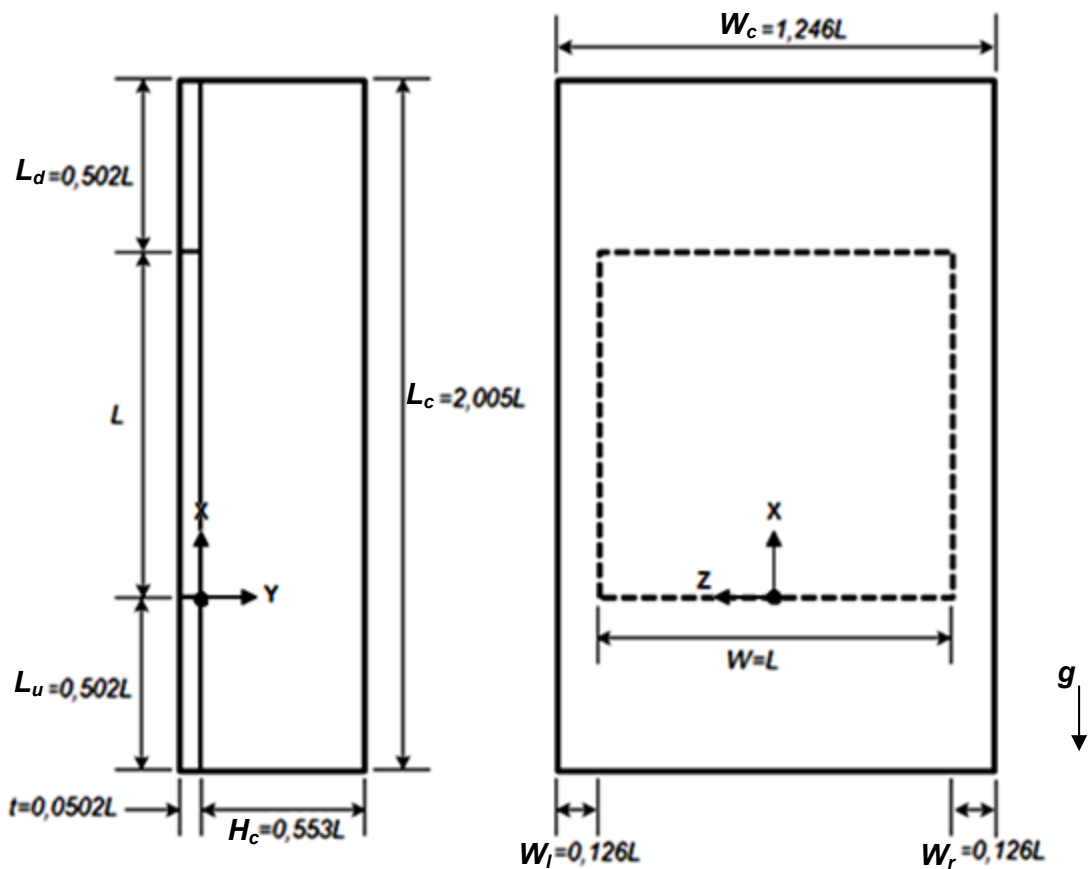


Figura 5-3 - Configuração geométrica básica para as simulações numéricas.

A modelagem matemática do problema foi efetuada para um domínio único, compreendendo as regiões sólidas (aquecedor e paredes do canal) e fluido no canal. Devido ao estudo teórico do desenvolvimento da camada-limite fluidodinâmica ao longo do aquecedor, as equações de conservação 3D foram formuladas para o domínio de altura  $L_c$ , largura  $W_c$  e comprimento ( $H_c + t$ ), como representado na Figura 5.4.

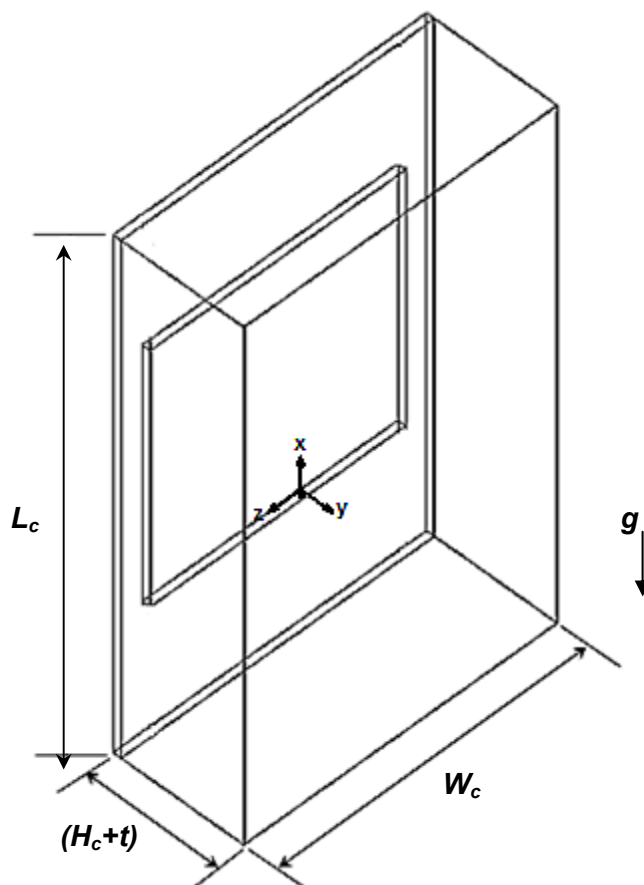


Figura 5-4 - Domínio computacional.

As equações governantes englobam os princípios de conservação de massa, de *momentum* e de energia no domínio considerado, sob condições de regime permanente, propriedades constantes, validade da aproximação de *Boussinesq* para o termo de empuxo e dissipação viscosa desprezível. Os efeitos da radiação térmica foram considerados nesta modelagem.

As condições de contorno impostas para o escoamento foram de entrada e saída abertas no canal, e velocidade nula nas interfaces sólido-fluido, condição de não-deslizamento.

As condições de contorno térmicas foram temperatura uniforme ( $T_{\infty}$ ) do fluido quiescente na entrada do canal e na sua saída a difusão térmica foi desprezada. As superfícies externas do canal e as extremidades laterais do aquecedor foram consideradas adiabáticas.

Para uma melhor visualização das condições de contorno do problema estudado, um diagrama esquemático do domínio de solução é mostrado na Figura 5.5 com as principais considerações de fronteira.

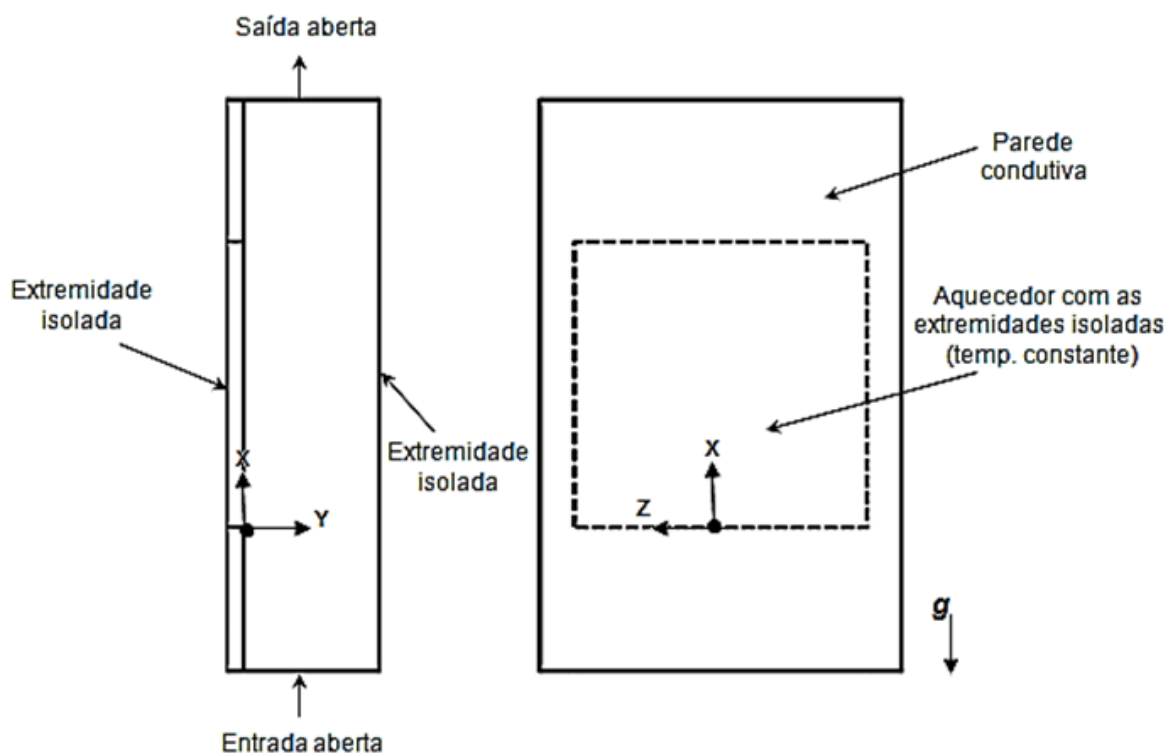


Figura 5-5 - Diagrama esquemático das principais condições de contorno do problema.

## 5.2. TÉCNICA DE RESOLUÇÃO NUMÉRICA

As equações governantes 3D com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente pelo Método dos Volumes de Controle (PATANKAR, 1980) através do software ANSYS-Fluent® 14.5.

O algoritmo *SIMPLE* (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) foi utilizado para tratar do acoplamento pressão-velocidade. A discretização dos termos difusivo-convectivos foi realizada por meio do esquema *Upwind* de 1ª Ordem. O modelo de radiação térmica utilizado foi *Surface to Surface* (ANSYS, 2011). Devido às não-linearidades na equação do *momentum*, as componentes de velocidade e a correção da pressão foram sub-relaxadas para prevenir instabilidade e divergência. Os fatores de sub-relaxação utilizados foram de 0,7 para as componentes da velocidade, 0,3 para a correção da pressão e 0,5 para a temperatura.

O critério de parada do processo iterativo de resolução foi estabelecido para mudança absolutas das variáveis primitivas menores do que quatro algarismos



significativos entre duas iterações consecutivas, enquanto a conservação global de massa no domínio foi satisfeita em todas as iterações.

As resoluções numéricas foram executadas em microcomputadores com processador *Intel® Core™ i7 3,6GHz*, com 16GB de memória RAM e placa de vídeo de 4GB. O tempo de processamento de uma solução típica foi de aproximadamente 4 (quatro) horas.

### 5.3. VERIFICAÇÃO NUMÉRICA

A verificação dos procedimentos numéricos adotados neste Trabalho de Conclusão de Curso foi feita por meio da comparação dos resultados numéricos da convecção natural e radiação térmica com os apresentados em ANSYS (2011).

O problema analisado é representado esquematicamente na Figura 5.6, como sendo uma caixa tridimensional (cavidade fechada) com  $0,125\text{m}^3$ , onde uma de suas paredes é aquecida a  $199,85^\circ\text{C}$  (473K) e todas as outras paredes encontram-se a  $19,85^\circ\text{C}$  (292K). O fluido de trabalho é o ar, o número de *Rayleigh* é calculado com base no valor de  $L = 0,5\text{ m}$ , e se encontra na faixa de  $10^8$  (regime laminar).

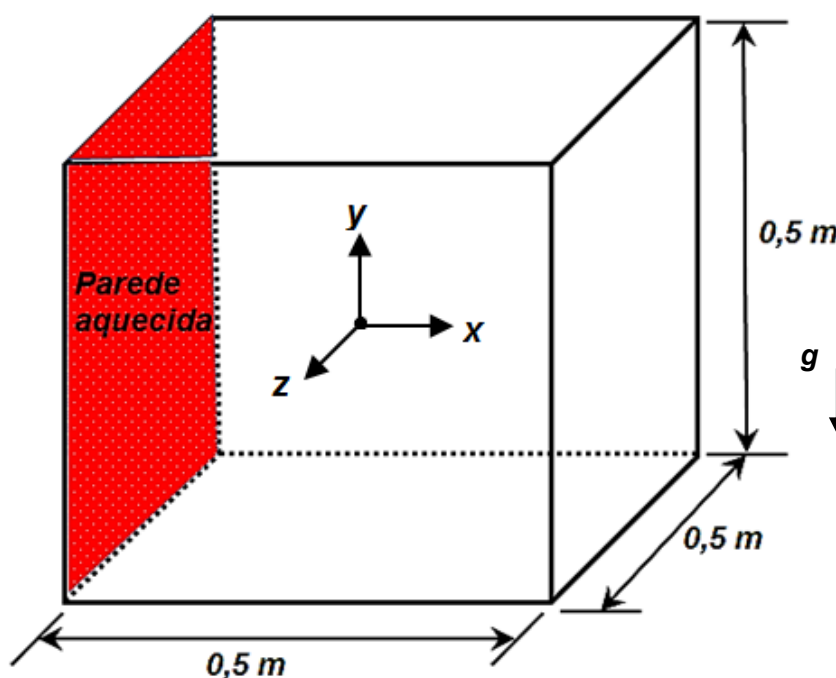


Figura 5-6 - Diagrama esquemático do problema utilizado para verificação numérica.

O objetivo principal é a obtenção da distribuição de temperatura na cavidade fechada, bem como as taxas de transferência de calor nas paredes, utilizando o

modelo de radiação térmica denominado *Surface to Surface* (S2S) disponível no *ANSYS-Fluent*® 14.5.

Os resultados obtidos para as taxas de transferência de calor total e por radiação térmica são apresentados nas Tabelas 5.1 e 5.2, respectivamente, e, comparados com os apresentados em ANSYS (2011). Pode ser notada uma excelente concordância entre os resultados.

**Tabela 5.2- Comparação dos resultados numéricos da taxa de transferência de calor total nas paredes da cavidade fechada.**

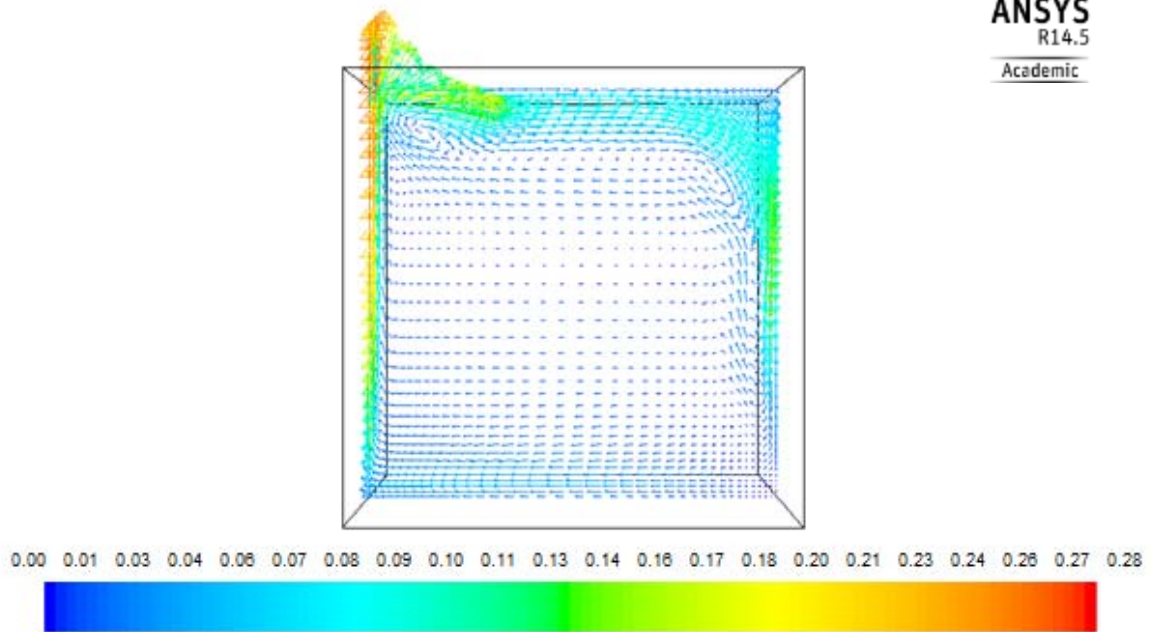
<b>Parede da Cavidade Fechada</b>	<b>ANSYS (2011)</b>	<b>Presente Trabalho</b>
<b>Face X, sentido positivo</b>	-50,478	-50,467
<b>Face Y, sentido positivo</b>	-50,378	-50,365
<b>Face Z, sentido positivo</b>	-51,163	-51,164
<b>Face X, sentido negativo</b>	251,478	251,483
<b>Face Y, sentido negativo</b>	-48,599	-48,597
<b>Face Z, sentido negativo</b>	-51,168	-51,165

**Tabela 5.3 - Comparação dos resultados numéricos da taxa de transferência de calor por radiação térmica nas paredes da cavidade fechada.**

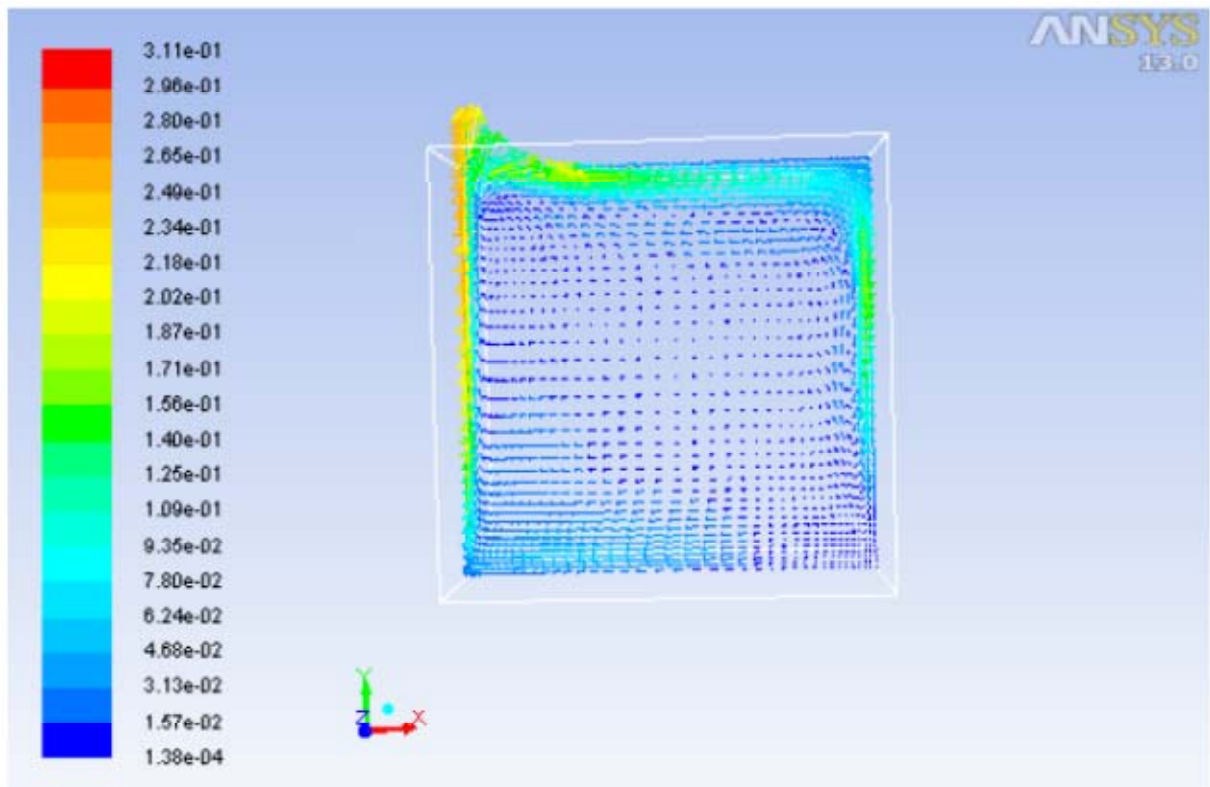
<b>Parede da Cavidade Fechada</b>	<b>ANSYS (2011)</b>	<b>Presente Trabalho</b>
<b>Face X, sentido positivo</b>	-42,037	-42,086
<b>Face Y, sentido positivo</b>	-30,481	-30,559
<b>Face Z, sentido positivo</b>	-42,840	-42,814
<b>Face X, sentido negativo</b>	208,000	208,041
<b>Face Y, sentido negativo</b>	-50,066	-50,052
<b>Face Z, sentido negativo</b>	-42,883	-42,799

As comparações dos perfis de velocidade e de temperatura na parede aquecida e no plano central da cavidade fechada e do fluxo térmico por radiação térmica na cavidade fechada, são mostradas nas Figuras 5.7, 5.8, 5.9 e 5.10 respectivamente. Os comportamentos destes parâmetros termofluidinâmicos apresentam uma excelente concordância aos apresentados em ANSYS (2011).

ANSYS  
R14.5  
Academic



(a) Presente trabalho [m/s]



(b) ANSYS (2011) [m/s]

Figura 5-7 - Comparação do perfil de velocidade.

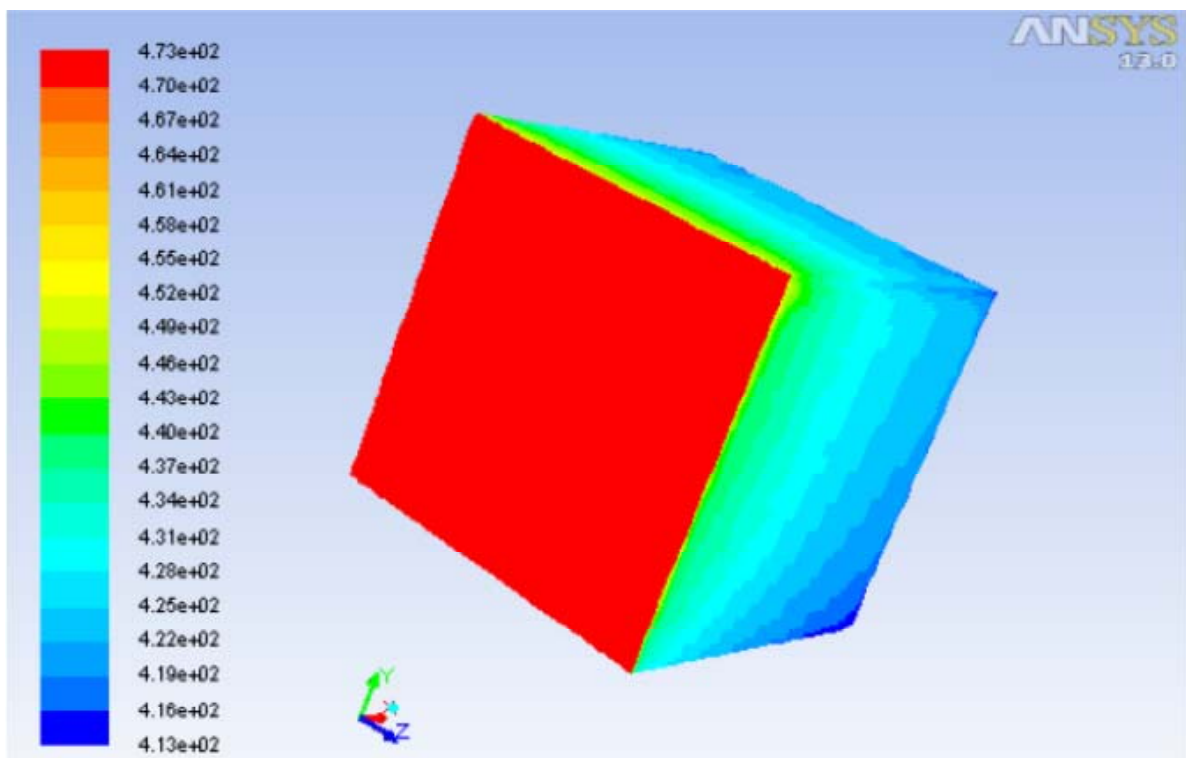
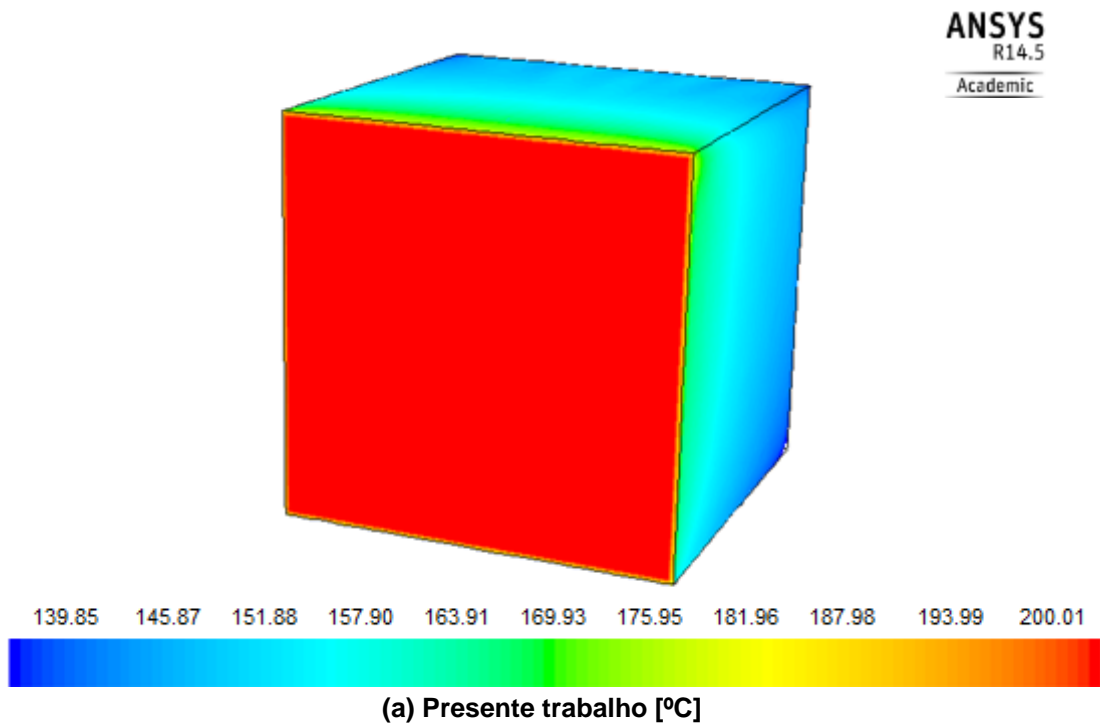


Figura 5-8 - Distribuição de temperatura na parede aquecida.

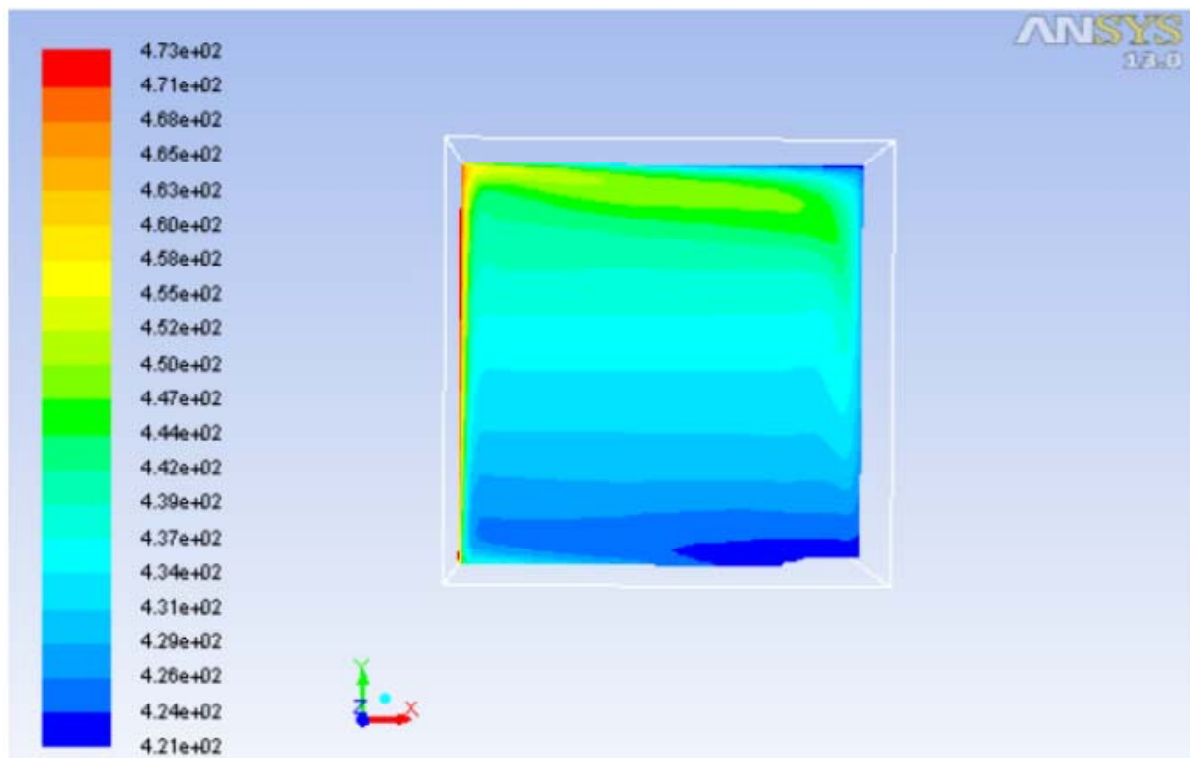
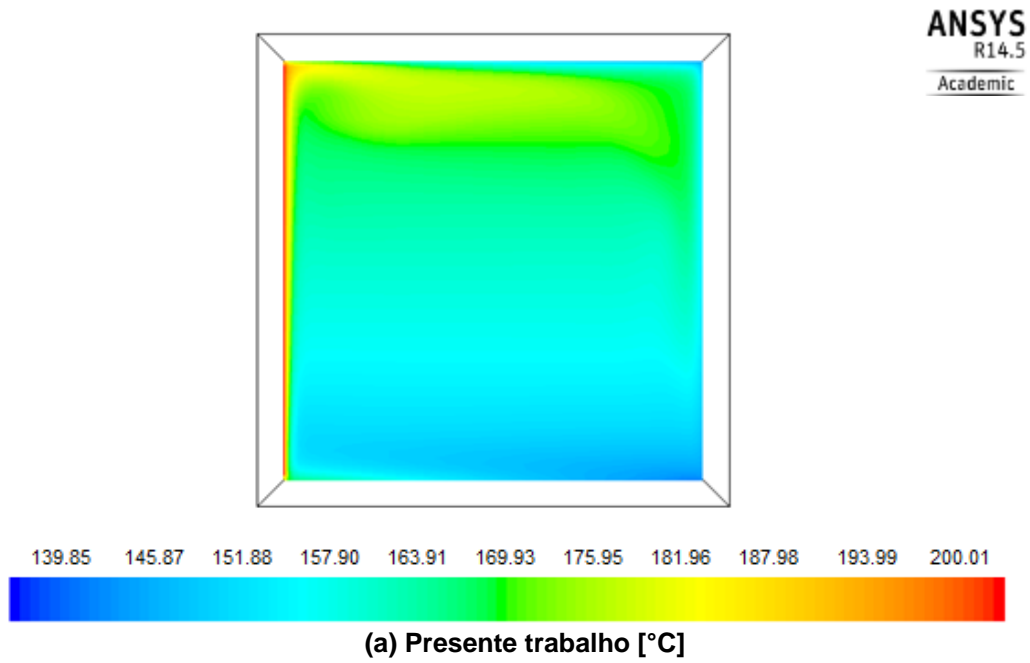


Figura 5-9 - Distribuição de temperatura no plano central.

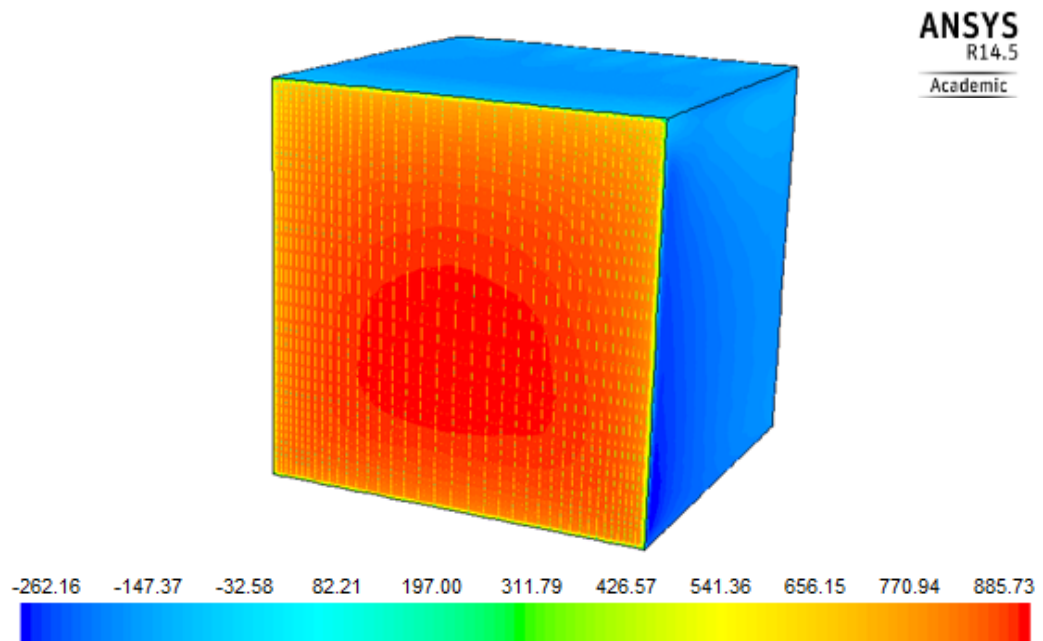
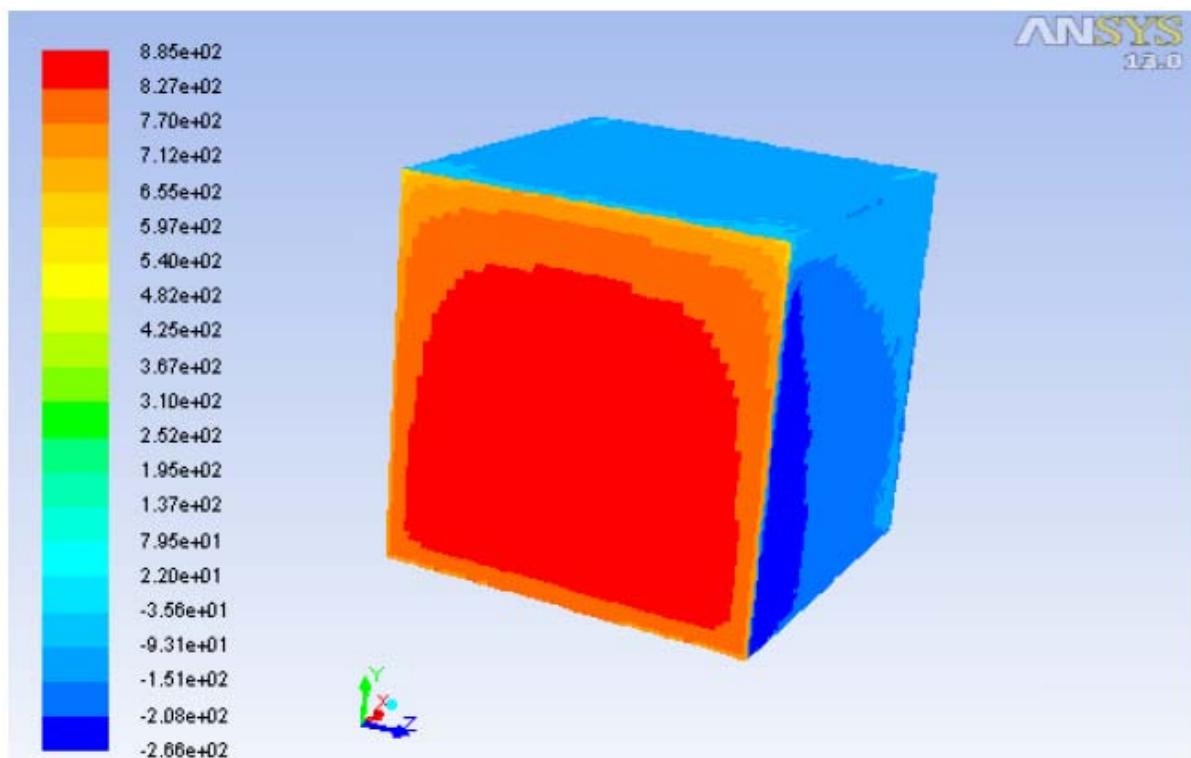
(a) Presente trabalho [W/m<sup>2</sup>](b) ANSYS (2011) [W/m<sup>2</sup>]

Figura 5-10 - Fluxo térmico por radiação térmica da cavidade fechada.

#### 5.4. REFINAMENTO DA GRADE COMPUTACIONAL

Uma análise da grade computacional foi feita visando garantir resultados numéricos independentes da grade computacional. Para tal, após a construção da geometria utilizada para este Trabalho de Conclusão de Curso, uma malha grosseira foi criada como ponto de partida para um posterior refinamento. Testes computacionais foram realizados para selecionar a grade que seria empregada no domínio de cálculo para a apresentação dos resultados numéricos.

Neste estudo de refinamento, quatro grades computacionais, apresentadas na Figura 5.11, foram analisadas. As Grades Computacionais #1 e #2 foram uniformes e as Grades Computacionais #3 e #4 foram não-uniformes obtidas utilizando um recurso de adaptação de grade computacional disponível no *ANSYS-Fluent*<sup>®</sup> 14.5. Este recurso realiza um refinamento em regiões específicas do escoamento que apresentam um maior gradiente de velocidade na interface sólido-fluido, ou seja, as regiões que apresentam maior diferença nas variáveis primitivas. O número de volumes de controle no domínio do cálculo computacional foi aumentado gradativamente até que refinamentos adicionais da grade não alteravam mais os resultados numéricos encontrados.

Os testes de refinamento de malha foram realizados considerando a temperatura do aquecedor igual a 60°C ( $Ra_L = 3,06 \cdot 10^6$ ). Os resultados numéricos obtidos são apresentados na Tabela 5.3.

**Tabela 5.4 - Resultados numéricos visando o refinamento da grade computacional.**

Malha	Tipo	Volumes de Controle	$q_{conv}$ [W]	$\overline{Nu}_L$	Tempo de processamento [horas]
#1	Uniforme	668.610	2,6007	24,5600	1,0
#2	Uniforme	768.000	2,5179	23,7328	2,5
#3	Não-uniforme	943.259	2,4797	23,3445	4,0
#4	Não-uniforme	1.063.890	2,4726	23,2752	5,5

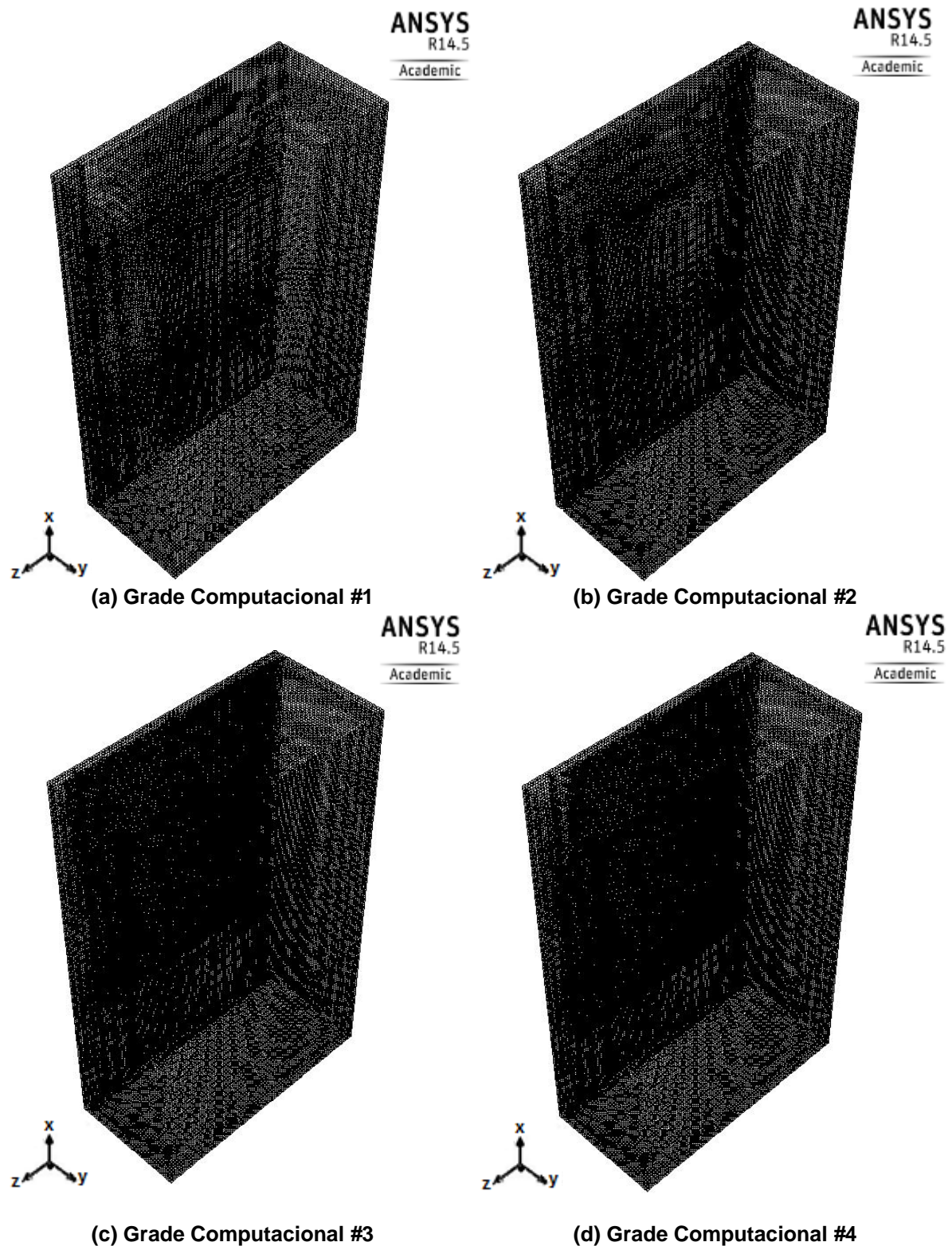


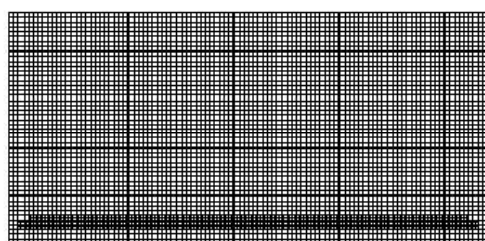
Figura 5-11 – Configurações das grades computacionais 3D utilizadas no estudo de refinamento de grade computacional.

Como mostrado na Tabela 5.3, os resultados obtidos para o número de *Nusselt* médio e para a taxa de transferência de calor por convecção diferem em aproximadamente 0,3% considerando os resultados das Grades Computacionais #3 e #4. Desta maneira, a grade computacional escolhida para a obtenção dos

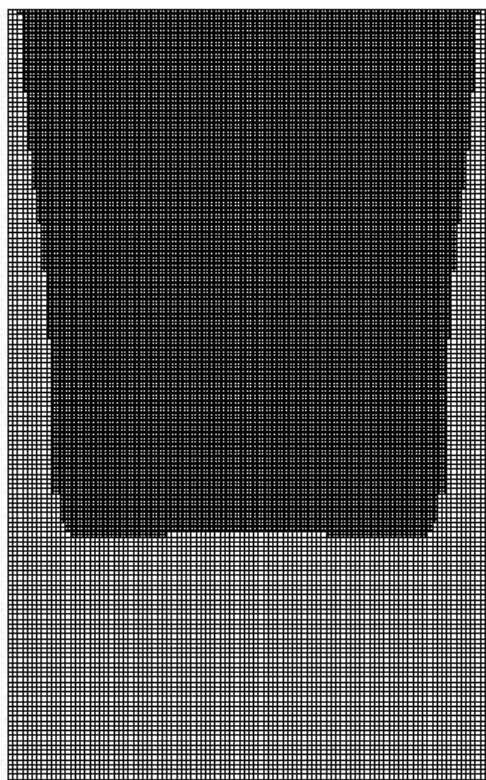


resultados numéricos no presente Trabalho de Conclusão de Curso foi a Grade Computacional #3, uma vez que ela requer menor tempo de processamento do que a Grade Computacional #4, apresentando um resultado com uma diferença considerada desprezível.

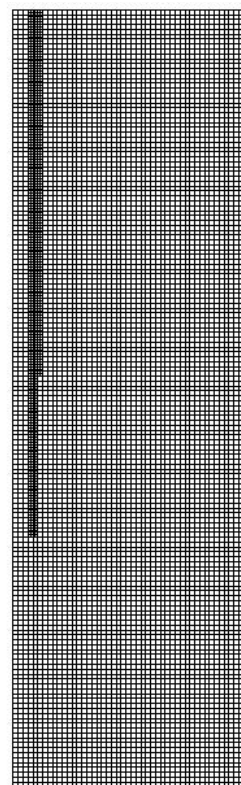
A Grade Computacional #3 é uma grade 3D não-uniforme no domínio de solução, contendo aproximadamente 940.000 volumes de controle, tendo como característica, um maior refinamento nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido devido aos maiores gradientes das variáveis primitivas nestas regiões, como ilustrado nas Figuras 5.12 e 5.13.



(a) plano yz



(b) plano xz



(c) plano xy

Figura 5-12 - Grade computacional 3D não-uniforme utilizada na resolução numérica.

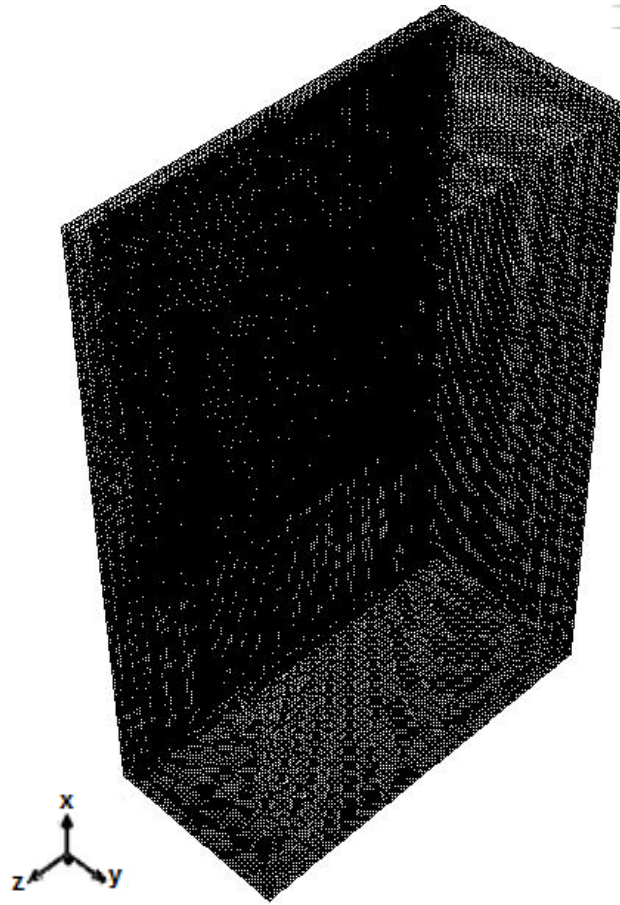


Figura 5-13 - Grade computacional 3D não-uniforme utilizada na resolução numérica (vista em perspectiva 3D).

## 6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste Trabalho de Conclusão de Curso, a transferência de calor por convecção natural na camada-limite sobre um aquecedor 3D montado rente a uma das paredes de um canal vertical foi estudada numérica e experimentalmente para números de *Rayleigh* compreendidos em  $10^6$ . Nesta faixa de investigação de  $Ra_L$  a natureza da camada-limite fluidodinâmica é laminar (INCROPERA *et al.*, 2008 e ÇENGEL & GHAJAR 2012). Após a realização da investigação experimental e das simulações numéricas os resultados obtidos foram comparados, quando possível, com os disponíveis na literatura considerando uma placa plana vertical isotérmica.

As configurações geométricas da investigação experimental e da análise numérica foram apresentadas nas Figuras 4.2 e 5.3, respectivamente. O fluido de resfriamento foi o ar atmosférico. O aquecedor 3D rente foi considerado de alumínio e as paredes do canal vertical de aço inoxidável. A condição isotérmica no aquecedor foi garantida devido à alta condutividade térmica do alumínio. As propriedades termofísicas do fluido e dos sólidos foram consideradas constantes, obtidas através do *software Engineering Equation Solver*<sup>®</sup> (EES<sup>®</sup>).

### 6.1. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Como mencionado anteriormente, os testes experimentais foram realizados utilizando o Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada. As condições termohigrométricas do ambiente do Laboratório Didático de Ciências Térmicas não foram controladas. As configurações geométricas do problema foram apresentadas na Figura 4.2. Uma taxa de dissipação de calor uniforme foi gerada no aquecedor. Os dados experimentais foram obtidos em uma faixa de investigação entre 30°C e 90°C, com intervalos de 2,5°C, para a temperatura do aquecedor.

Os valores obtidos para a taxa de transferência de calor total, a temperatura do aquecedor isotérmico (termopar ST-8), a temperatura do fluido quiescente (termopar ST-7) e a temperatura da vizinhança (termopar ST-4) são apresentadas na Tabela 6.1. Os valores em destaque representam as temperaturas que foram utilizadas nas simulações numéricas.

Tabela 6.1 - Dados experimentais coletados.

#	$T_s$ [°C]	$T_\infty$ [°C]	$T_{viz}$ [°C]	$q$ [W]
01	30,00	16,66	16,97	0,636
02	32,50	16,79	17,15	0,785
03	35,00	16,97	17,39	0,934
04	37,50	17,28	17,91	1,082
05	40,00	17,38	18,12	1,242
06	42,50	17,52	18,39	1,407
07	45,00	17,68	18,68	1,574
08	47,50	17,79	19,00	1,748
09	50,00	17,96	19,40	1,921
10	52,50	18,11	19,78	2,101
11	55,00	18,28	20,20	2,281
12	57,50	18,42	20,66	2,462
13	60,00	19,07	21,74	2,606
14	62,50	19,42	22,45	2,777
15	65,00	19,70	22,95	2,957
16	67,50	19,69	22,94	3,163
17	70,00	19,68	22,98	3,372
18	72,50	19,66	23,01	3,585
19	75,00	19,63	23,03	3,796
20	77,50	19,65	23,17	4,010
21	80,00	19,67	23,30	4,224
22	82,50	19,66	23,44	4,448
23	85,00	19,68	23,59	4,663
24	87,50	19,70	23,83	4,888
25	90,00	19,73	24,09	5,113
26	92,50	19,83	24,42	5,328
27	95,00	19,99	24,79	5,540

As perdas experimentais por radiação térmica foram estimadas considerando uma emissividade da superfície do aquecedor igual a 0,06 (alumínio polido). As taxas de transferência de calor total, por radiação térmica e por convecção natural são apresentadas na Tabela 6.2 e no Gráfico 6.1. A contribuição da radiação térmica na transferência de calor total é, em média, de 6,4%.

Tabela 6.2 - Taxas de transferência de calor total, convecção natural e radiação térmica.

#	$q$ [W]	$q_{rad}$ [W]	$q_{conv}$ [W]	$q_{rad}/q$	$q_{conv}/q$
01	0,636	0,046	0,590	0,072	0,928
02	0,785	0,055	0,730	0,070	0,930
03	0,934	0,064	0,870	0,068	0,932
04	1,082	0,072	1,010	0,066	0,934
05	1,242	0,081	1,161	0,066	0,934
06	1,407	0,091	1,316	0,065	0,935
07	1,574	0,101	1,473	0,064	0,936
08	1,748	0,111	1,637	0,063	0,937
09	1,921	0,121	1,800	0,063	0,937
10	2,101	0,131	1,970	0,062	0,938
11	2,281	0,141	2,140	0,062	0,938
12	2,462	0,152	2,310	0,062	0,938
13	2,606	0,160	2,446	0,061	0,939
14	2,777	0,170	2,606	0,061	0,939
15	2,957	0,181	2,775	0,061	0,939
16	3,163	0,195	2,969	0,062	0,938
17	3,372	0,208	3,164	0,062	0,938
18	3,585	0,222	3,363	0,062	0,938
19	3,796	0,236	3,560	0,062	0,938
20	4,010	0,250	3,760	0,062	0,938
21	4,224	0,264	3,960	0,062	0,938
22	4,448	0,278	4,170	0,063	0,937
23	4,663	0,293	4,370	0,063	0,937
24	4,888	0,308	4,580	0,063	0,937
25	5,113	0,323	4,790	0,063	0,937
26	5,328	0,338	4,990	0,063	0,937
27	5,540	0,353	5,186	0,064	0,936

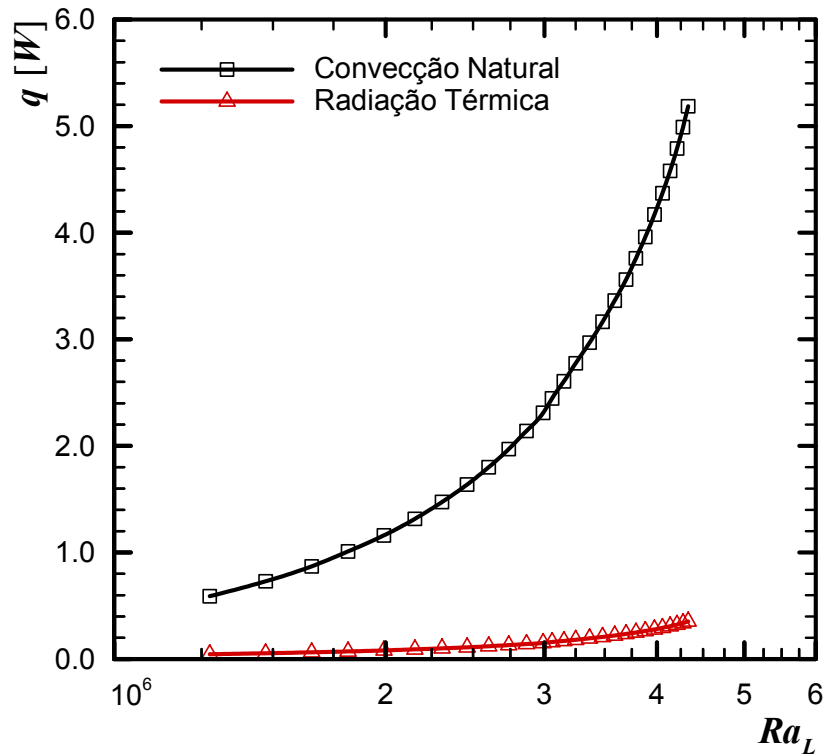


Gráfico 6-1 - Taxa de transferência de calor por convecção natural e por radiação térmica.

As propriedades termofísicas do fluido de resfriamento (ar) considerando a temperatura de filme, foram obtidas através da biblioteca disponível no *software Engineering Equation Solver*<sup>®</sup>. Os valores da temperatura de filme, da condutividade térmica, do coeficiente de expansão térmica, da viscosidade cinemática, da difusividade térmica e do número de *Prandtl* para os diferentes casos analisados são mostrados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 - Propriedades termofísicas do ar obtidas na temperatura de filme através do EES®.

#	$T_{filme}$ [K]	$k \cdot 10^3$ [W/mK]	$\beta \cdot 10^4$ [K <sup>-1</sup> ]	$\nu \cdot 10^6$ [m <sup>2</sup> /s]	$\alpha \cdot 10^6$ [m <sup>2</sup> /s]	$Pr$
01	296,48	26,12	33,73	15,43	22,08	0,7077
02	297,80	26,22	33,58	15,55	22,27	0,7076
03	299,14	26,32	33,43	15,67	22,45	0,7074
04	300,54	26,42	33,27	15,80	22,65	0,7072
05	301,84	26,52	33,13	15,93	22,83	0,7071
06	303,16	26,62	32,99	16,05	23,02	0,7069
07	304,49	26,72	32,84	16,18	23,20	0,7067
08	305,80	26,81	32,70	16,30	23,39	0,7066
09	307,13	26,91	32,56	16,43	23,58	0,7064
10	308,46	27,01	32,42	16,55	23,77	0,7063
11	309,79	27,11	32,28	16,68	23,96	0,7061
12	311,11	27,20	32,14	16,81	24,15	0,7059
13	312,69	27,32	31,98	16,96	24,38	0,7058
14	314,11	27,42	31,84	17,10	24,58	0,7056
15	315,50	27,53	31,70	17,23	24,78	0,7054
16	316,75	27,62	31,57	17,35	24,97	0,7053
17	317,99	27,71	31,45	17,47	25,15	0,7052
18	319,23	27,80	31,33	17,59	25,33	0,7050
19	320,47	27,89	31,20	17,71	25,51	0,7049
20	321,73	27,98	31,08	17,84	25,70	0,7048
21	322,99	28,07	30,96	17,96	25,89	0,7046
22	324,23	28,16	30,84	18,08	26,07	0,7045
23	325,49	28,25	30,72	18,21	26,26	0,7044
24	326,75	28,34	30,60	18,33	26,45	0,7042
25	328,02	28,43	30,49	18,46	26,64	0,7041
26	329,32	28,53	30,37	18,59	26,84	0,7040
27	330,65	28,62	30,24	18,72	27,04	0,7038

De suas definições, Equações (2.12) e (2.14), e utilizando as propriedades apresentadas na Tabela 6.3 para cada caso, os números de *Grashof* e *Rayleigh* no final do aquecedor ( $x = L = 0,0995\text{m}$ ) foram calculados e são apresentados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 - Valores de *Rayleigh* e *Grashof* no final do aquecedor.

#	$Ra_L \cdot 10^{-6}$	$Gr_L \cdot 10^{-6}$
01	1,28	1,80
02	1,47	2,08
03	1,66	2,34
04	1,82	2,57
05	1,99	2,82
06	2,16	3,05
07	2,31	3,27
08	2,46	3,49
09	2,60	3,68
10	2,74	3,88
11	2,87	4,06
12	2,99	4,24
13	3,06	4,33
14	3,15	4,47
15	3,25	4,61
16	3,37	4,77
17	3,48	4,94
18	3,59	5,09
19	3,70	5,24
20	3,79	5,38
21	3,88	5,51
22	3,97	5,64
23	4,06	5,76
24	4,14	5,87
25	4,21	5,98
26	4,27	6,07
27	4,33	6,15

Na Tabela 6.5 são apresentados os resultados experimentais encontrados para o número de *Nusselt* médio com suas respectivas incertezas em função de  $Ra_L$ . As incertezas experimentais foram calculadas com o auxílio do *software Uncertainty Calculator*, disponível no *site* do *Colby College*<sup>1</sup>, utilizando a técnica de amostragem simples. Mais informações sobre o cálculo de incertezas efetuado neste Trabalho de Conclusão de Curso são apresentadas no Apêndice A.

<sup>1</sup> <http://www.colby.edu/chemistry/PChem/scripts/error.html>



Tabela 6.5 - *Nusselt* médio experimental com suas incertezas.

#	$Ra_L \cdot 10^{-6}$	$\overline{Nu}_L$	Incerteza [±]	Incerteza [%]
01	1,28	17,02	4,1	24,12
02	1,47	17,81	3,6	20,22
03	1,66	18,43	3,3	17,93
04	1,82	19,00	3,1	16,32
05	1,99	19,44	2,8	14,51
06	2,16	19,89	2,7	13,64
07	2,31	20,29	2,5	12,25
08	2,46	20,66	2,4	11,59
09	2,60	20,98	2,3	10,95
10	2,74	21,32	2,2	10,33
11	2,87	21,61	2,1	9,72
12	2,99	21,84	2,1	9,63
13	3,06	21,98	2,0	9,17
14	3,15	22,17	1,9	8,64
15	3,25	22,37	1,9	8,56
16	3,37	22,59	1,9	8,44
17	3,48	22,81	1,8	7,93
18	3,59	23,01	1,8	7,86
19	3,70	23,17	1,7	7,33
20	3,79	23,35	1,7	7,30
21	3,88	23,50	1,7	7,23
22	3,97	23,68	1,7	7,17
23	4,06	23,80	1,6	6,72
24	4,14	23,96	1,6	6,67
25	4,21	24,10	1,6	6,64
26	4,27	24,19	1,6	6,61
27	4,33	24,28	1,6	6,56

O comportamento de *Nusselt* médio no aquecedor em função do número de *Rayleigh* é mostrado na Gráfico 6.2. Como esperado,  $Nu_L$  aumenta com o aumento de *Rayleigh* indicando uma maior transferência de calor por convecção natural. Estes resultados foram correlacionados com um desvio de no máximo de 0,55%, por

$$\overline{Nu}_L = 0,302 Ra_L^{0,287} \quad (6.1)$$

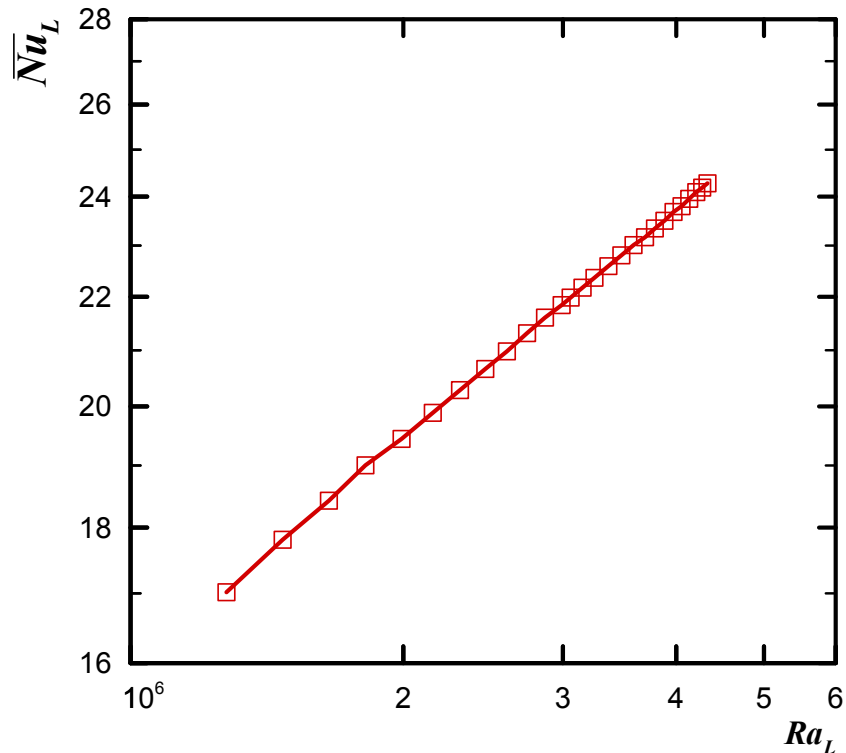


Gráfico 6-2 - Nusselt médio experimentalmente em função de Rayleigh.

## 6.2. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

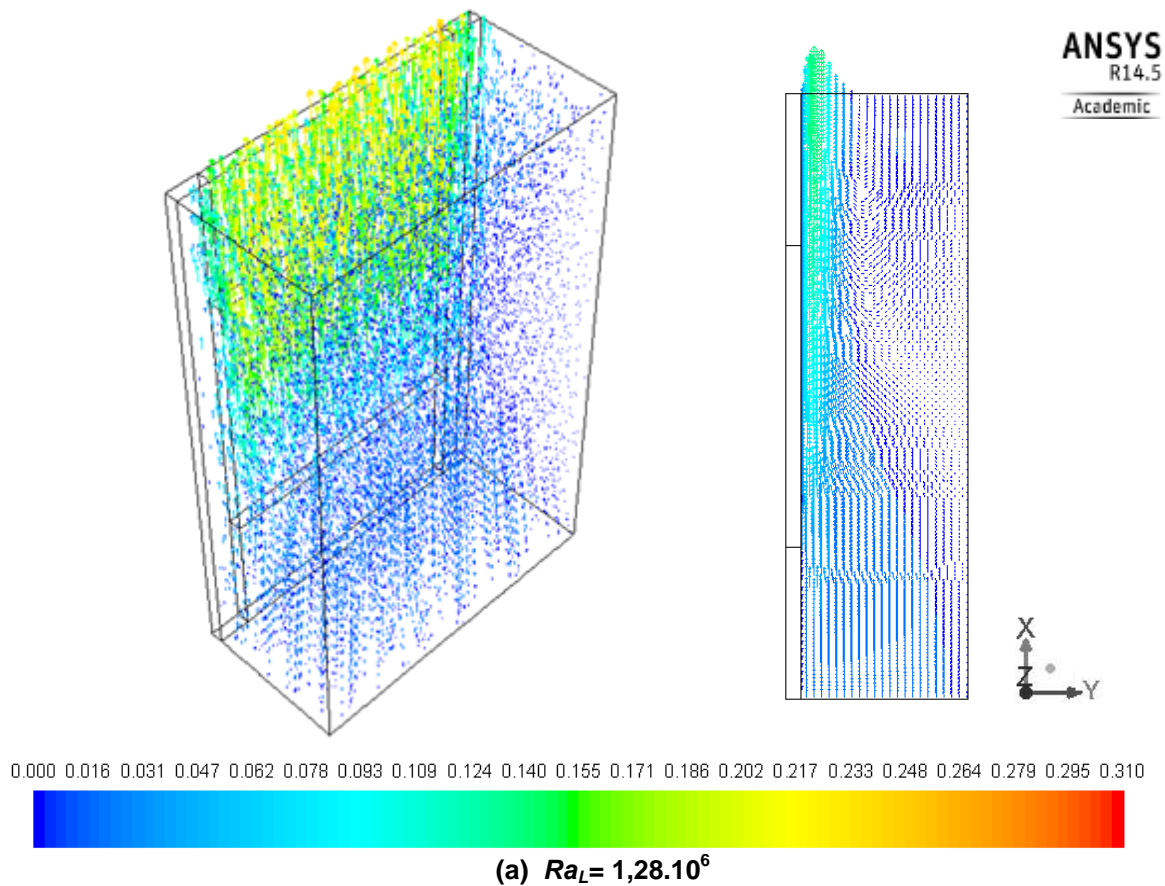
Para a obtenção dos resultados numéricos, as configurações geométricas ilustradas na Figura 5.5 foram baseadas considerando o comprimento do aquecedor discreto de  $L = 0,0995$  m. Da biblioteca disponível no EES<sup>®</sup> considerando uma temperatura de  $30^{\circ}\text{C}$ , as propriedades termofísicas do alumínio foram  $\rho = 2.800$  kg/m<sup>3</sup>,  $k = 205$  W/mK e  $c_p = 900$  J/kgK e as do aço inoxidável foram  $\rho = 7.817$  kg/m<sup>3</sup>,  $k = 14,4$  W/mK e  $c_p = 461$  J/kgK.

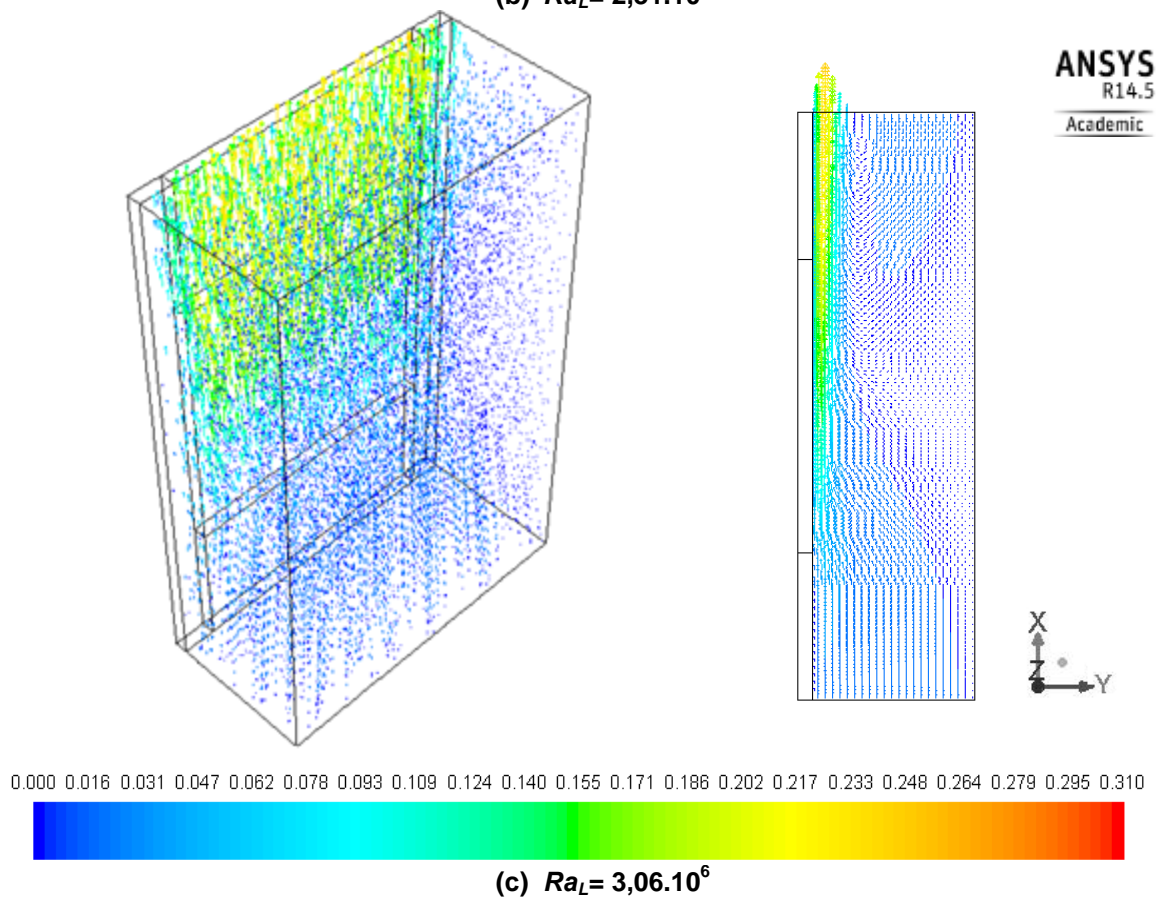
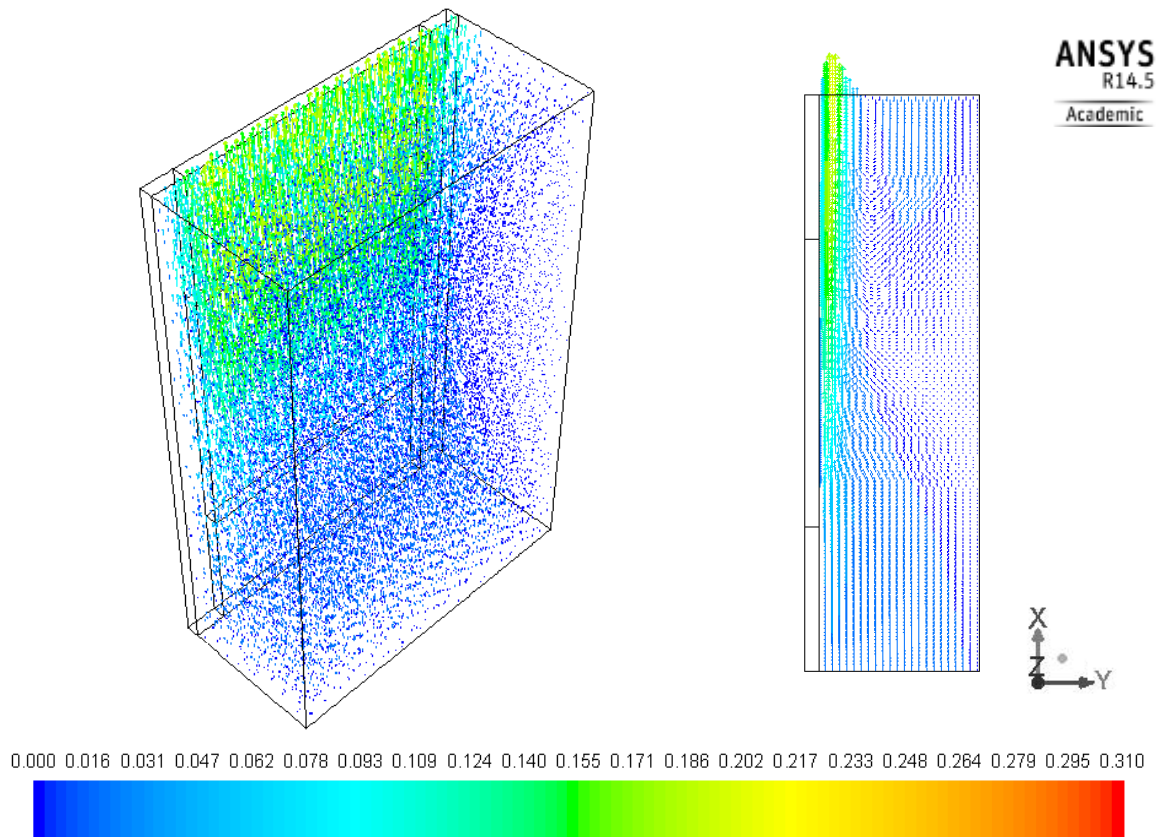
Os valores do número de *Rayleigh* investigados com suas respectivas temperatura do aquecedor ( $T_s$ ) e do fluido extenso e quiescente ( $T_{\infty}$ ) são apresentados na Tabela 6.6. Como mencionado anteriormente, estes valores foram baseados nos resultados experimentais.

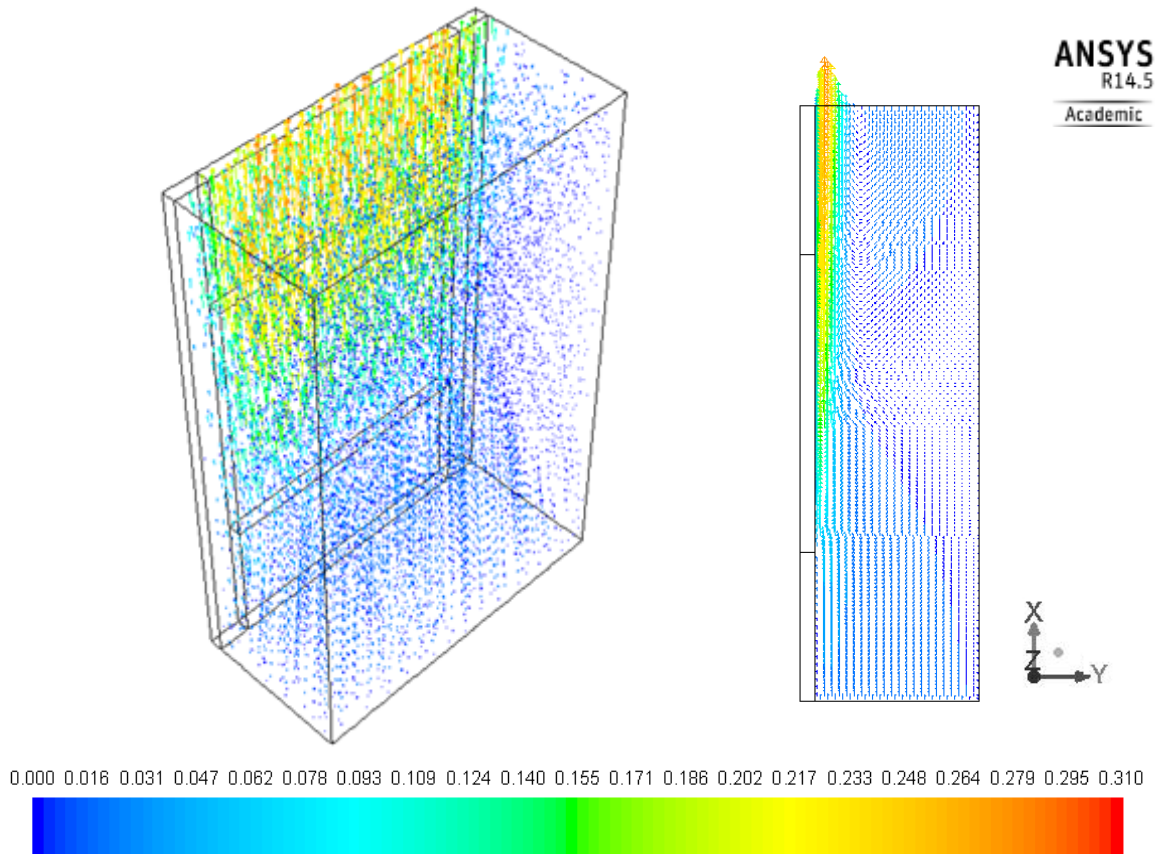
Tabela 6.6 - Parâmetros utilizados nas simulações numéricas.

#	$Ra_L \cdot 10^{-6}$	$T_s$ [°C]	$T_{\infty}$ [°C]
01	1,28	30,00	16,66
07	2,31	45,00	17,68
13	3,06	60,00	19,07
19	3,70	75,00	19,63
25	4,21	90,00	19,73

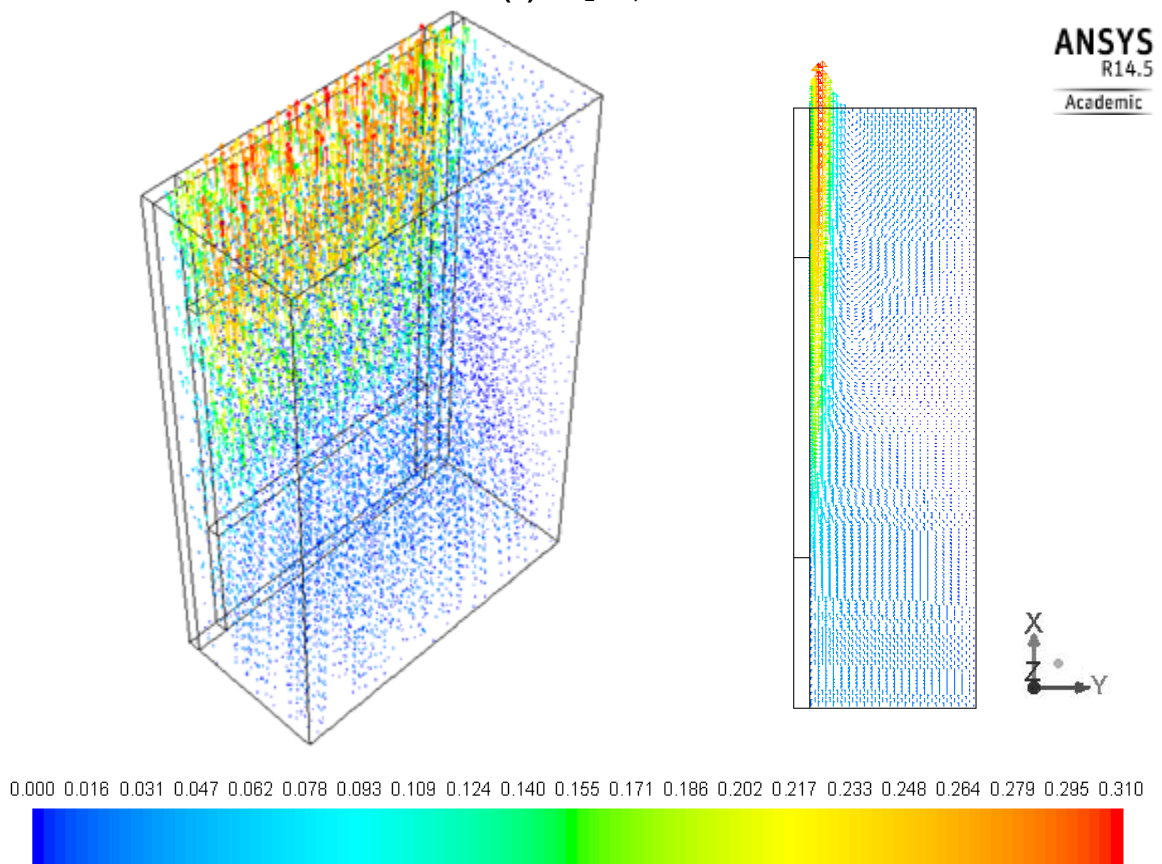
Os perfis de velocidade e o comportamento da camada-limite fluidodinâmica da convecção natural laminar, em uma vista 3D e no plano  $xy$  central do canal vertical, são mostrados na Figura 6.1 para os diferentes números de *Rayleigh* analisados.







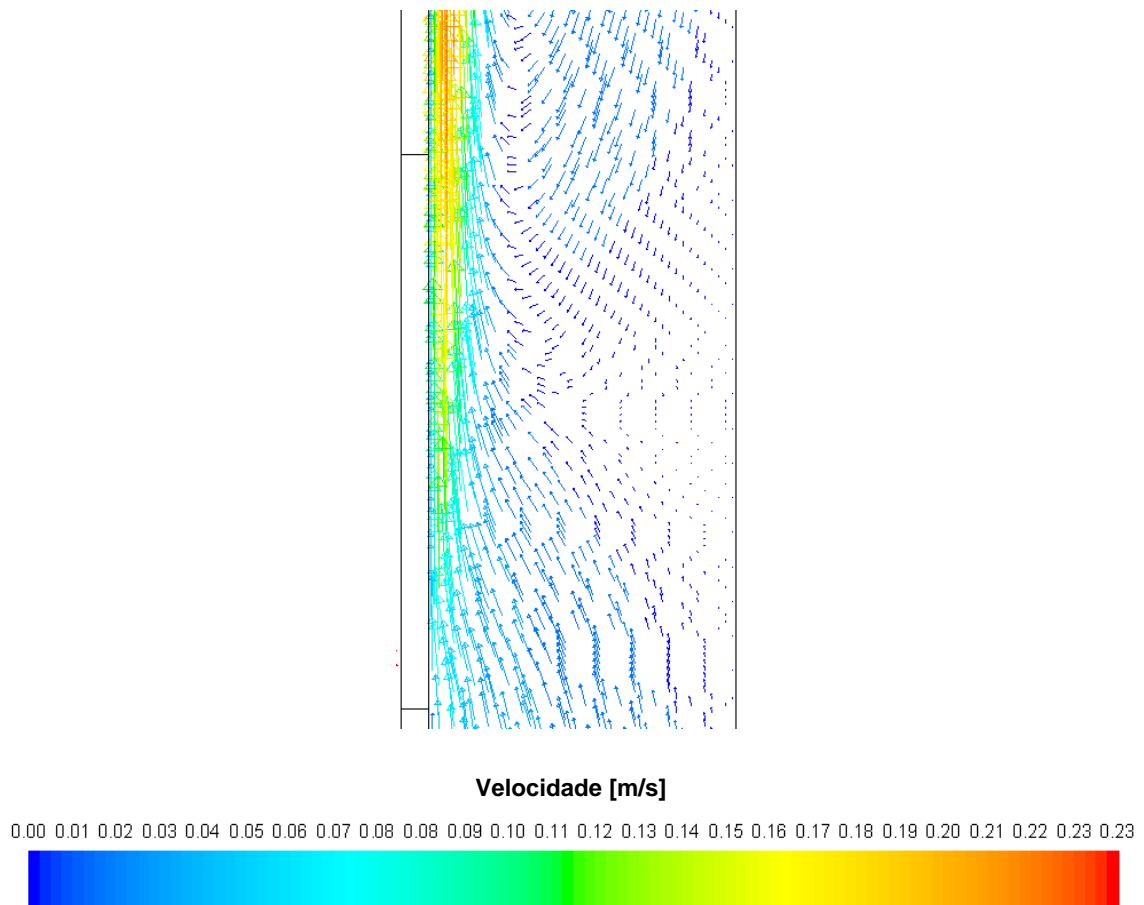
(d)  $Ra_L = 3,7 \cdot 10^6$



(e)  $Ra_L = 4,21 \cdot 10^6$

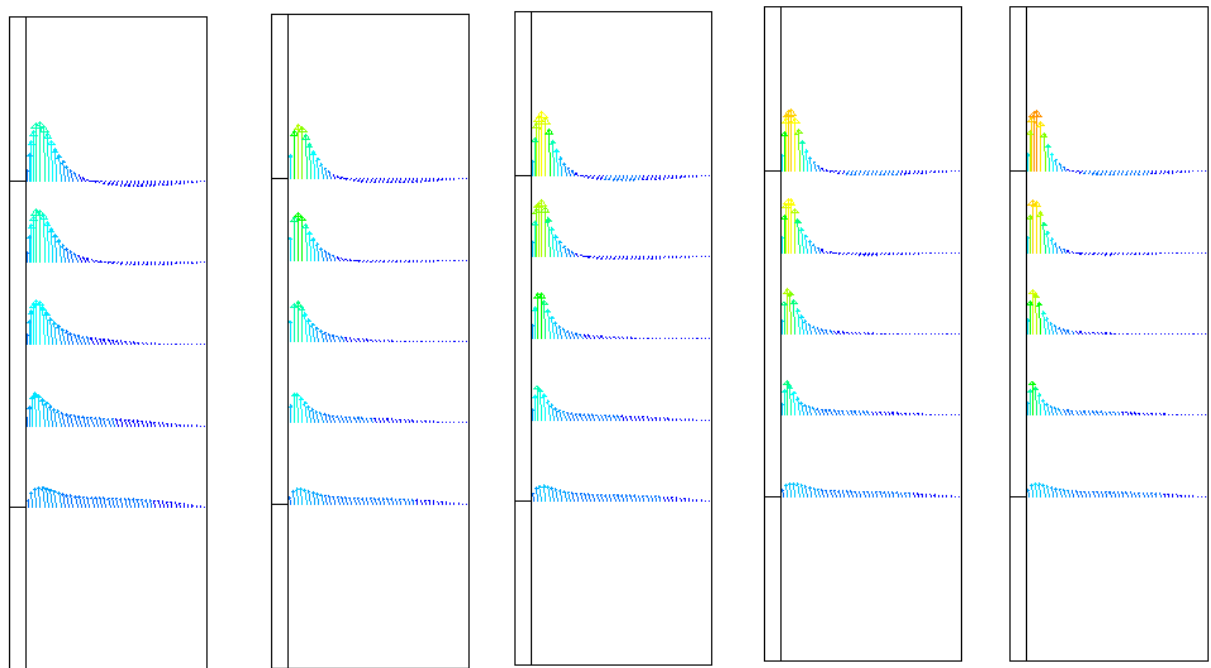
Figura 6.1 - Perfis de velocidade [m/s].

Como a temperatura do aquecedor é maior do que a temperatura do fluido quiescente, o fluido próximo ao aquecedor é menos denso do que o fluido dele afastado e, conseqüentemente, as forças de empuxo induzem um escoamento no qual o fluido aquecido ascende verticalmente, arrastando fluido da região quiescente. Este fenômeno pode ser melhor observado através do perfil de velocidade apresentado na Figura 6.2 considerando  $Ra_L = 3,06 \cdot 10^6$ .



**Figura 6.2 - Perfil de velocidade próximo ao aquecedor considerando  $Ra_L = 3,06 \cdot 10^6$ .**

O perfil de velocidade resultante é diferente ao associado à camada-limite fluidodinâmica da convecção forçada. Como pode ser notado na Figura 6.3 para diferentes posições ao longo do aquecedor 3D rente, a velocidade é nula na parede (condição de não-deslizamento) e quando  $y \rightarrow \infty$ .



Velocidade [m/s]

0.000 0.016 0.031 0.047 0.062 0.078 0.093 0.109 0.124 0.140 0.155 0.171 0.186 0.202 0.217 0.233 0.248 0.264 0.279 0.295 0.310



(a)  $Ra_L = 1,28 \cdot 10^6$  (b)  $Ra_L = 2,31 \cdot 10^6$  (c)  $Ra_L = 3,06 \cdot 10^6$  (d)  $Ra_L = 3,7 \cdot 10^6$  (e)  $Ra_L = 4,21 \cdot 10^6$   
 Figura 6-3 - Perfil de velocidade para os diferentes casos de  $Ra_L$ .

O perfil de velocidade no plano  $xy$  central no final do aquecedor é mostrado no Gráfico 6.3.

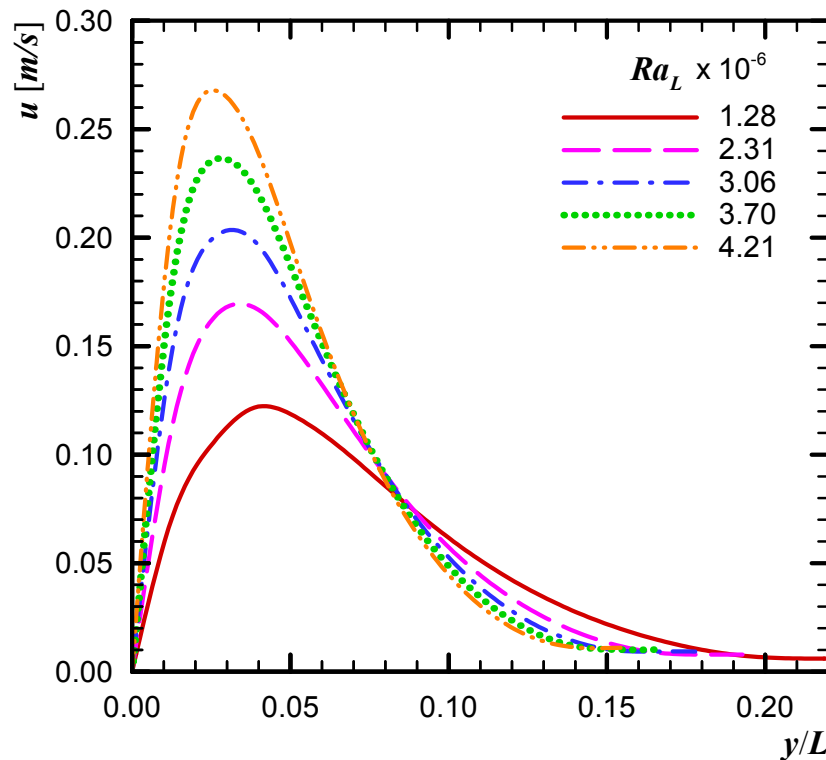


Gráfico 6.3 - Perfil de velocidade na camada-limite fluidodinâmica no final do aquecedor.

A espessura da camada-limite fluidodinâmica laminar no final do aquecedor,  $\delta_L$ , é apresentada no Gráfico 6.4. Como esperado, ela diminui com o aumento de  $Ra_L$ . Estes resultados são mostrados na Tabela 6.7 e podem ser correlacionados com desvios menores do que 0,10% por

$$\delta_L = 0,655 Ra_L^{-0,251} \quad (6.2)$$

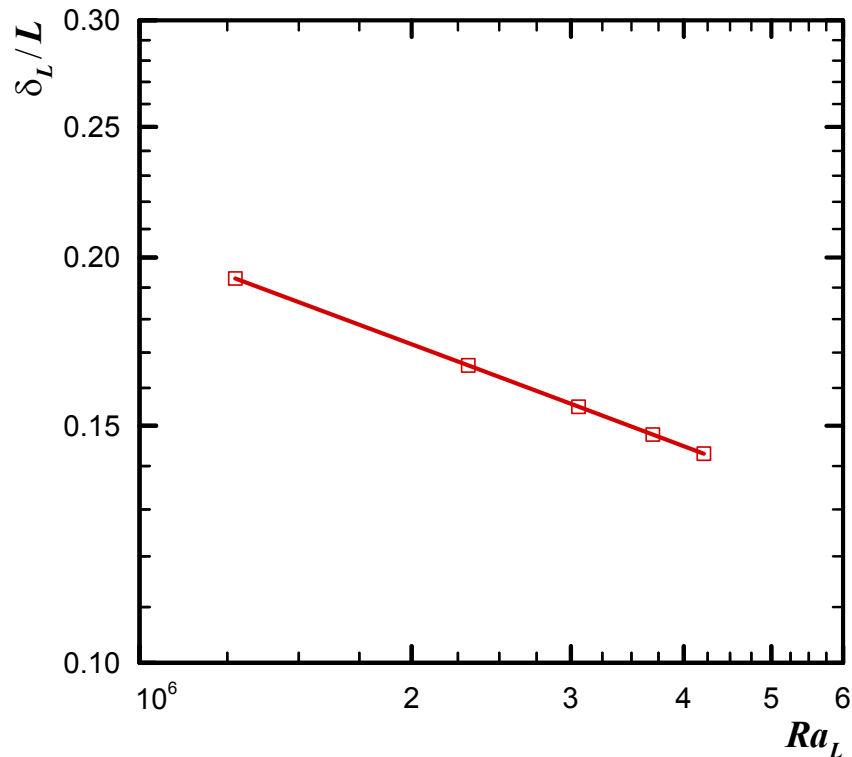


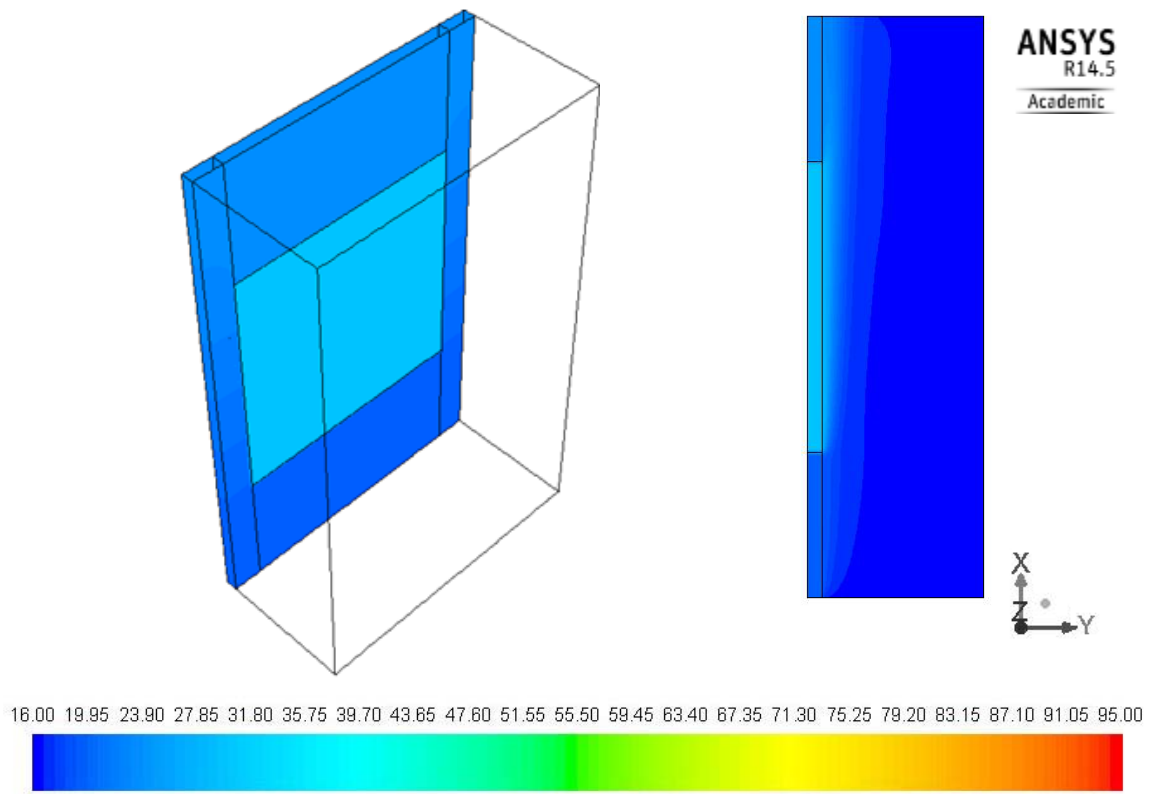
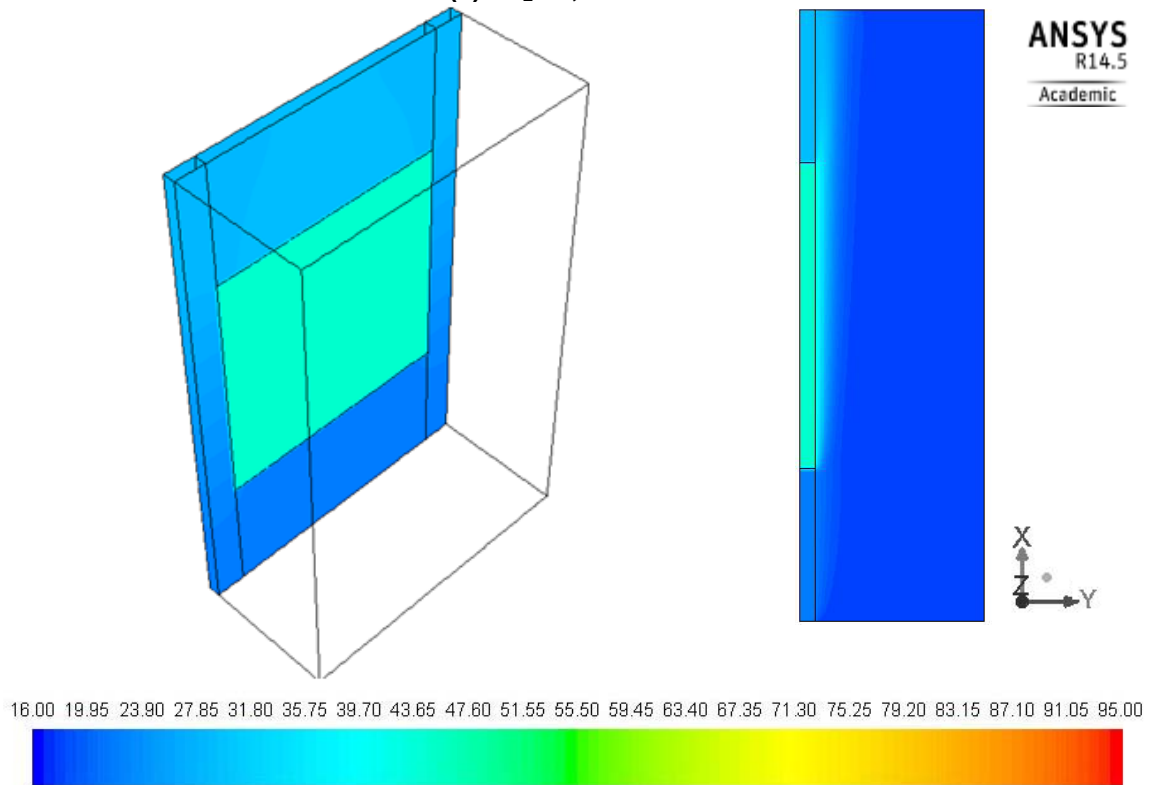
Gráfico 6-4 - Espessura da camada-limite fluidodinâmica em  $x = L$ .

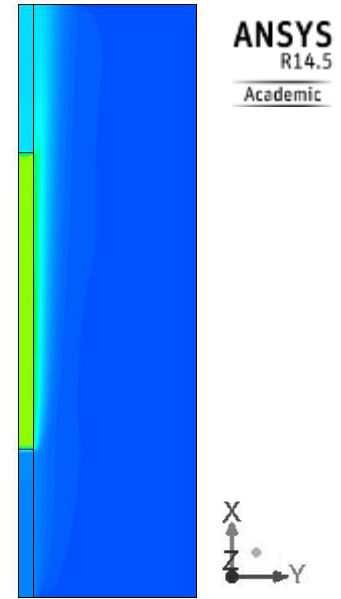
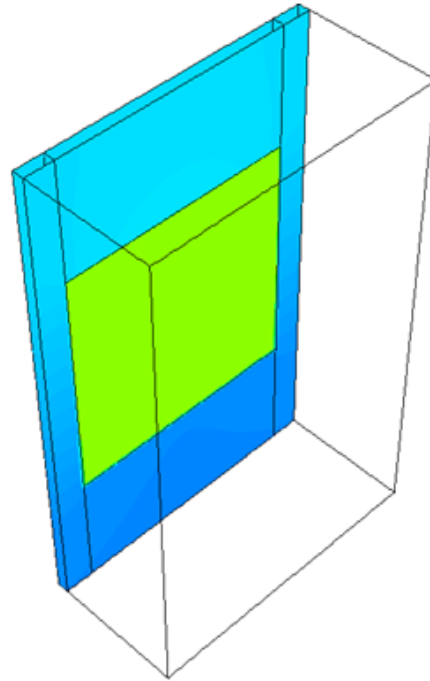
Tabela 6.7 - Resultados numéricos do comprimento da camada-limite fluidodinâmica.

#	$Ra_L \cdot 10^{-6}$	$\delta_L / L$
01	1,28	0,193
07	2,31	0,166
13	3,06	0,155
19	3,70	0,148
25	4,21	0,143

Os mapas das isotérmicas para os números de *Rayleigh* estudados são apresentados na Figura 6.4 considerando a parede do canal vertical contendo o aquecedor 3D embutido e o plano *xy* central. Como esperado, um aumento na temperatura do aquecedor proporciona um  $Ra_L$  maior. O desenvolvimento da camada-limite térmica também pode ser observado.



(a)  $Ra_L = 1,28.10^6$ (b)  $Ra_L = 2,31.10^6$

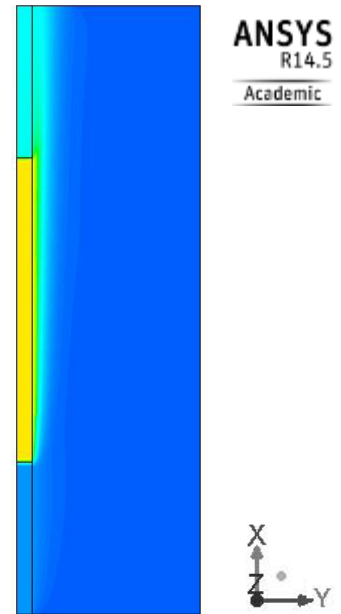
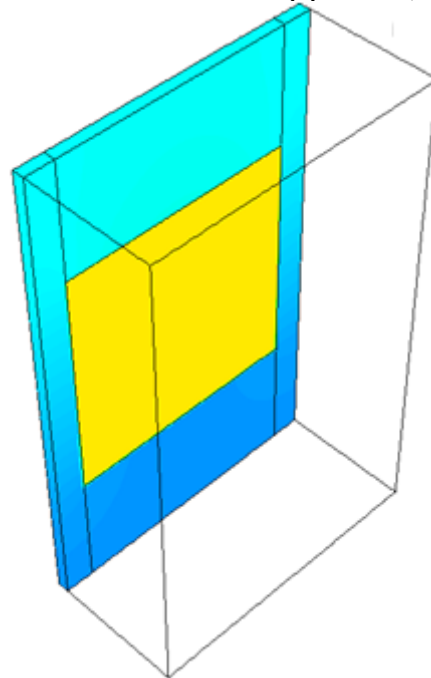


ANSYS  
R14.5  
Academic

16.00 19.95 23.90 27.85 31.80 35.75 39.70 43.65 47.60 51.55 55.50 59.45 63.40 67.35 71.30 75.25 79.20 83.15 87.10 91.05 95.00



(c)  $Ra_L = 3,06 \cdot 10^6$



ANSYS  
R14.5  
Academic

16.00 19.95 23.90 27.85 31.80 35.75 39.70 43.65 47.60 51.55 55.50 59.45 63.40 67.35 71.30 75.25 79.20 83.15 87.10 91.05 95.00



(d)  $Ra_L = 3,7 \cdot 10^6$

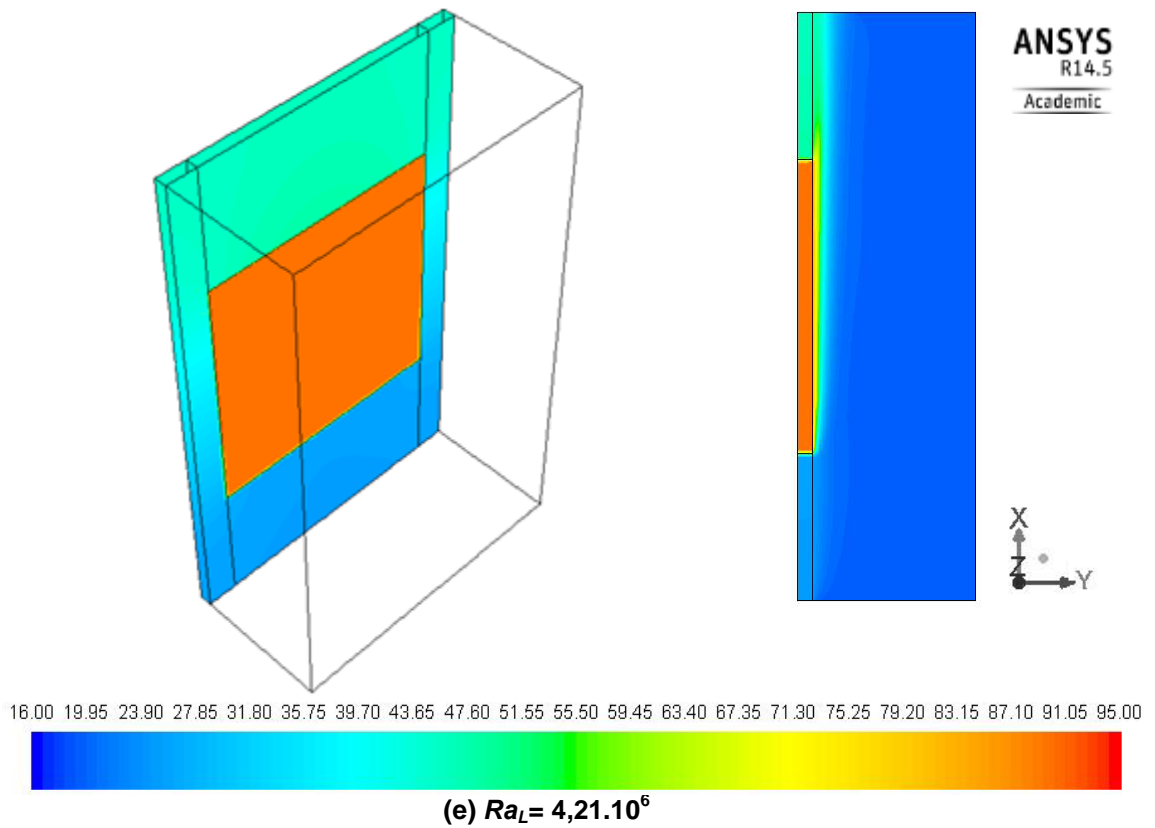


Figura 6.4 - Perfil de temperatura

Na Figura 6.5 é mostrado um mapa de isotérmicas próximo ao aquecedor 3D discreto considerando  $Ra_L = 3,06 \cdot 10^6$ .

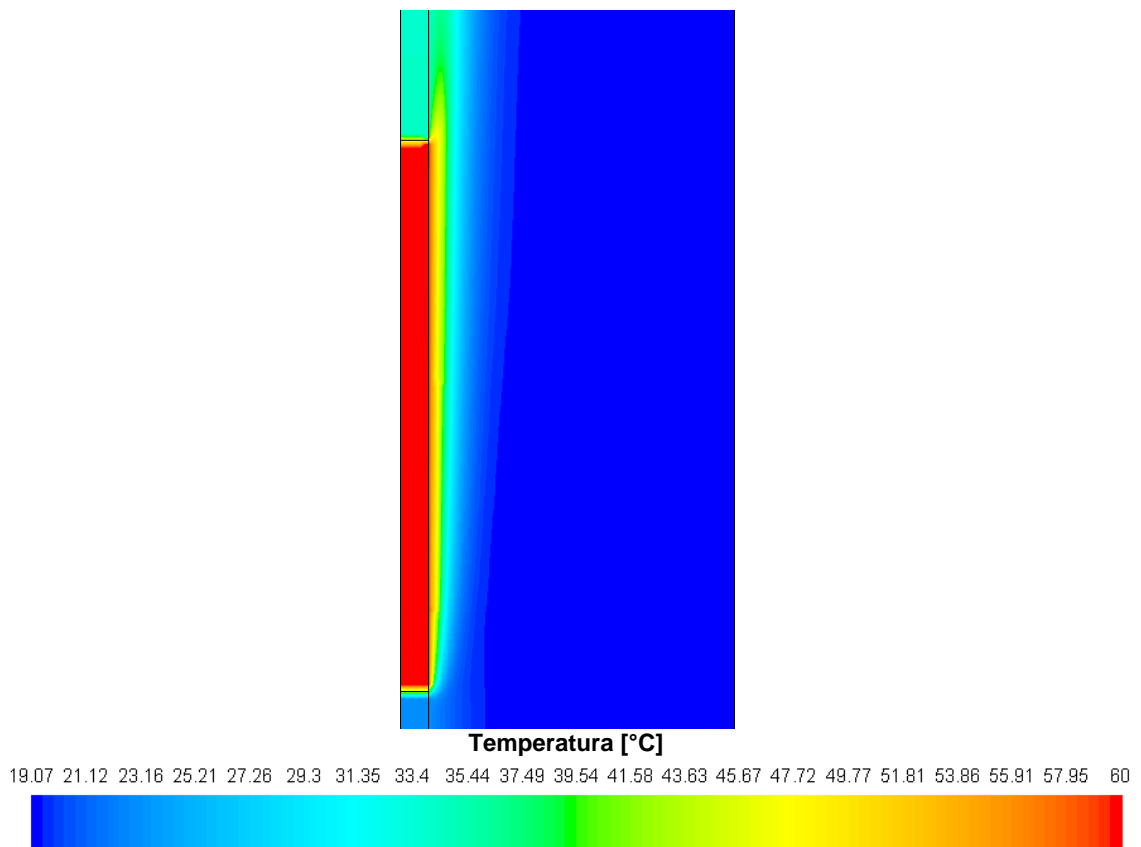


Figura 6-5 - Desenvolvimento da camada-limite térmica em  $x = L$ .

A distribuição da temperatura do fluido de resfriamento no plano xy central no final do aquecedor é mostrada no Gráfico 6.4.

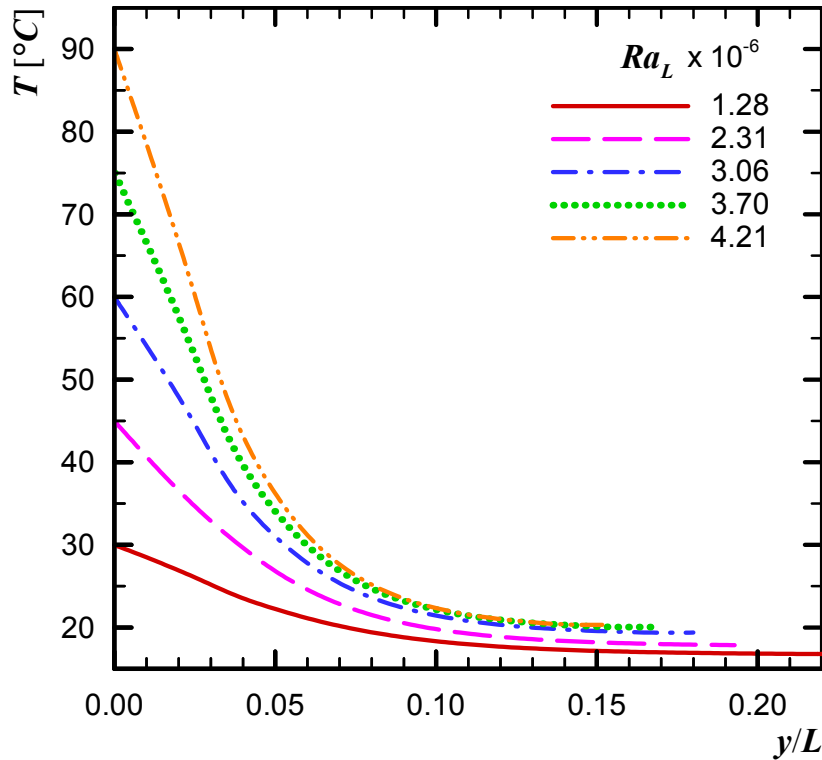


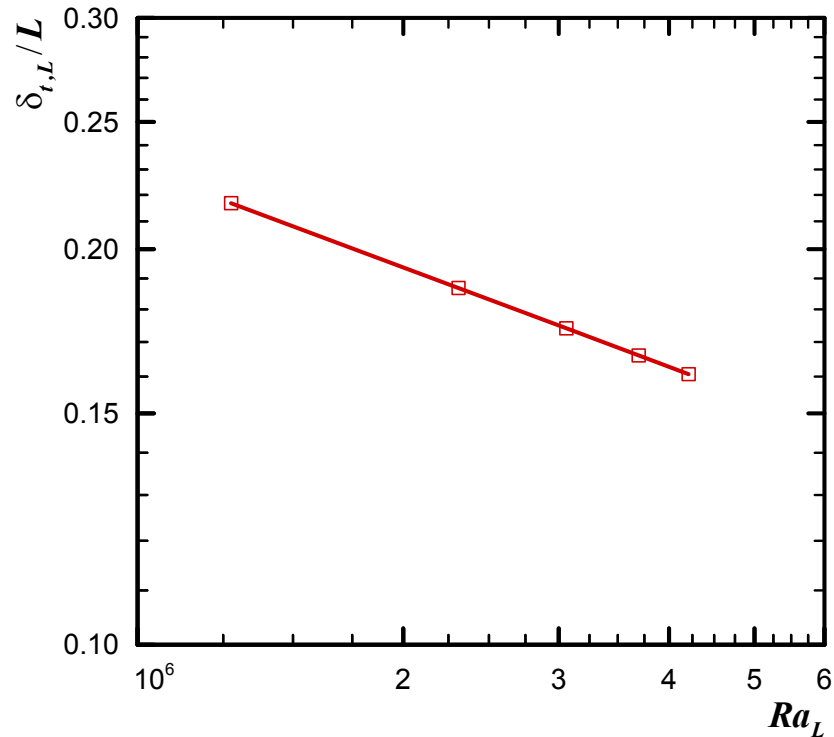
Gráfico 6.5 - Distribuição da temperatura do ar no final do aquecedor.

A espessura da camada-limite térmica no final do aquecedor,  $\delta_{t,L}$ , é apresentada no Gráfico 6.5. Como esperado, ela diminui com o aumento de  $Ra_L$ . Estes resultados são mostrados na Tabela 6.8 e podem ser correlacionados com desvios de aproximadamente de 0,10% por

$$\delta_{t,L} = 0,736 Ra_L^{-0,251} \quad (6.3)$$

Tabela 6.8 - Resultados numéricos do comprimento da camada-limite térmica.

#	$Ra_L \cdot 10^{-6}$	$\delta_{t,L} / L$
01	1,28	0,217
07	2,31	0,187
13	3,06	0,174
19	3,70	0,166
25	4,21	0,161



**Gráfico 6.6 - Espessura da camada limite térmica no final do aquecedor.**

A transferência de calor por radiação térmica foi estimada considerando uma emissividade da superfície do aquecedor igual a 0,06 (alumínio polido). As taxas de transferência de calor total, por radiação térmica e por convecção natural são apresentadas na Tabela 6.9 e no Gráfico 6.6. A contribuição da radiação térmica na transferência de calor total é, em média, de 6,6%.

**Tabela 6.9 - Taxas de transferência de calor total, por convecção natural e por radiação térmica.**

$Ra_L \cdot 10^{-6}$	$q$ [W]	$q_{rad}$ [W]	$q_{conv}$ [W]	$q_{rad}/q$	$q_{conv}/q$
<b>1,28</b>	0,657	0,047	0,610	0,071	0,929
<b>2,31</b>	1,611	0,104	1,507	0,065	0,935
<b>3,06</b>	2,649	0,169	2,480	0,064	0,936
<b>3,70</b>	3,822	0,247	3,575	0,065	0,935
<b>4,21</b>	5,133	0,338	4,795	0,066	0,934

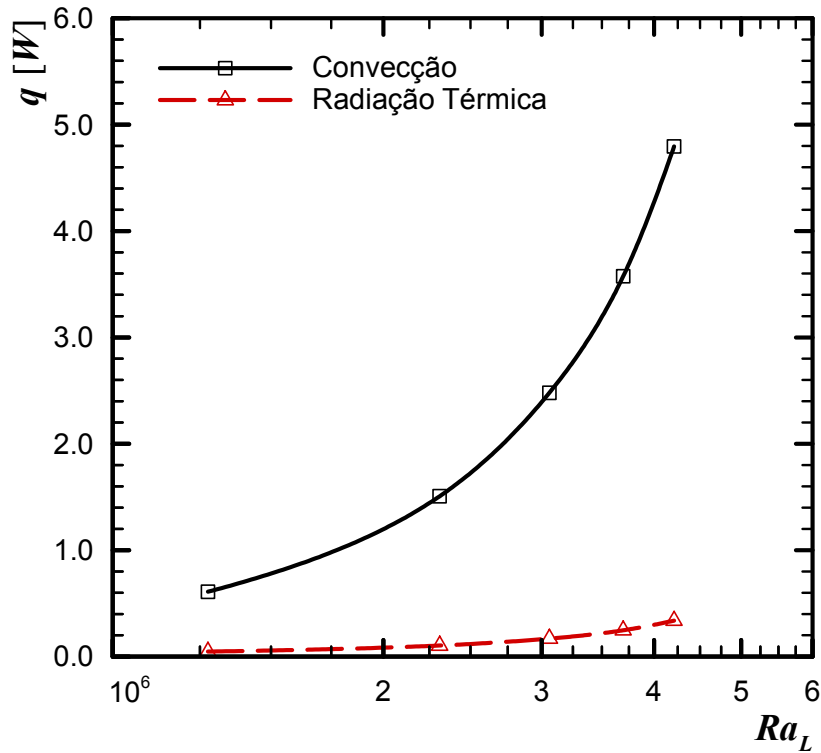


Gráfico 6.7 - Taxa de transferência de calor por convecção natural e por radiação térmica.

A distribuição do número de *Nusselt* local no plano *xy* central ao longo do aquecedor 3D é mostrada no Gráfico 6.8 para os números de *Rayleigh* estudados. Independentemente do  $Ra_L$  analisado, o  $Nu_x$  aumenta ao longo do comprimento do aquecedor indicando uma maior transferência de calor por convecção natural.

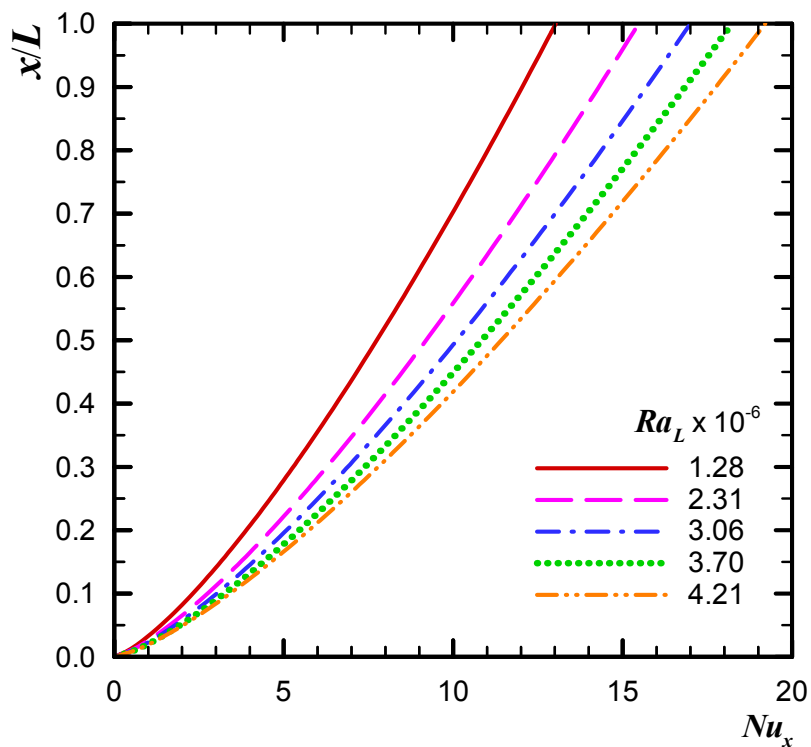


Gráfico 6.8 - Distribuição do número de *Nusselt* local.

O comportamento do número de *Nusselt* médio em função do número de *Rayleigh* é mostrado no Gráfico 6.8. A obtenção deste importante parâmetro de transferência de calor foi realizada através da integração numérica de  $Nu_x$  ao longo do plano *xy* central do aquecedor 3D. *Nusselt* médio aumenta com o aumento de *Rayleigh*, indicando um aumento da transferência de calor por convecção natural. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 6.10 e correlacionados com um desvio inferior a 1%, por

$$\overline{Nu}_L = 0,161 Ra_L^{0,333} \quad (6.4)$$

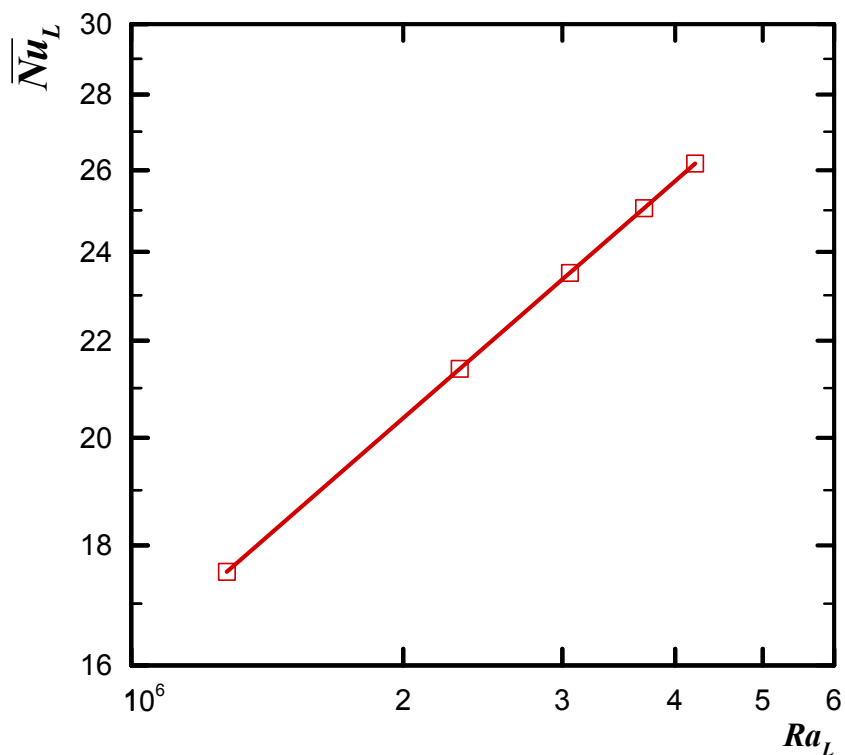


Gráfico 6.9 - *Nusselt* médio numérico em função de *Rayleigh*.

Tabela 6.10 - *Nusselt* médio numérico.

#	$Ra_L \cdot 10^{-6}$	$\overline{Nu}_L$
01	1,28	17,51
07	2,31	21,26
13	3,06	23,34
19	3,70	24,86
25	4,21	26,15

### 6.3. COMPARAÇÕES

As comparações entre os resultados obtidos numérica e experimentalmente e, quando possível, com os fornecidos pelas correlações disponíveis na literatura consultada para placa plana vertical isotérmica são apresentados a seguir.

Na Tabela 6.11 e no Gráfico 6.9 é mostrada a comparação entre os valores das simulações numéricas e os da correlação fornecida por Ostrach (1952) *apud* Incropera *et al.* (2008) para a espessura da camada-limite fluidodinâmica no final do aquecedor.

Tabela 6.11 - Comparação de  $\delta_L / L$

$Ra_L \cdot 10^{-6}$	Numérico	Ostrach (1952)
1,28	0,193	0,232
2,31	0,166	0,200
3,06	0,155	0,186
3,70	0,148	0,177
4,21	0,143	0,172

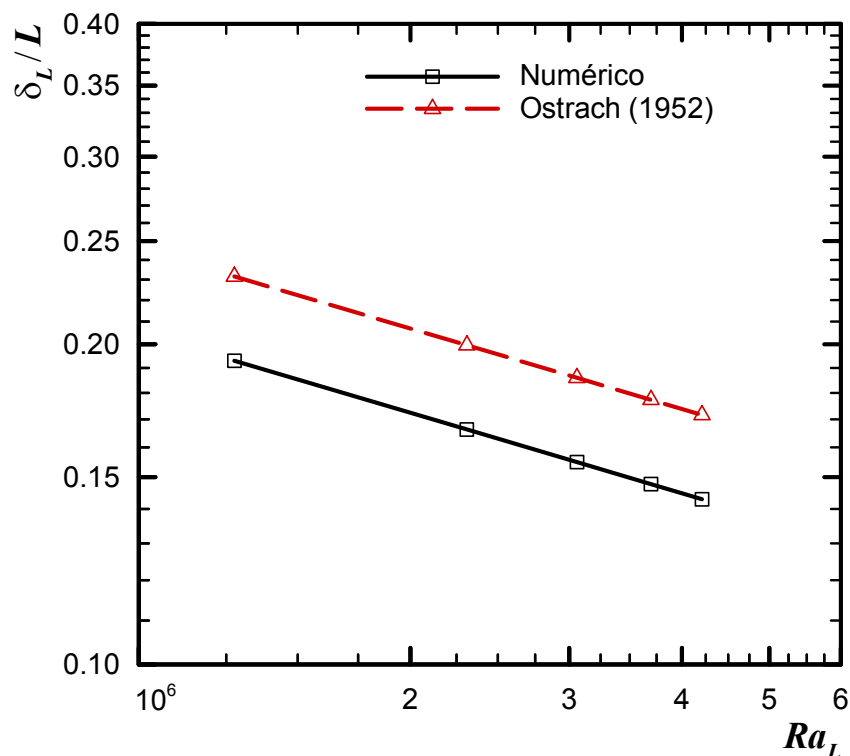


Gráfico 6.10 - Comparação da espessura da camada-limite fluidodinâmica.

A diferença entre os valores numéricos e os teóricos foi de aproximadamente 17%. Esta diferença pode ser melhor explicada analisando o Gráfico 6.10 que apresenta o comportamento do perfil de velocidade adimensional ( $f'$ ) no plano  $xy$  central no final do aquecedor em função do parâmetro de similaridade  $\eta$ .



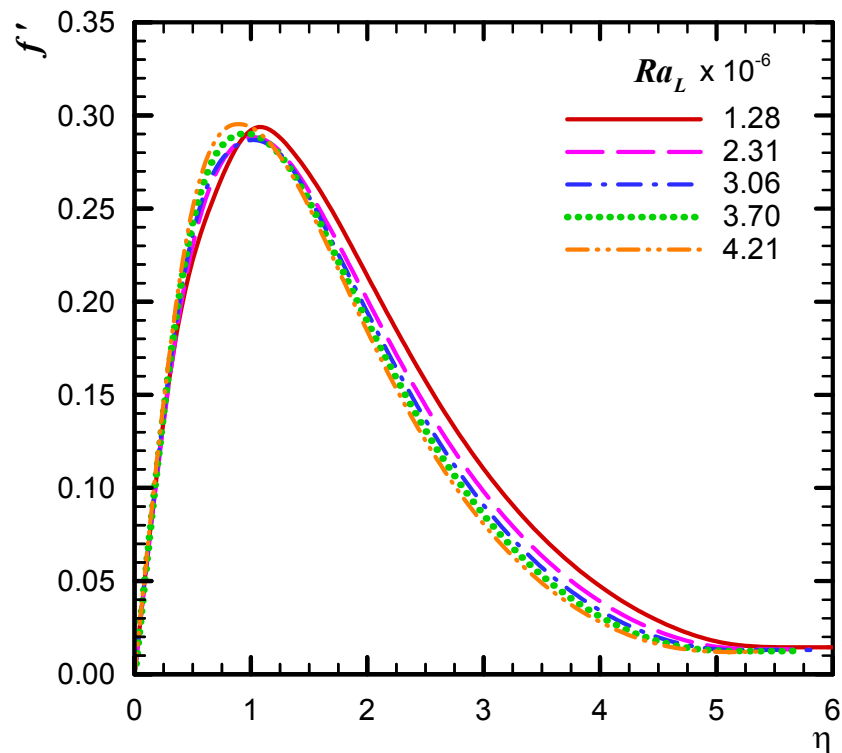


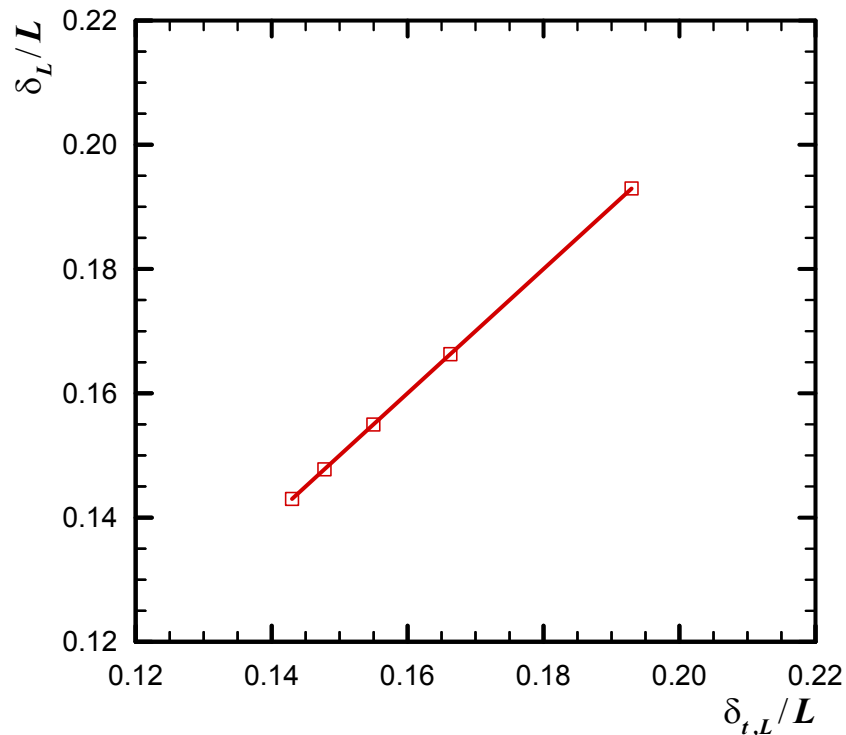
Gráfico 6.11 - Perfil de velocidade adimensional em função do parâmetro de similaridade.

Para os valores de  $Ra_L$  estudados pode ser constatado que a espessura da camada-limite fluidodinâmica laminar corresponde a  $\eta = 5,5$ . Este resultado difere em aproximadamente 17% do valor apresentado por Ostrach (1952) *apud* Incropera *et al.* (2008) de  $\eta = 6$ . Além disso, como mencionado anteriormente, o perfil de velocidade adimensional  $f'$  depende somente de  $Pr$ , ou seja, ele é independente de  $Ra_L$ , concordando com o comportamento mostrado na Figura 2.3(a).

Na Gráfico 6.11 o comportamento do crescimento relativo entre as camadas-limite fluidodinâmica e térmica no final do aquecedor é apresentado em função de  $Ra_L$ . Por se tratarem de camadas-limite laminares, o transporte por difusão não é dominado por uma mistura turbulenta, com isso, a razão entre as camadas-limite pode ser expressa por

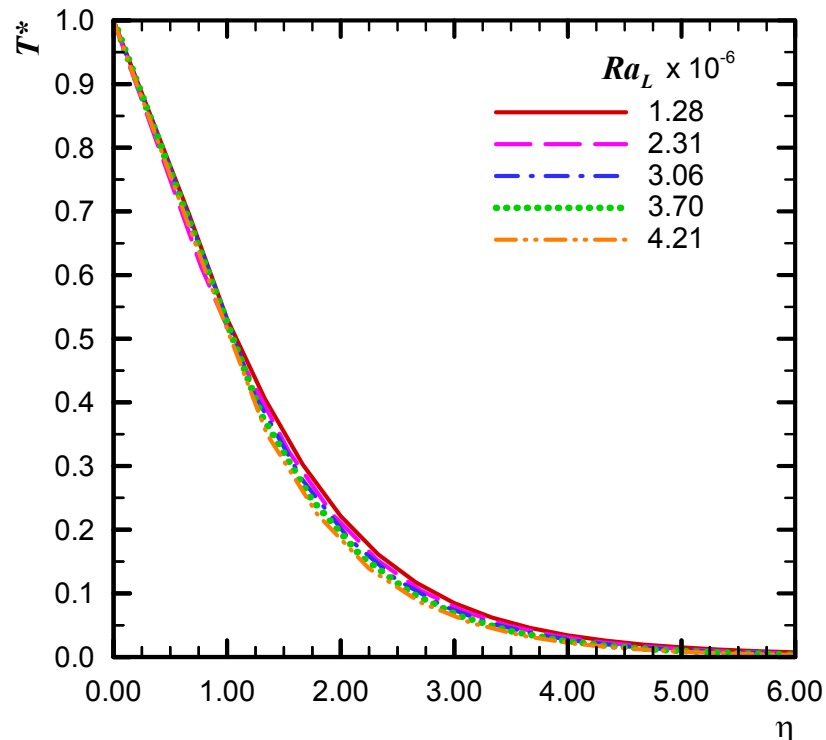
$$\frac{\delta_L}{\delta_{t,L}} = Pr^{0,32} \quad (6.5)$$

onde, o expoente 0,32 apresenta uma excelente concordância com o valor de  $1/3$  fornecido em Incropera *et al.* (2008) e Çengel & Ghajar (2012).



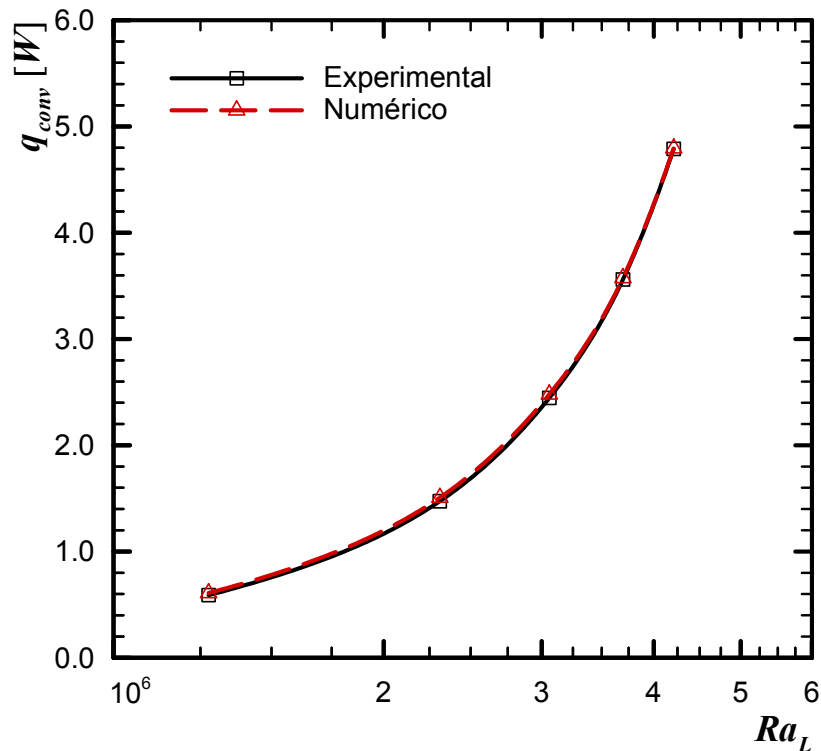
**Gráfico 6.12 - Crescimento relativo entre as camadas-limite fluidodinâmica e térmica.**

A distribuição da temperatura adimensional  $T^*$  em função do parâmetro de similaridade  $\eta$  parametrizada em  $Ra_L$  é mostrada no Gráfico 6.13. A espessura da camada-limite térmica laminar corresponde, neste caso, a  $\eta = 5,5$ . Como apresentado na Figura 2.3(b), a temperatura adimensional  $T^*$  depende somente de *Prandtl*, ou seja, ele é independente do número de *Rayleigh*.



**Gráfico 6.13 - Temperatura adimensional em função do parâmetro de similaridade.**

A comparação entre os resultados numéricos e os experimentais para a taxa de transferência de calor por convecção natural é apresentada na Gráfico 6.13. Estes resultados apresentaram uma diferença de no máximo 3,3%.



**Gráfico 6.14 - Comparação entre as taxas de transferência de calor por convecção natural.**

No Gráfico 6.14 é apresenta a comparação entre os resultados numéricos e os resultados das correlações de LeFevre (1956) e de Oosthuizen & Naylor (1999) para a distribuição do número de *Nusselt* local considerando  $Ra_L = 3,06 \cdot 10^6$ . A diferença entre os resultados das simulações numéricas e os apresentados por LeFevre (1956) foi de 7% enquanto que os resultados obtidos por Oosthuizen & Naylor (1999) apresentaram uma diferente de 28% com os resultados numéricos.

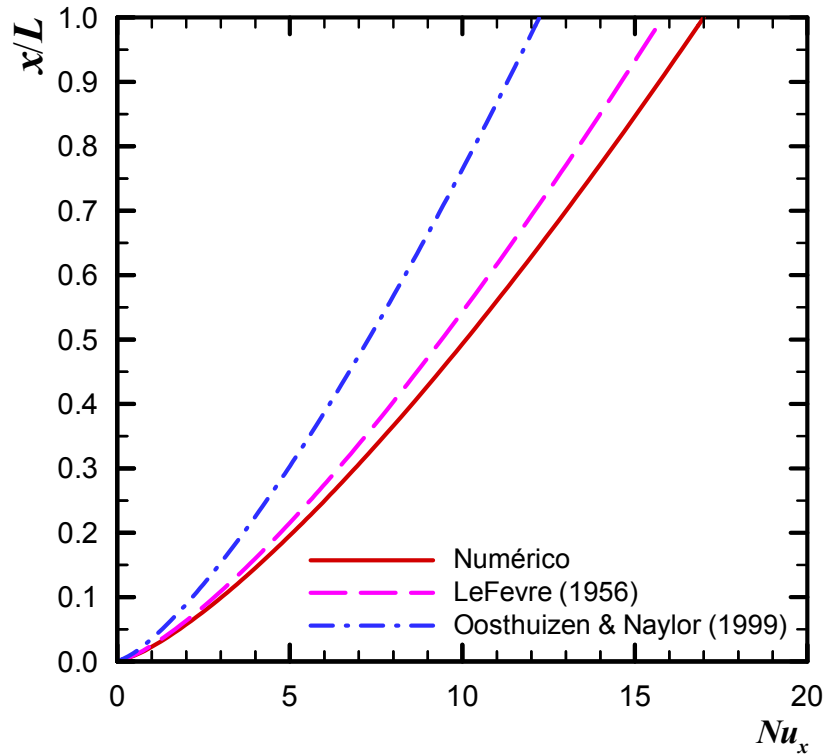


Gráfico 6.15 - Comparação do *Nusselt* local considerando  $Ra_L = 3,06.10^6$ .

Os resultados numéricos e experimentais do número de *Nusselt* médio em função do *Rayleigh* são comparados com os dados fornecidos na literatura – Gráfico 6.15 e Tabela 6.12.

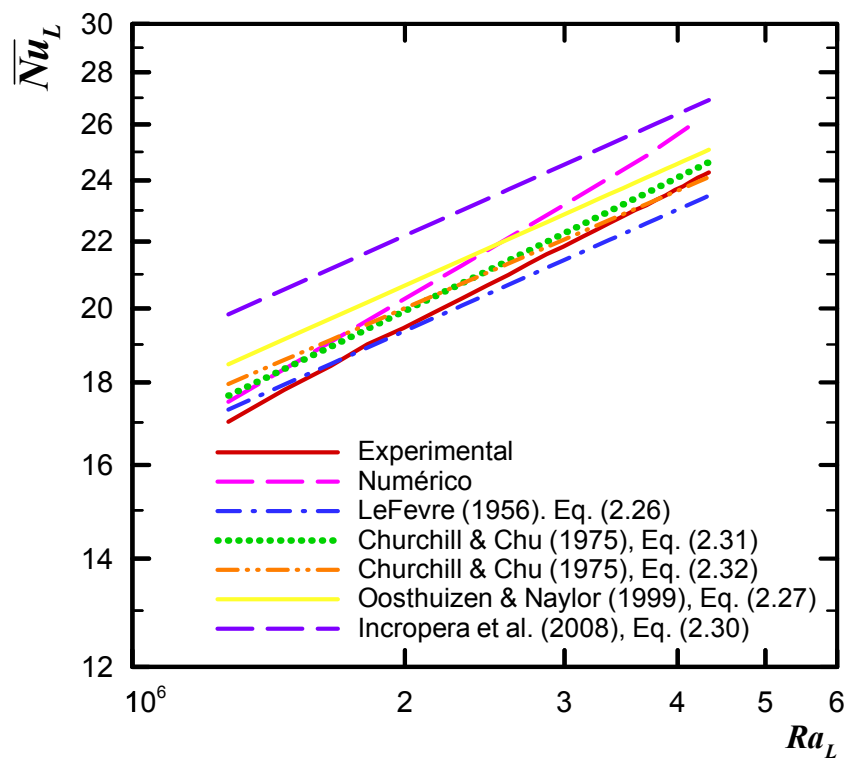


Gráfico 6.16 - Comparação entre os números de *Nusselt* médio.

Tabela 6.12 - Comparação entre os números de *Nusselt* médio.

$Ra_L \cdot 10^{-6}$	Exp.	Num.	LeFevre (1956) Eq. (2.26)	Oosthuizen & Naylor (1999) Eq. (2.27)	Incropera <i>et al.</i> (2008) Eq. (2.30)	Churchill & Chu (1975) Eq.(2.31)	Churchill & Chu (1975) Eq.(2.32)
1,28	17,02	17,51	17,31	18,47	19,83	17,67	17,96
1,47	17,81	-	17,94	19,14	20,55	18,36	18,59
1,66	18,43	-	18,48	19,71	21,16	18,95	19,12
1,82	19,00	-	18,91	20,17	21,66	19,43	19,55
1,99	19,44	-	19,35	20,64	22,16	19,92	19,99
2,16	19,89	-	19,74	21,06	22,61	20,35	20,37
2,31	20,29	21,26	20,08	21,42	23,00	20,74	20,72
2,46	20,66	-	20,40	21,77	23,37	21,10	21,04
2,60	20,98	-	20,69	22,07	23,70	21,42	21,32
2,74	21,32	-	20,95	22,36	24,00	21,72	21,59
2,87	21,61	-	21,19	22,61	24,28	22,00	21,83
2,99	21,84	-	21,42	22,85	24,53	22,25	22,05
3,06	21,98	23,34	21,54	22,98	24,67	22,39	22,17
3,15	22,17	-	21,70	23,16	24,86	22,58	22,33
3,25	22,37	-	21,86	23,34	25,05	22,77	22,50
3,37	22,59	-	22,06	23,54	25,27	22,99	22,69
3,48	22,81	-	22,24	23,74	25,48	23,20	22,87
3,59	23,01	-	22,41	23,92	25,68	23,40	23,05
3,70	23,17	24,86	22,58	24,10	25,87	23,59	23,21
3,79	23,35	-	22,72	24,25	26,03	23,75	23,35
3,88	23,50	-	22,85	24,40	26,19	23,91	23,49
3,97	23,68	-	22,99	24,54	26,34	24,06	23,62
4,06	23,80	-	23,11	24,67	26,48	24,20	23,74
4,14	23,96	-	23,22	24,79	26,61	24,33	23,85
4,21	24,10	26,15	23,32	24,90	26,72	24,45	23,95
4,27	24,19	-	23,41	24,99	26,83	24,55	24,04
4,33	24,28	-	23,49	25,08	26,92	24,64	24,12

Na Tabela 6.13 é apresentada a diferença relativa entre os resultados de *Nusselt* médio experimental e os demais resultados, para todos os números de *Rayleigh* estudados.

Tabela 6.13 - Diferença entre os números de *Nusselt* médio experimentais e os demais resultados.

$Ra_L \cdot 10^{-6}$	Numérico [%]	LeFevre (1956) Eq. (2.26) [%]	Oosthuizen & Naylor (1999) Eq. (2.27) [%]	Incropera et al. (2008) Eq. (2.30) [%]	Churchill & Chu (1975) Eq.(2.31) [%]	Churchill & Chu (1975) Eq.(2.32) [%]
1,28	-2,90	-1,74	-8,53	-16,53	-3,80	-5,53
1,47	-	-0,74	-7,46	-15,38	-3,06	-4,35
1,66	-	-0,29	-6,98	-14,86	-2,82	-3,76
1,82	-	0,47	-6,17	-14,00	-2,24	-2,89
1,99	-	0,48	-6,17	-13,99	-2,43	-2,81
2,16	-	0,77	-5,87	-13,67	-2,32	-2,44
2,31	-4,80	1,02	-5,61	-13,38	-2,22	-2,13
2,46	-	1,25	-5,37	-13,12	-2,13	-1,84
2,60	-	1,41	-5,20	-12,94	-2,10	-1,62
2,74	-	1,70	-4,89	-12,60	-1,92	-1,28
2,87	-	1,92	-4,66	-12,36	-1,81	-1,02
2,99	-	1,95	-4,64	-12,33	-1,89	-0,96
3,06	-6,17	2,02	-4,56	-12,25	-1,86	-0,86
3,15	-	2,13	-4,45	-12,12	-1,83	-0,73
3,25	-	2,24	-4,34	-12,00	-1,79	-0,59
3,37	-	2,37	-4,21	-11,86	-1,75	-0,44
3,48	-	2,49	-4,08	-11,73	-1,72	-0,29
3,59	-	2,60	-3,97	-11,60	-1,69	-0,15
3,70	-7,30	2,56	-4,02	-11,65	-1,81	-0,17
3,79	-	2,69	-3,88	-11,51	-1,74	-0,02
3,88	-	2,75	-3,82	-11,43	-1,74	0,06
3,97	-	2,94	-3,62	-11,23	-1,61	0,27
4,06	-	2,92	-3,64	-11,24	-1,68	0,27
4,14	-	3,08	-3,48	-11,07	-1,57	0,45
4,21	-8,51	3,22	-3,33	-10,90	-1,47	0,60
4,27	-	3,23	-3,33	-10,90	-1,51	0,62
4,33	-	3,27	-3,28	-10,85	-1,50	0,67

Como pode ser notado, *Nusselt* médio experimental apresentou um valor menor com exceção de alguns números de *Rayleigh* para os casos LeFevre (1956) e Churchill & Chu (1975). Este fato é justificado devido às perdas térmicas por condução na parte posterior da base do aquecedor. Elas foram comprovadas

através de imagens termográficas obtidas utilizando uma câmera termográfica FLIR T-440 considerando  $T_s = 95^\circ\text{C}$  ( $Ra_L = 4,33 \cdot 10^6$ ) – Figura 6.22.

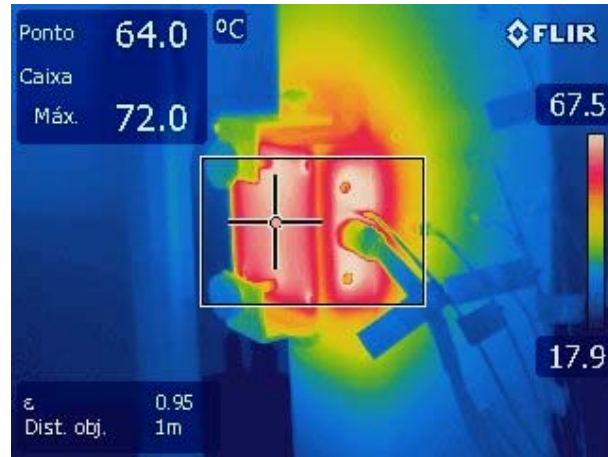


Figura 6.6 - Imagem termográfica das perdas térmicas por condução.

## 7. CONCLUSÕES

Neste Trabalho de Conclusão de Curso foi realizado um estudo numérico-experimental da convecção natural em um canal retangular vertical com aquecimento discreto. Este problema, mostrado esquematicamente na Figura 1.7, está associado ao resfriamento por convecção natural de um aquecedor 3D isotérmico rente à superfície de uma placa de circuito impresso – Nível 2 de empacotamento eletrônico (Figura 1.4).

A investigação experimental foi realizada no Laboratório Didático de Ciências Térmicas vinculado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/*Campus* Ponta Grossa. Os equipamentos utilizados foram um Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada e uma câmera termográfica FLIR T-440.

O Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada EDIBON, ilustrado na Figura 4.1, é composto por um canal retangular vertical (seção de testes), um módulo de controle e de aquisição de dados e um microcomputador. As principais dimensões da seção de testes foram apresentadas nas Figuras 4.2 e 5.2. O aquecedor 3D rente foi representado por uma placa plana quadrada de alumínio (Figura 4.4). A medição das temperaturas de interesse foi feita através de termopares do Tipo J posicionados em diferentes posições do canal retangular – Figura 4.5. O controle da potência dissipada na resistência elétrica do aquecedor discreto e a aquisição das temperaturas de interesse foram efetuados através do módulo de controle e de aquisição de dados por intermédio de um *software* SCADA<sup>®</sup>, desenvolvido em linguagem de programação *Labview*<sup>®</sup> 8.0 pelo fabricante do aparato experimental. O módulo de controle e de aquisição de dados está conectado a um microcomputador *Dell*<sup>®</sup> (processador *Pentium* 4 HT 3,06GHz com 512MB de RAM).

A análise numérica foi executada no Laboratório de Pesquisa Computacional vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/*Campus* Ponta Grossa, mostrado no plano de fundo da Figura 5.1.

A modelagem matemática do problema foi efetuada para um domínio único, compreendendo as regiões sólidas (aquecedor e paredes do canal) e fluido no canal. Após um estudo teórico do desenvolvimento da camada-limite fluidodinâmica



sobre o aquecedor discreto, as equações de conservação foram formuladas para o domínio de solução apresentado na Figura 5.4. As equações governantes englobam os princípios de conservação de massa, de *momentum* e de energia no domínio considerado, sob condições de regime permanente, propriedades constantes, validade da aproximação de *Boussinesq* para o termo de empuxo e dissipação viscosa desprezível. Os efeitos da radiação térmica foram considerados nesta modelagem. As condições de contorno fluidodinâmicas e térmicas consideradas no domínio computacional de solução foram mostradas esquematicamente na Figura 5.5.

As equações governantes 3D com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente pelo Método dos Volumes de Controle (PATANKAR, 1980) através do *software ANSYS-Fluent*<sup>®</sup> 14.5. O algoritmo *SIMPLE* foi utilizado para tratar do acoplamento pressão-velocidade. A discretização dos termos difusivo-convectivos foi realizada por meio do esquema *Upwind* de 1ª Ordem. O modelo de radiação térmica utilizado foi *Surface to Surface* (ANSYS, 2011). Devido às não-linearidades na equação do *momentum*, as componentes de velocidade e a correção da pressão foram sub-relaxadas para prevenir instabilidade e divergência. O critério de parada do processo iterativo de resolução foi estabelecido para mudança absolutas das variáveis primitivas menores do que quatro algarismos significativos entre duas iterações consecutivas, enquanto a conservação global de massa no domínio foi satisfeita em todas as iterações. A verificação dos procedimentos numéricos adotados neste Trabalho de Conclusão de Curso foi feita por meio da comparação dos resultados numéricos da convecção natural e radiação térmica com os apresentados em ANSYS (2011). Após um estudo de refinamento de grade computacional, uma grade 3D não-uniforme no domínio de solução contendo aproximadamente 940.000 volumes de controle foi utilizada para a obtenção dos resultados numéricos – Figuras 5.12 e 5.13. As resoluções numéricas foram executadas em microcomputadores com processador *Intel*<sup>®</sup> *Core*<sup>™</sup> *i7* 3,6GHz, com 16GB de memória *RAM* e placa de vídeo de 4GB. O tempo de processamento de uma solução típica foi de aproximadamente 4 (quatro) horas.

Os resultados numérico-experimentais dos parâmetros termofluidodinâmicos de interesse foram obtidos considerando números de *Rayleigh* compreendidos em  $10^6$ . Nesta faixa de investigação de  $Ra_L$  a natureza da camada-limite fluidodinâmica sobre o aquecedor é laminar (INCROPERA *et al.*, 2008 e ÇENGEL & GHAJAR,

2012). O fluido de resfriamento considerado foi o ar atmosférico. O aquecedor 3D rente foi considerado de alumínio e as paredes do canal vertical de aço inoxidável. A condição isotérmica no aquecedor foi garantida devido à alta condutividade térmica do alumínio. As propriedades termofísicas do fluido e dos sólidos foram consideradas constantes, obtidas através do *software Engineering Equation Solver*<sup>®</sup> (EES<sup>®</sup>).

Nos testes experimentais as condições termohigrométricas do ambiente do Laboratório Didático de Ciências Térmicas não foram controladas. Uma taxa de dissipação de calor uniforme foi gerada no aquecedor. Os dados experimentais foram obtidos em uma faixa de investigação entre 30°C e 90°C, com intervalos de 2,5°C, para a temperatura do aquecedor. As incertezas experimentais foram calculadas com o auxílio do *software Uncertainty Calculator*, disponível no *site* do *Colby College*, utilizando a técnica de amostragem simples.

Para a obtenção dos resultados numéricos, as configurações geométricas ilustradas na Figura 5.3 foram baseadas considerando o comprimento do aquecedor discreto de  $L = 0,0995\text{m}$ . Cinco valores do número de *Rayleigh* foram investigados e foram apresentados na Tabela 6.6.

Os resultados numérico-experimentais dos parâmetros termofluidodinâmico de interesse foram comparados, quando possível, com os disponíveis na literatura considerando uma placa plana vertical isotérmica. Esta comparação apresentou uma ótima concordância. Com a aquisição de uma janela de infravermelho será possível à obtenção de imagens termográficas da distribuição de temperatura no aquecedor discreto.

A contribuição científico-tecnológica deste Trabalho de Conclusão de Curso proporcionará um embasamento teórico-numérico-experimental para a ampliação dos estudos da transferência de calor conjugada por convecção natural e radiação térmica ou conjugada por convecção natural, condução e radiação térmica, no âmbito da Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica.

Além disso, como sugestões para trabalhos futuros propõem-se a realização de estudos numérico-experimentais para otimização de canais com superfícies aletadas ou de arranjos verticais de placas de circuito impresso, que se enquadram no Nível 3 de empacotamento eletrônico.

## 8. REFERÊNCIAS

ALVES, T.A. **Nota de aula: Transferência de Calor II**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Campus* Ponta Grossa, 2013.

ALVES, T.A. & ALTEMANI, C.A.C. **An Invariant Descriptor for Heaters Temperature Prediction in Conjugate Cooling**. *International Journal of Thermal Sciences*, v.58, p. 92-101, 2012.

ANSYS-Fluent®. **Tutorial: Modeling Radiation and Natural Convection**. Capítulo 7, 2011.

AVELAR, A.C. & GANZAROLLI, M.M. **Numerical and Experimental Analysis of Natural Convection Heat Transfer in an Array of Vertical Channels with Two Dimensional Protruding Heat Sources**. In: II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM 2002), 2012, João Pessoa, PB, Brasil 2002.

BAR-COHEN, A., WATWE, A.A. & PRASHER, R.S. **Heat Transfer in EILEY, F. J., Proc. Institute Mechanical Engineering**. v 11., p. 1323, 1975.

BODOIA, J.R. & OSTERLE, J.F. **The development of free convection between heated vertical plates**. *Journal of Heat Transfer*, v. 1, n. 84, p. 40-43. 1962.

ÇENGEL, Y.A. & GHAJAR, A.J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 3. ed. São Paulo, SP, BRASIL: McGraw-Hill, 2012.

CHURCHILL, S.W. & CHU H.H. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 18, p. 1049, 1975.

CHURCHILL, S.W. **Free Convection Around Immersed Bodies**. *Heat Exchanger Design Handbook*. New York, USA: Hemisphere Publishing, 2002.

COMUNELO, R.C. **Convecção Natural em Placa Plana Vertical: Influência de Superfícies Vizinhas no Coeficiente de Transferencia de calor**. 2007. Dissertação (mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis 2007.

COSTA, C.T.F. **Introdução aos métodos numéricos**. Cariri,CE, BRASIL, 2010.

DEGHAN, A.A. & BEHNIE, M. **Numerical Investigation of Natural Convection in a Vertical Slot with Two Heat Source Elements**. *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 17, p. 474-482, 1996.

ELENBAAS, W. **Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection**. *Physica*, v. 9, p.128, 1942.

GEBHART, B., JALURIA, Y. & MAHAJAN, R.L. **Buoyancy-induced Flows and Transport**. Washington DC, USA: Hemisphere Publishing, 1988.

GONÇALVES, C.V. **Desenvolvimento de técnicas de problemas inversos em convecção de calor.** 1999. Dissertação (mestrado), Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia 1999.

HUANG, C.H., LU, J.J., & AY, H. **A three-dimensional heat sink module design problem with experimental verification.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v.54, p. 11. 2010.

INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P., BERGMAN, T.L. & LAVINE, A.S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 6. ed. Rio de Janeiro, RJ, BRASIL: LTC, 2008.

JALURIA, Y. **Interaction of natural convection wakes arising from thermal sources on a vertical surface.** Journal of Heat Transfer, v. 107, p. 883–892, November 1985.

JALURIA, Y. **Mechanical and Aerospace Engineering Department: Natural Convection.** New Brunswick, New Jersey, USA: Rutgers University. 2004.

KRAUS, A.D. & BAR-COHEN, A. **Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment.** New York, USA: McGraw-Hill, 1983.

KINOSHITA, D. **Simulação numérica da convecção natural no interior de um refrigerador doméstico.** 2011. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual Paulista. Ilha Solteira 2011.

LEFEVRE, E.J. **Laminar Free Convection from a Vertical Plane Surface.** Proc. Ninth Int. Congr. Appl. Mech., Brussels, v. 4, p. 168, 1956.

LIENHARD, J.H. IV. & LIENHARD, J.H. V. **A Heat transfer textbook.** Massachusetts, USA: Phlogiston Press, 2008.

MALISKA, C.R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional.** 2 ed. Rio de Janeiro, RJ, BRASIL: LTC, 2012.

MC ADAMS, W.H. **Heat transmission.** 3. ed. New York, McGraw-Hill. 1954.

NISHIDA, F.B. **Análise Numérica do Escoamento Laminar e da Transferência de Calor de Aquecedores 3D Protuberantes Montados em uma Placa de Circuito Impresso Utilizando Diferentes Fluidos de Resfriamento.** 2012. Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa 2012.

OOSTHUIZEN, P.H. & Naylor, D. **An introduction to convective heat transfer analysis.** New York, USA: McGraw Hill, 1999.

OSTRACH, S. **An analysis of laminar free-convection flow and heat transfer about a flat plate parallel to the direction of the generating body force.** NACA REPORT, Washington, n. 2635, February, 1952.

PETERSON, G.P. & ORTEGA, A. **Thermal Control of Electronic Equipment** Advances in Heat Transfer, v. 20, p. 181, 1990.

ROSIM, E.L.B. **Estudo experimental do escoamento em cavidades retangulares: padrões de escoamento e instabilidade hidrodinâmicas na camada cisalhante.** 2012. Dissertação (mestrado), Universidade Estadual Paulista. Ilha Solteira, 2012.

SCHIMIDT, E. & BECKMANN, W. **The temperature and velocity field in front of a heat dissipating vertical plate at natural convection.** Tech. Mech. Thermodynamik, v.1, n.10, p. 341, 1930.

SÊGA, V.R. **Efeito de uma parede frontal na convecção natural em uma cavidade aberta.** 2009. Dissertação (mestrado), Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2009.

SIMÕES, R.M. **Estudo Experimental da Transferência de Calor Conjugada Convecção Natural-Condução em Canal Vertical com Elementos Protuberantes Aquecidos.** 2011. Dissertação (mestrado), Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2011.

SOUZA, F.S.G. **Medição de temperaturas de líquidos em escoamento utilizando termopares.** 2011. Monografia, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2011.

WARNER, C.Y. & ARPACI, V.S. **An experimental investigation of turbulent natural convection in air at low pressure along a vertical heated flat plate.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 11, p. 397, 1968.

ZAMORA, B. & HERNÁNDEZ, J. **Influence of variable property effects on natural convection flows in asymmetrically-heated vertical channels.** International Communications Heat and Mass Transfers, v. 24, n. 8, p. 1153, 1997.

## APÊNDICE A

### ESTIMATIVAS DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

De acordo com Rosin (2012), pesquisas experimentais em Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor geralmente são caracterizadas com experimentos de amostragens simples, que são aqueles cujo ponto experimental é testado apenas uma vez.

Desta forma, a técnica utilizada neste Trabalho de Conclusão de Curso para a realização do cálculo das incertezas associadas aos resultados obtidos experimentalmente foi a Análise de Incertezas para Amostragem Simples, que será explicada na sequência.

O cômputo das incertezas experimentais apresentadas na Tabela 6.5 foi realizado com o auxílio do *software Uncertainty Calculator*, fornecido pelo *Colby College*.

#### *Análise de Incertezas para Amostragem Simples*

Considerando uma determinada variável  $X_i$ , cuja incerteza acoplada a ela é conhecida como  $\delta X_i$ , a sua representação será expressa por

$$X_i = X_i(\text{medido}) \pm \delta X_i \quad (\text{A.1})$$

sendo que,  $X_i(\text{medido})$  representa a medição realizada e  $\delta X_i$  corresponde a duas vezes o desvio padrão da população de possíveis medidas das quais a amostra  $X_i$  foi retirada.

O efeito da incerteza de uma única variável sobre o resultado calculado é dada por

$$\delta R_{X_i} = \frac{\delta R}{\delta X_i} \delta X_i \quad (\text{A.2})$$

A derivada parcial de  $R$  em relação à  $X_i$  é conhecida como coeficiente de sensibilidade do resultado  $R$  em relação à variável  $X_i$ . As variáveis independentes

são utilizadas, sendo combinadas formando a equação básica para análise de incertezas.

$$\delta R = \left[ \sum_{i=1}^N \left( \frac{\delta R}{\delta X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.3})$$

sendo que, cada termo da equação representa a influência da variável  $\delta X_i$  para a incerteza global do resultado  $\delta R$  e possui a mesma forma de derivada parcial de  $R$  em relação a  $X_i$ , multiplicado pela incerteza da variável correspondente.

Realizando uma representação da incerteza como uma fração do resultado, encontrando diretamente uma incerteza relativa, a Equação (A.4) é uma opção

$$R = X_1^a X_2^b X_3^c \dots X_N^m \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\delta R}{R} = \left[ \left( a \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left( b \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \left( c \frac{\delta X_3}{X_3} \right)^2 + \dots + \left( m \frac{\delta X_N}{X_N} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.5})$$

A determinação das incertezas associadas a cada variável foram obtidas de acordo com a incerteza do equipamento de medição.

O comprimento do aquecedor discreto utilizado nos cálculos foi mensurado com um paquímetro *Mitutoyo* 0,01 – 150mm. Admitindo como incerteza a metade da menor divisão do instrumento, tem-se que  $\delta X = 0,005\text{mm}$ . As temperaturas do aquecedor e do fluido quiescente foram obtidas experimentalmente com termopares do Tipo J, que operam em uma faixa de  $0^\circ\text{C}$  à  $750^\circ\text{C}$ , e cuja incerteza é definida como  $\delta T = 2,2^\circ\text{C}$ . Para o valor de taxa de transferência de calor, a incerteza foi considerada como sendo de  $\delta q = 0,01\text{W}$ .

Por exemplo, para a área de transferência de calor (A), cuja expressão é definida como a multiplicação entre o comprimento (W) e a altura do aquecedor (L), o cálculo da incerteza correspondente é expressa por

$$\frac{\delta A}{A} = \left[ \left( \frac{\delta W}{W} \right)^2 + \left( \frac{\delta L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.6})$$

**ANEXO A****ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DA CÂMERA TERMOGRÁFICA FLIR T-440**



## FLIR T420 & T440

High Performance Infrared Camera With on-board Visual Camera, Thermal Fusion, Touch Screen, Wi-Fi Connectivity, & Interchangeable Lens, Plus MSX™ Image Enhancement & FOV Match

Get maximum flexibility and efficiency out of 320 x 240 thermal imaging from our new T400 line:

**Superior Thermal Imaging** – Sharp thermal resolution at 76,800 pixels for solid accuracy from farther away

**New! MSX™ Enhancement** – Multi-Spectral Dynamic Imaging adds visible spectrum definition to IR images in real time for extraordinary thermal detail that instantly highlights and orients problem locations (T440 only)

**New! Field of View (FOV) Match** – Now you have the option to automatically match the visible camera field of view to the IR FOV for better documentation

**Wi-Fi Connectivity** – Send images and data to smart phones and tablets (ie. iPhone®, iPad®, iPod touch®, or Android™) to share images and critical information quickly using FLIR Tools Mobile app

**Accurate Temperature Measurements** – Accuracy calibrated within +/- 2°C or +/- 2% of reading

**High Temperature Range** – measuring up to 2192°F (1200°C) targeting electrical and industrial applications (T440 model)

**Scalable P-i-P and Thermal Fusion** – Blend thermal with visible light images on-screen; includes picture-in-picture window sizing

**Multiple Measurements** – Add up to 5 box areas and 5 moveable spots using the touchscreen to gather more detailed information

**METERLiNK®** – Wirelessly transmit vital diagnostic data from clamp and moisture meters directly to the camera for annotating thermal images to further support findings and decisions

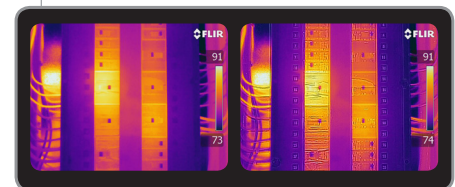
**Annotation** – Add voice comments via Bluetooth headset and text notes from the touchscreen keypad; New! T440 has image sketch feature to draw circles and pointers on IR/Visual stored images

**InstantReport** – Create PDF document directly from the camera

**Includes** – SD Memory Card, Li-Ion rechargeable battery with 100-260V AC adaptor/charger, two rechargeable batteries, 2-bay battery charger, power supply (with multi-plugs), FLIR Tools software, USB cable, video cable, sun shield, Bluetooth® headset, camera lens cap, neckstrap, and hard case



Wi-Fi Connectivity



Original IR Image on the Left and with MSX™ Enhancement on the Right image (available on T440 model)



Built-in 3.1MP Digital Camera, LED Lamp, Laser Pointer, Fine Focus Adjust, and Auto focus & Image Capture Button. 120° Rotating Lens with 8X Continuous Zoom



Thermal Fusion is an Infrared image shown above, below or within temperature interval blended onto a digital image



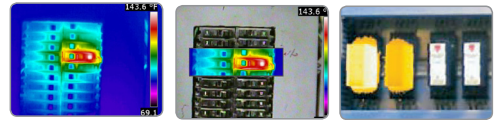
Wireless METERLiNK® Communication via Bluetooth®



# Applications



Utility Market — Utilities worldwide use infrared cameras to locate problems or to detect hot spots and other problems before they turn into costly failures and production downtime or dangerous electrical fires.



Electrical Inspections — With FLIR thermal imaging cameras electrical contractors can scan electrical cabinets/panels and components for a non-contact view of conditions.

# Imaging Specifications

FEATURES	FLIR T420	FLIR T440
Temperature range	-4°F to 1202°F (-20°C to 650°C)	-4°F to 2192°F (-20°C to 1200°C)
Zoom	4X Continuous	8X Continuous
LCD Image Sketch	—	Draw on stored images right on touchscreen
Multi-Spectral Dynamic Imaging (MSX)	—	IR image with enhanced detail presentation
Measurement Presets	—	Presets for standard measurements
Profile Measurement Analysis	—	Shows a live graph of temperatures across a line on the image
<b>COMMON FEATURES</b>		
Frame Rate	60Hz	
Field of view/Minimum focus distance/FOV Match	25° x 19° / 1.31ft (0.4m) / Field of View Match where Digital Image FOV adapts to the IR lens	
Focus	Manual/Automatic	
Thermal sensitivity (N.E.T.D)	<0.045°C at 30°C	
Detector Type - Focal plane array (FPA) uncooled microbolometer	320 x 240 pixels	
Spectral range	7.5 to 13µm	
Display	Built-in touch-screen 3.5" color LCD	
Image modes	Thermal/Visual/Fusion/P-i-P and Thumbnail Gallery	
Image Storage	1000 radiometric JPEG images (SD card memory)	
Image annotation	Voice (60 sec); text comments, Sketch, image markers on IR	
Periodic image storage	7 seconds to 24 hours (IR) and 14 seconds to 24 hours (IR and visual)	
Lens	25° (optional 6°, 15°, 45°, 90°, Close up 100, 50µm lenses available)	
Video Lamp	Bright LED lamp	
Laser Classification/Type	Class 2/Semiconductor AlGaInP Diode Laser: 1mW/635nm (red)	
Set-up controls	Mode selector, color palettes, configure info to be shown in image, local adaptation of units, language, date and time formats, and image gallery	
Measurement modes	5 Spotmeters, 5 Box areas, Isotherm, Auto hot/cold spot, Delta T	
Measurement correction	Reflected ambient temperature & emissivity correction	
Video Recording in Camera and Video Streaming	Non-radiometric IR-video recording (MPEG-4 to memory card), Radiometric IR-video streaming (Full dynamic to PC using USB or Wi-Fi), and Non-radiometric IR-video streaming (MPEG-4 using Wi-Fi and uncompressed colorized video using USB)	
Instant Report	Create a Thermographic Inspection report directly in the camera	
Battery Type/operating time	Li-Ion/ >4 hours, Display shows battery status	
Charging system	In camera AC adapter/2 bay charging system	
Shock / Vibration	25G, IEC 60068-2-29 / 2G, IEC 60068-2-6	
Dimensions/Weight	4.2x7.9x4.9" (106x201x125mm)/1.94lbs (0.88kg), including battery	
2-5-10 Warranty	When the camera is registered within 60 days: 2 years on Parts/Labor for the Camera; 5 years of Coverage on Batteries; 10 years of Protection on the IR Detector	

## Ordering Information

62101-0101..... FLIR T420 Thermal Imaging InfraRed Camera (320x240)  
 62101-0301..... FLIR T440 Thermal Imaging InfraRed Camera (320x240)

### ACCESSORIES

1196398..... Li-Ion Rechargeable Battery  
 1910490..... Cigarette Lighter Adapter Kit, 12VDC (1.2m cable)  
 T197650..... 2-Bay Battery Charger including Power Supply (multi plugs)  
 T911048..... Camera Pouch Case  
 T197717..... FLIR Reporter Professional  
 4114887..... FLIR ThermaTrak™

### CERTIFICATION TRAINING

3300149..... ITC Level I Certification Training per attendee



10-Year Detector Protection  
 5-Year Battery  
 2-Year Parts & Labor



### NASHUA

FLIR Systems, Inc.  
 PH: +1 866.477.3687

### PORTLAND

Corporate Headquarters  
 FLIR Systems, Inc.  
 PH: +1 866.477.3687

### CANADA

FLIR Systems, Ltd.  
 PH: +1 800.613.0507

### MEXICO/LATIN AMERICA

FLIR Systems Brasil  
 Av. Antonio Bardella  
 PH: +55 15 3238 8070