



MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA, INOVAÇÕES E COMUNICAÇÕES  
**INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS**

sid.inpe.br/mtc-m21b/2017/06.05.20.36-TDI

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE TUBOS DE CALOR  
DE ALUMÍNIO RANHURADOS NA PRESENÇA DE  
GÁS NÃO CONDENSÁVEL DURANTE TESTES  
AMBIENTAIS**

Jorge Bertoldo Junior

Tese de Doutorado do Curso de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Mecânica Espacial e Controle, orientada pelos Drs. Valeri Vlassov Vladimirovich, e Nadjara dos Santos, aprovada em 27 de junho de 2017.

URL do documento original:

<<http://urlib.net/8JMKD3MGP3W34P/3P3B6UL>>

INPE  
São José dos Campos  
2017

**PUBLICADO POR:**

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE

Gabinete do Diretor (GB)

Serviço de Informação e Documentação (SID)

Caixa Postal 515 - CEP 12.245-970

São José dos Campos - SP - Brasil

Tel.:(012) 3208-6923/6921

E-mail: pubtc@inpe.br

**COMISSÃO DO CONSELHO DE EDITORAÇÃO E PRESERVAÇÃO  
DA PRODUÇÃO INTELECTUAL DO INPE (DE/DIR-544):****Presidente:**

Maria do Carmo de Andrade Nono - Conselho de Pós-Graduação (CPG)

**Membros:**

Dr. Plínio Carlos Alvalá - Centro de Ciência do Sistema Terrestre (CST)

Dr. André de Castro Milone - Coordenação de Ciências Espaciais e Atmosféricas  
(CEA)

Dra. Carina de Barros Melo - Coordenação de Laboratórios Associados (CTE)

Dr. Evandro Marconi Rocco - Coordenação de Engenharia e Tecnologia Espacial  
(ETE)

Dr. Hermann Johann Heinrich Kux - Coordenação de Observação da Terra (OBT)

Dr. Marley Cavalcante de Lima Moscati - Centro de Previsão de Tempo e Estudos  
Climáticos (CPT)

Silvia Castro Marcelino - Serviço de Informação e Documentação (SID)

**BIBLIOTECA DIGITAL:**

Dr. Gerald Jean Francis Banon

Clayton Martins Pereira - Serviço de Informação e Documentação (SID)

**REVISÃO E NORMALIZAÇÃO DOCUMENTÁRIA:**

Simone Angélica Del Duca Barbedo - Serviço de Informação e Documentação  
(SID)

Yolanda Ribeiro da Silva Souza - Serviço de Informação e Documentação (SID)

**EDITORAÇÃO ELETRÔNICA:**

Marcelo de Castro Pazos - Serviço de Informação e Documentação (SID)

André Luis Dias Fernandes - Serviço de Informação e Documentação (SID)



MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA, INOVAÇÕES E COMUNICAÇÕES  
**INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS**

sid.inpe.br/mtc-m21b/2017/06.05.20.36-TDI

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE TUBOS DE CALOR  
DE ALUMÍNIO RANHURADOS NA PRESENÇA DE  
GÁS NÃO CONDENSÁVEL DURANTE TESTES  
AMBIENTAIS**

Jorge Bertoldo Junior

Tese de Doutorado do Curso de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Mecânica Espacial e Controle, orientada pelos Drs. Valeri Vlassov Vladimirovich, e Nadjara dos Santos, aprovada em 27 de junho de 2017.

URL do documento original:

<<http://urlib.net/8JMKD3MGP3W34P/3P3B6UL>>

INPE  
São José dos Campos  
2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

---

Bertoldo Junior, Jorge.

B462e Estudo do desempenho de tubos de calor de alumínio ranhurados na presença de gás não condensável durante testes ambientais / Jorge Bertoldo Junior. – São José dos Campos : INPE, 2017.

xxviii + 201 p. ; (sid.inpe.br/mtc-m21b/2017/06.05.20.36-TDI)

Tese (Doutorado em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Mecânica Espacial e Controle) – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2017.

Orientadores : Drs. Valeri Vlassov Vladimirovich, e Nadjara dos Santos.

1. Tubos de calor axialmente ranhurados. 2. Gas plug test. 3. Metodologia não invasiva. 4. Modelos térmico - matemáticos. 5. Modelagem analítica. I. Título.

CDU 621.387:546.62

---



Esta obra foi licenciada sob uma Licença [Creative Commons Atribuição-NãoComercial 3.0 Não Adaptada](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/).

This work is licensed under a [Creative Commons Attribution-NonCommercial 3.0 Unported License](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/).

## ERRATA – TESE DE DOUTORADO

Título da Tese: ESTUDO DO DESEMPENHO DE TUBOS DE CALOR DE ALUMÍNIO RANHURADOS NA PRESENÇA DE GNC DURANTE TESTES AMBIENTAIS

Autor: Jorge Bertoldo Junior

		Onde de Lê	Leia - se
Pág. 2	Linha 26	... não existir (FAGHRI, 1994).	... não existir (FAGHRI, 1995).
Pág. 3	Linha 12	... mesmo rejeita o calor latente absorvido na zona de evaporação (FAGHRI, 1994).	... mesmo rejeita o calor latente absorvido na zona de evaporação (FAGHRI, 1995).
Pág. 3	Linha 16	... para a zona de evaporação através da estrutura porosa no sentido axial (FAGHRI, 1994).	... para a zona de evaporação através da estrutura porosa no sentido axial (FAGHRI, 1995).
Pág. 19	Linha 22	Smirnov (2009) propuseram uma metodologia para a detecção da presença de ...	Smirnov, Kochetkov e Tretjakov (2009) propuseram uma metodologia para a ...
Pág. 20	Linha 1	A análise da metodologia apresentada por Smirnov (2009) mostra que o uso da	A análise da metodologia apresentada por Smirnov, Kochetkov e Tretjakov (2009) mostra que o uso da mesma para detectar a presença de GNC em ...
Pág. 23	Linha 22	... tecnologias espaciais do INPE por Santos et al. (2014) e na referência (BERTOLDO JUNIOR et al., 2014).	... tecnologias espaciais do INPE por Santos et al. (2013) e na referência (BERTOLDO JUNIOR; VLASSOV; GENARO, 2014).
Pág. 24		Tabela 3.1 – Fonte: Santos et al. (2014)	Tabela 3.1 – Fonte: Santos et al. (2013)
Pág. 25		Figura 3.1 – Fonte: Santos et al. (2014)	Figura 3.1 – Fonte: Santos et al. (2013)
Pág. 26		Figura 3.2 – Fonte: Santos et al. (2014)	Figura 3.2 – Fonte: Santos et al. (2013)
Pág. 29		Figura 3.5 – Fonte: Bertoldo Junior et al. (2014).	Figura 3.5 – Fonte: Bertoldo Junior, Vlassov e Genaro (2014).
Pág. 83	Linha 23	... de calor. A publicação de Marcus (1973) apresentou apenas a proposta de ...	... de calor. A publicação de Marcus (1972) apresentou apenas a proposta de ...
Pág. 148	Linha 8	... apresentados no capítulo 3, além das publicações de Latoui et al. (2010) e Bertoldo Junior et al. (2012).	... apresentados no capítulo 3, além das publicações de Lataoui et al. (2010) e Bertoldo Junior et al. (2012).
Pág. 175	Linha 2	... igual a temperatura da massa de vapor Tv (ZHANG; WANG; PENG, 2001; FAGHRI, 1994).	... igual a temperatura da massa de vapor Tv (ZHANG; WANG; PENG, 2001;

			FAGHRI, 1995).
Pág. 175	Linha 11	Estudos conduzidos por Wainer (1994) e Ma e Peterson (1996) mostraram que...	Estudos conduzidos por Wayner (1994) e Ma e Peterson (1996) mostraram que...
Pág. 175		Figura A.3 – Fonte: adaptado de Jiao, Ma e Critser (2007).	Figura A.3 – Fonte: adaptado de Jiao, Ma e Critser (2007).
Pág. 179	Linha 7	... (HARWELL; KAUFMAN, 1977; THOMAS; DAMLE, 2005; CHEN, et al, 2009).	... (HARWELL; KAUFMAN; TOWER, 1977; THOMAS; DAMLE, 2005; CHEN, et al, 2009).
Pág. 181	Linha 22	... ranhuras inferiores da seção transversal do tubo (BERTOLDO JUNIOR et al, 2014).	... ranhuras inferiores da seção transversal do tubo (BERTOLDO JUNIOR; VLASSOV; GENARO, 2014).
Pág. 182		Figura B.1: Fonte: Bertoldo Junior et al. (2014).	Figura B.1: Fonte: Bertoldo Junior, Vlassov e Genaro (2014).

### IMPORTANTE:

A referência abaixo deve ser inserida na lista final de referências da tese, conforme referência completa da citação que aparece no texto (BRENNAN; KROLICZEK, 1979) a qual aparece nas páginas 5 e 6, na página 167:

BRENNAN, P. J., KROLICZEK, E. J. **Heat pipe design handbook**.

Washington: NASA, 1979.

As referências a seguir (as quais aparecem na lista final de referências da tese, nas páginas 167 a 171) não foram citadas no texto, logo podem ser desconsideradas durante a leitura da tese.

CHEN, Y. P., SHI, M. H.; CHENG, P.; PETERSON, G. P. Condensation in microchannels. **Nanoscale and Microscale Thermophys. Eng.**, v. 12, p. 117–143, 2008.

GILMORE, D. G. **Satellite thermal control handbook**. El Segundo, CA: The Aerospace Corp. Press, 1994.

GONCHAROV, K., KOCHETKOV, A., KALACHEVA, L., ANTONOV, V.

Comparison of contact thermal resistance values obtained when different thermal conductive materials are used for units mounting to thermal honeycomb panels. In: INTERNATIONAL CONFERENCE HEAT PIPES FOR SPACE APPLICATIONS, 2., 2007, Moscow, Russia. **Proceedings...** Moscow, 2014.

KUZMICHEV, D.; KHMELNITSKY, A. Carbon honeycomb panels with embedded heat pipes. In: INTERNATIONAL CONFERENCE HEAT PIPES FOR SPACE APPLICATIONS, 1., 2009, Moscow, Russia. **Proceedings...** Moscow, 2009.

SANTOS, N.; BERTOLDO JUNIOR, J.; BRAZOLIN, H.; GONDO, S. M. H.; CANDIDO, P. A.; VLASSOV, V.; BATISTA NETO, J. A.; KCHOUKINA, O.; Preliminary analysis of results of comparative life test of 6063 aluminum anodized and non-anodized thermosyphons charged with acetone as working fluid. In: SIMPÓSIO AEROESPACIAL BRASILEIRO, 2014, São José dos Campos. **Proceedings...** SAB,2014.

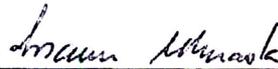
WU, J. F.; CHEN, Y. P.; SHI, M. H.; FU, P. P.; PETERSON, G. P. Three dimensional numerical simulation for annular condensation in rectangular micro channels. **Nanoscale, Microscale Thermophys. Eng.**, v. 13, p. 13–29, 2009.

Aluno (a): **Jorge Bertoldo Junior**

**"ESTUDO DO DESEMPENHO DE TUBOS DE CALOR DE ALUMÍNIO RANHURADOS NA PRESENÇA DE GÁS NÃO CONDENSÁVEL DURANTE TESTES AMBIENTAIS".**

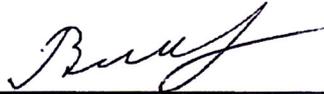
Aprovado (a) pela Banca Examinadora  
em cumprimento ao requisito exigido para  
obtenção do Título de **Doutor(a)** em  
**Engenharia e Tecnologia Espaciais/Mecânica  
Espacial e Controle**

Dr. Issamu Muraoka



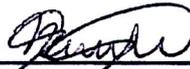
Presidente / INPE / São José dos Campos - SP

Dr. Valeri Vlassov Vladimirovich



Orientador(a) / INPE / São José dos Campos - SP

Dra. Nadjara dos Santos



Orientador(a) / INPE / São José dos Campos - SP

Dr. Douglas Felipe da Silva



Membro da Banca / INPE / São José dos Campos - SP

Dr. Gino Genaro



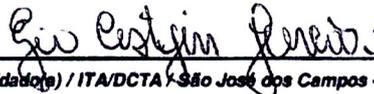
Membro da Banca / INPE / SJCampos - SP

Dr. Edson Bazzo



Convidado(a) / UFSC / Florianópolis - SC

Dr. Ezio Castejon Garcia



Convidado(a) / ITA/DCTA - São José dos Campos - SP

Este trabalho foi aprovado por:

maioria simples

unanimidade

São José dos Campos, 27 de junho de 2017



## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar agradeço a Deus, pela força e sabedoria tão necessárias para enfrentar os incontáveis obstáculos encontrados nesta caminhada.

Agradeço ao Dr. Valeri Vlassov Vladimirovich, pela orientação e por nunca deixar de acreditar que juntos nós chegaríamos ao fim desta caminhada com este belíssimo trabalho concluído.

Agradeço à Dra. Nadjara dos Santos, pela relação profissional que estabelecemos no desenvolvimento dos trabalhos experimentais de avaliação do desempenho de tubos de calor desenvolvidos na Divisão de Mecânica Espacial e Controle que resultou no convite para ser co-orientadora deste trabalho.

Agradeço aos amigos que fiz durante esta longa caminhada, amizades que se estendem para fora dos limites do INPE, entre eles os amigos Hamilton Freire Barreiros, Pedro Antônio Cândido e o Dr. Pedro Inácio Hubscher.

Agradeço ao Dr. Ulisses Thadeu Vieira Guedes, pela colaboração em trabalhos desenvolvidos paralelamente a esta tese de doutorado os quais também são de interesse da Divisão de Mecânica Espacial e Controle.

Agradeço aos colegas de pós-graduação, pelo companheirismo e pelo apoio mútuo durante esta longa caminhada.

Agradeço a minha família, pelo apoio incondicional durante esta longa caminhada, meu pai, Jorge Bertoldo, minha mãe Marlise Cardoso Bertoldo e meu irmão Fernando Cardoso Bertoldo.

Agradeço à CAPES, pela bolsa de estudos concedida para a realização dos meus estudos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia e Tecnologias Espaciais no INPE e pela bolsa para realização do período de

doutorado sanduíche na Carleton University em Ottawa, Canadá, sob orientação do professor Dr. Tarik Kaya.

## RESUMO

Este trabalho foi desenvolvido com a finalidade de investigar a influência da presença de gases não condensáveis no canal de vapor de tubos de calor de alumínio com ranhuras axiais no desempenho dos mesmos durante testes ambientais. O estudo é dividido em três etapas complementares: 1) desenvolvimento de montagens experimentais com o objetivo de entender o funcionamento de tubos de calor sob diferentes condições de operação; 2) desenvolvimento de modelos térmico–matemáticos por meio do software SINDA FLUENT THERMAL DESKTOP, relativos às montagens experimentais desenvolvidas dentro do escopo deste trabalho; e por fim 3) a modelagem matemática (analítica e numérica) do funcionamento de tubos de calor com e sem a presença de gases não condensáveis em regime transiente. Os estudos experimentais contemplam a aplicação de diferentes metodologias de avaliação do desempenho de tubos de calor com gás não condensável; avaliação do desempenho de um tubo de calor carregado com acetona sob diferentes condições de operação (potência dissipada e temperatura de operação); tubo de calor carregado com amônia submetido ao *gas plug test*, e por fim a aplicação de uma metodologia não invasiva (blocos aquecedores–medidores) para verificar o funcionamento de tubos de calor embutidos em painéis estruturais de satélites. Os modelos térmicos–matemáticos têm a finalidade de reproduzir as condições de funcionamento dos tubos observadas nas montagens experimentais. A partir destes modelos (térmicos–matemáticos) são obtidos os perfis de temperatura ao longo dos tubos de calor embutidos ou não em painéis *honeycomb*, os quais são comparados com os perfis de temperatura obtidos a partir das montagens experimentais. A modelagem matemática do escoamento da mistura de vapor e gás não condensável (regime transiente) finaliza o estudo.

**Palavras–chave:** tubos de calor axialmente ranhurados, *gas plug test*, metodologia não invasiva, modelos térmico – matemáticos, modelagem analítica, modelagem numérica, regime transiente



**STUDY ABOUT ALUMINUM AXIALLY GROOVED HEAT PIPES  
PERFORMANCE WITH NON CONDENSABLE GAS DURING  
ENVIRONMENTAL TESTS**

**ABSTRACT**

This work was developed with the purpose of investigate the influence of non-condensable gases presence in axially grooved aluminum heat pipes vapor channel performance under environmental tests. The study is divided into three complementary stages: 1) the development of experimental assemblies with the objective of understanding the operation of heat pipes under different operating conditions; 2) the development of experimental setup (presented in this work) thermal mathematical models using SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP software and finally 3) mathematical (analytical and numerical) model of heat pipes transient heat transfer performance with and without non-condensable gases. Some experimental methodologies were used to evaluate the heat pipes performance with non-condensable gas; heat pipe loaded with acetone performance under different operations conditions (dissipated power and operations temperature), ammonia loaded heat pipe submitted to the gas plug test; and a non-invasive methodology (heating – measure blocks) to check embedded heat pipes in satellite structural panels. The thermal mathematical models reproduce the heat pipe operating conditions observed in the experimental setup. The temperature profiles are obtained along the heat pipes (embedded or no in honeycomb panels) up to these models (thermal mathematical), which are compared with the temperature profiles obtained from the experimental assemblies. The vapor and non – condensable gas mixture flow under transient conditions mathematical model ends the study.

**Key-words:** axially grooved heat pipes performance, gas plug test, non – invasive methodology, thermal mathematical model, analytical model, numerical model, transient heat transfer



## LISTA DE FIGURAS

	<u>Pág.</u>
Figura 1.1 – Elementos que compõem a estrutura de um tubo de calor.....	3
Figura 1.2 – Formação do menisco na estrutura capilar. ....	4
Figura 2.1 – Tubo de calor de condutância variável, evaporador, zonas ativa inativa do condensador. ....	15
Figura 2.2 – Perfis de temperaturas característicos durante a formação da fronteira difusa e fronteira fixa (rígida). ....	18
Figura 3.1 – Posição dos termopares ao longo do tubo de calor: vista de cima (a) e de baixo (b). ....	25
Figura 3.2 – Posição de termopares na seção transversal de evaporador. .....	26
Figura 3.3 – Bancada de Testes (Tubo de Calor com Isolamento Térmico) .....	27
Figura 3.4 – Representação esquemática da bancada de testes e seus componentes. ....	27
Figura 3.5 - Modelo de simulação do tubo de calor inserido na montagem experimental.....	29
Figura 3.6 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras inferiores. ....	31
Figura 3.7 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras inferiores. ....	32
Figura 3.8 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras superiores. ....	32
Figura 3.9 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras superiores. ....	33
Figura 3.10 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras inferiores. ....	34
Figura 3.11 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras superiores. ....	35

Figura 4.1 – Montagem experimental referente ao <i>gas plug test</i> . .....	40
Figura 4.2 – Representação esquemática da montagem experimental referente ao <i>gas plug test</i> . .....	40
Figura 4.3 – Desenho esquemático da placa de alumínio usada para determinar o coeficiente de convecção forçada no interior da câmara climática.....	42
Figura 4.4 – Modelo computacional que reproduz a montagem experimental usada no <i>gas plug test</i> .....	45
Figura 4.5 – Zona bloqueada do tubo de calor acoplada com o canal de vapor.....	46
Figura 4.6 – Coluna de líquido na região de evaporação do tubo de calor acoplada ao canal de vapor.....	46
Figura 4.7 – Perfil de temperaturas teórico e experimental ao longo do tubo de calor para temperatura da câmara climática – (- 60°C).....	47
Figura 4.8 – Perfil de temperaturas teórico e experimental ao longo do tubo de calor para temperatura da câmara climática – (- 50°C). ....	48
Figura 4.9 – Perfil de temperaturas teórico e experimental ao longo do tubo de calor para temperatura da câmara climática – (- 40°C). ....	48
Figura 5.1 – Sistema mecânico inserido no bloco aquecedor - medidor e no bloco medidor.....	51
Figura 5.2 – Bloco aquecedor – medidor. ....	52
Figura 5.3 – Termistores posicionados ao longo do bloco medidor. ....	53
Figura 5.4 – Posicionamento dos blocos em relação ao tubo de calor embutido no painel do satélite. ....	54
Figura 5.5 – Montagem experimental para a realização do teste em painéis localizados no topo do satélite.....	55
Figura 5.6 – Perfil de temperaturas obtidos pelos termistores acoplados aos blocos.....	59
Figura 5.7 – Temperaturas relativas do evaporador e condensador (Critério 1).....	60
Figura 5.8 – Diferença entre a temperatura do evaporador e do condensador (Critério 2). ....	61
Figura 5.9 – Diferença entre a média aritmética das temperaturas no condensador e a temperatura lida pelo último sensor (Critério 3)..	62
Figura 5.10 – Taxa de mudança das temperaturas no evaporador durante o processo de <i>start up</i> do tubo de calor (°C/seg, Critério 4). ....	63
Figura 5.11 – Taxa de mudança de temperaturas no condensador durante o processo de <i>start up</i> do tubo de calor (°C/seg, Critério 4). ....	64

Figura 5.12 – Taxa de mudança de temperaturas no evaporador durante o processo de <i>shut down</i> do tubo de calor (°C/seg, Critério 5).....	65
Figura 5.13 – Taxa de mudança de temperaturas no condensador durante o processo de <i>shut down</i> do tubo de calor (°C/seg, Critério 5).....	65
Figura 5.14 – Distribuição das temperaturas ao longo do painel <i>honeycomb</i> em condições semelhantes à montagem experimental. ....	69
Figura 5.15 – Distribuição do perfil de temperaturas ao longo do canal de vapor na região de evaporação e no bloco aquecedor – medidor..	71
Figura 5.16 – Perfil de temperaturas obtido a partir de simulações numéricas.....	72
Figura 5.17 – Diferença entre as temperaturas ao longo do comprimento do tubo de calor embutido e a temperatura ambiente sem GNC (Critério 1).....	73
Figura 5.18 – Diferença entre as temperaturas no centro do evaporador e as temperaturas no condensador sem GNC (Critério 2). ....	74
Figura 5.19 – Diferença entre a temperatura lida pelo sensor TH06 e média de temperaturas do condensador sem GNC (Critério 3). ....	74
Figura 5.20 – Diferença entre as temperaturas ao longo do tubo de calor embutido e a temperatura ambiente com GNC (Critério 1). ....	75
Figura 5.21 – Diferença entre a temperatura no centro do evaporador e as temperaturas no condensador com GNC (Critério 2). ....	76
Figura 5.22 – Diferença entre a temperatura lida pelo sensor TH06 e a média de temperaturas do condensador com GNC (Critério 3). ....	77
Figura 6.1 – Divisão do canal de vapor em células numéricas – exemplo para uma divisão do canal de vapor em 5 células.....	85
Figura 6.2 – Nomenclatura usada na discretização da equação de energia. ....	97
Figura 6.3 – Bloco aquecedor posicionado diretamente sobre o tubo de calor. ....	100
Figura 6.4 – Dependência do passo de tempo em relação ao número de células corresponde à divisão do canal de vapor. ....	102
Figura 6.5 – Fonte de calor posicionada sobre a última célula (ro_NCG_5) – com a presença de gases não condensáveis .....	103
Figura 6.6 – Fonte de calor posicionada sobre a primeira célula (ro_NCG_1) – com a presença de gases não condensáveis.....	103
Figura 6.7 – Densidade inicial de gás não condensável na primeira célula (ro_NCG_1).....	104

Figura 6.8 – Densidade inicial de gás não condensável na célula central (ro_NCG_3).....	105
Figura 6.9 – Densidade inicial de gás não condensável na última célula (ro_NCG_5).....	105
Figura 6.10 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de evaporação – Pressão de GNC – 0 Pa.....	107
Figura 6.11 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de evaporação – Pressão de GNC – 1000 Pa. ....	108
Figura 6.12 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de evaporação – Pressão de GNC – 180000 Pa. ....	108
Figura 6.13 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de condensação – Pressão de GNC – 0 Pa..	109
Figura 6.14 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de condensação – Pressão de GNC – 1000 Pa. ....	110
Figura 6.15 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de condensação – Pressão de GNC – 180000 Pa. ....	110
Figura 6.16 – Concentração de GNC na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – Pressão de GNC – 0 Pa. ....	111
Figura 6.17 – Concentração de GNC na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – Pressão de GNC – 1000 Pa.....	111
Figura 6.18 – Concentração de GNC na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – Pressão de GNC – 180000 Pa....	112
Figura 6.19 – Representação esquemática da montagem experimental apresentada por Tower e Kaufman (1977).....	115
Figura 6.20 – Validação da modelagem matemática através da comparação dos resultados de resultados numéricos e resultados experimentais obtidos na literatura. ....	116
Figura 7.1 – Montagem experimental para estudar o comportamento transiente de tubos de calor em condições de testes de verificação .....	120
Figura 7.2 – Taxa de mudança das temperaturas na região do evaporador sem GNC – <i>start up</i> . ....	124
Figura 7.3 – Taxa de mudança das temperaturas na região do evaporador com GNC – <i>start up</i> . ....	125

Figura 7.4 – Taxa de mudança das temperaturas na região do evaporador sem GNC – <i>shut down</i> .....	126
Figura 7.5 – Taxa de mudança das temperaturas na região do evaporador com GNC – <i>shut down</i> . ....	127
Figura 7.6 – Taxa de mudança das temperaturas na região do condensador sem GNC – <i>start up</i> . ....	128
Figura 7.7 – Taxa de mudança das temperaturas na região do condensador do tubo de calor com GNC – <i>start up</i> . ....	129
Figura 7.8 – Taxa de mudança das temperaturas na região do condensador sem GNC – <i>shut down</i> . ....	130
Figura 7.9 – Taxa de mudança das temperaturas na região do condensador do tubo de calor com a presença de GNC – <i>shut down</i> . ....	131
Figura 8.1 – Taxa de mudança de temperatura na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 0 Pa .....	135
Figura 8.2 – Taxa de mudança de temperatura na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 1000 Pa.....	135
Figura 8.3 – Taxa de mudança de temperatura na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 180000 Pa.....	136
Figura 8.4 – Taxa de mudança de temperatura na região de condensação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 0 Pa.....	137
Figura 8.5 – Taxa de mudança de temperatura na região de condensação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 1000 Pa.....	137
Figura 8.6 – Taxa de mudança de temperatura na região de condensação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 180000 Pa.....	138
Figura 8.7 – Taxa de mudança de temperatura – sensor TH06 – Start up – P_GNC 0 Pa.....	140
Figura 8.8 – Taxa de mudança de temperatura – sensor TH06 – Start up – P_GNC 180000 Pa.....	140
Figura 8.9 – Taxa de mudança de temperatura – sensor TH06 – Shut down – P_GNC 0 Pa.....	141
Figura 8.10 – Taxa de mudança de temperatura – sensor TH06 – Shut down – P_GNC 180000Pa.....	141

Figura 9.1 – Montagem experimental utilizada para observar a formação dinâmica da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa do condensador. ....	146
Figura 9.2 – Formação dinâmica da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa do condensador – <i>Start Up</i> .....	147
Figura 9.3 – Formação dinâmica da fronteira difusa – resultados de simulação numérica – <i>Start Up</i> . ....	149
Figura 9.4 – Desaparecimento dinâmico da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa do condensador – <i>Shut Down</i> .....	150
Figura 9.5 – Formação da fronteira difusa – resultados de simulação numérica – <i>Shut Down</i> . ....	151
Figura 9.6 – Formação da fronteira difusa – densidade de gás não condensável – pressão de gás não condensável – 1000 Pa.....	152
Figura 9.7 – Formação da fronteira difusa – densidade de gás não condensável – pressão de gás não condensável – 180000 Pa.....	152
Figura 9.8 – Formação da fronteira difusa – temperatura na parede do tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 0 Pa.....	153
Figura 9.9 – Formação da fronteira difusa – temperatura na parede do tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 1000 Pa.....	154
Figura 9.10 – Formação da fronteira difusa – temperatura na parede do tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 180000 Pa.....	154
Figura A.1 – Diagrama físico do processo de evaporação em uma ranhura. ....	174
Figura A.2 – Regiões da interface entre o canal de vapor e o fluido na fase de líquido.....	176
Figura A.3 – Desenho esquemático do menisco em ranhura trapezoidal em recessão do menisco. ....	177
Figura A.4 – Seção transversal de uma ranhura retangular da região de evaporação.....	178
Figura A.5 – Desenho esquemático da ranhura retangular.....	179
Figura A.6 – Resistências térmicas ranhura Ômega a) Região de Evaporação b) Região de Condensação. ....	180
Figura B.1 - Modelo de geometria simplificada da ranhura para diferentes condições de preenchimento. ....	182
Figura B.2 – Campo de temperaturas do fluido presente na ranhura. ....	183

Figura B.3 – Análise da sensibilidade da malha para o modelo construído com sólidos.....	184
Figura B.4 – Variação da $k_{eff}$ em função do volume da ranhura preenchido pelo fluido na fase líquida. ....	185
Figura B.5 – Perfil de temperaturas ranhura com a formação de menisco na coluna de líquido .....	186
Figura B.6 – Variação da $k_{eff}$ em função do volume da ranhura preenchido pelo fluido na fase líquida, com recessão do menisco. ....	187
Figura B.7 – Variação do ângulo de contato entre o fluido de trabalho e a ranhura. ....	188
Figura B.8 – Variação da $k_{eff}$ em função do ângulo de contato. ....	189
Figura B.9 – Distribuição de temperaturas na ranhura $\Omega$ .....	190
Figura B.10 – Variação da $k_{eff}$ em função do volume preenchido pelo fluido na fase líquida na ranhura.....	191
Figura C.1 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras inferiores. ....	193
Figura C.2 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras inferiores. ....	194
Figura C.3 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras inferiores. ....	194
Figura C.4 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras inferiores. ....	195
Figura C.5 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras inferiores. ....	195
Figura C.6 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras inferiores. ....	196
Figura C.7 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras superiores. ....	196
Figura C.8 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras superiores. ....	197

<b>Figura C.9 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras superiores. ....</b>	<b>197</b>
<b>Figura C.10 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras superiores. ....</b>	<b>198</b>
<b>Figura C.11 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras superiores. ....</b>	<b>198</b>
<b>Figura C.12 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras superiores. ....</b>	<b>199</b>

## LISTA DE TABELAS

	<u>Pág.</u>
Tabela 3.1 – Parâmetros referentes à geometria da seção transversal do espécime utilizado.....	24
Tabela 3.2 – Fatores de ajuste introduzidos no modelo de simulação do desempenho do tubo de calor carregado com acetona na montagem experimental. ....	37
Tabela 4.1 – Comprimento da zona bloqueada no canal de vapor na região de condensação do tubo de calor.....	49
Tabela 5.1 – Taxas de mudança de temperatura na região de evaporação do tubo de calor MW_TOP_HP02 de acordo com as campanhas de teses realizadas. ....	67
Tabela 5.2 – Taxas de mudança de temperatura na região de condensação do tubo de calor MW_TOP_HP02 de acordo com as campanhas de teses realizadas. ....	68
Tabela 5.3 – Critérios quantitativos para a detecção de GNC no canal de vapor de tubos de calor embutidos em painéis honeycomb.....	78
Tabela 5.4 – Sensibilidade do modelo de simulação a variação do comprimento da zona bloqueada.....	80
Tabela 5.5 – Incertezas relacionadas ao modelo térmico de simulação da montagem experimental (blocos aquecedores – medidores).....	81
Tabela 6.1 – Parâmetros referentes à simulação numérica para validação quantitativa do modelo matemático.....	116
Tabela 8.1 – Start Up – Taxa de Mudança de Temperatura Evaporador/Condensador com e sem a presença de GNC.....	142
Tabela 8.2 – Shut down – Taxa de Mudança de Temperatura Evaporador/Condensador com e sem a presença de GNC.....	143



## LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

CAST – China Academy of Space Technology

CBERS – China – Brazil Earth Resources Satellite ou Satélite Sino – Brasileiro de Recursos Terrestres

CPL – *Capillary Pumped Loop Heat Pipe*

VCHP – Tubo de Calor de Condutância Variável – *Variable Conductance Heat Pipe*

GNC – Gases Não Condensáveis

Ts01 – temperatura lida pelo sensor acoplado ao bloco aquecedor medidor em contato com o tubo de calor

ISS – *International Space Station*

ATHENA – *Advanced Thermal Hydraulic Energy Network Analyser*

hb – *heating block* (bloco aquecedor)

s – sensor da temperatura (termistor)

LabCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

k – índice da célula numérica ou fronteira entre células numéricas (velocidades)

SAD – sistema de aquisição de dados

$\rho_w$  – densidade do material de fabricação do tubo de calor – ( $\text{kg/m}^3$ )

$C_{p_w}$  – calor específico do material de fabricação do tubo de calor – ( $\text{kg/m}^3$ )

$\delta_w$  – espessura da parede do tubo de calor – (m)

$T_w$  – temperatura da parede do tubo de calor – (K)

$k_w$  – condutividade do material de fabricação do tubo de calor – (W/mK)

$h$  – coeficiente de troca de calor por convecção entre a parede do tubo de calor e canal de vapor – (W/m<sup>2</sup>K)

$T_v$  – temperatura no canal de vapor – (K)

$h_{amb}$  – coeficiente de troca de calor por convecção com o ambiente – (W/m<sup>2</sup>K)

$T_{amb}$  – temperatura ambiente (K)

$t$  – tempo (segundos)

$q$  – carga térmica (fluxo) – (W/m<sup>2</sup>)

$\rho_v$  – densidade (kg/m<sup>3</sup>)

$u$  – velocidade (m/s)

$D_v$  – diâmetro do canal de vapor (m)

$j_v$  – taxa de evaporação (kg/m<sup>2</sup>s)

$D$  – Coeficiente de difusão de massa (m<sup>2</sup>/s)

$P_v$  – pressão de vapor (Pa)

$P_{GNC}$  – pressão do gás não condensável (Pa)

$F_z$  – fator de atrito (adimensional)

$\mu_v$  – viscosidade dinâmica do vapor – (Pa s)

$R_v$  – constante do fluido de trabalho

$P_o$  – pressão de saturação como ponto de referência (Pa)

$T_o$  – temperatura de saturação como ponto de referência (K)

$\lambda$  – calor latente de vaporização/condensação (J/kg)

$\rho_{GNC}$  – densidade de gás não condensável – (kg/m<sup>3</sup>)

$j_{GNC}$  – taxa de difusão do gás não condensável no vapor – (kg/m<sup>2</sup> s)

$\rho$  – densidade da mistura de vapor e gás não condensável – (kg/m<sup>3</sup>)

$P$  – pressão da mistura de vapor e gás não condensável – (Pa)

$R_{GNC}$  – constante do gás não condensável – (J/molK)

$C_{hb}$  – calor específico do bloco aquecedor – (J/kgK)

$C_s$  – calor específico do sensor acoplado ao bloco aquecedor – (J/kgK)

$m_{hb}$  – massa do bloco aquecedor – (kg)

$m_s$  – massa do sensor acoplado ao bloco aquecedor – (kg)

$h_{sb}$  – coeficiente de transferência de calor (contato térmico) entre o sensor acoplado no bloco aquecedor e a parede do tubo de calor – (W/m<sup>2</sup>K)

$f_{hb}$  – fator de ajuste referente a capacidade térmica do bloco aquecedor menor do que 1.

$f_{HP}$  – fator de ajuste referente a capacidade térmica do tubo de calor.

$G_{hb,s}$  – condutância (contato térmico entre o bloco aquecedor e o sensor acoplado ao mesmo) – (W/K)

$A_s$  – área de sensor de temperatura em contato com o tubo de calor (m<sup>2</sup>).

$k$  – número do nó (número da célula numérica) do modelo numérico do tubo de calor, sobre o qual está posicionado o sensor.

$P'_{\text{GNC}}$  – pressão do Argônio no instante carregamento (Pa)

$V_{\text{HP}}$  – volume interno do canal de vapor ( $\text{m}^3$ )

$n$  – número de mols

$L_{\text{HP}}$  – comprimento do tubo de calor (m)

## SUMÁRIO

Pág.

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1.	Programa CBERS .....	2
1.2.	Tubos de calor .....	2
1.3.	Aplicação de tubos de calor no controle térmico de satélites .....	5
1.4.	Motivação e apresentação do estudo .....	6
1.5.	Objetivos.....	8
1.6.	Contribuições científicas de carácter original .....	8
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>9</b>
2.1.	Geração de gases não condensáveis em tubos de calor .....	9
2.2.	Testes de vida ( <i>life tests</i> ) para detectar a geração de gases não condensáveis .....	10
2.3.	Modelos térmicos matemáticos de painéis <i>honeycomb</i> com tubos de calor embutidos .....	11
2.4.	Modelagem matemática (analítica e numérica) do funcionamento de tubos de calor .....	12
2.5.	Zona bloqueada por gases não condensáveis considerando – se fronteira plana .....	14
2.6.	Zona bloqueada por gases não condensáveis considerando–se fronteira difusa .....	17
2.7.	Estudos sobre o desempenho de tubos de calor inseridos em painéis <i>honeycomb</i> com o objetivo de detectar a presença de gás não condensável.....	19
2.8.	Considerações finais .....	20
<b>3</b>	<b>MODELOS TÉRMICOS MATEMÁTICOS DE TUBOS DE CALOR SEM GNC E COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>23</b>
3.1.	Montagem experimental .....	23

3.2.	Modelo térmico matemático (SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP)....	28
3.3.	Comparação entre os resultados experimentais e os resultados teóricos (SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP).....	31
<b>4</b>	<b>MODELO TÉRMICO MATEMÁTICO, RESULTADOS EXPERIMENTAIS, OBTENÇÃO DA ZONA BLOQUEADA POR GASES NÃO CONDENSÁVEIS ATRAVÉS DA APLICAÇÃO DO GAS PLUG TEST EM UM TUBO DE CALOR CARREGADO COM AMÔNIA.....</b>	<b>39</b>
4.1.	Montagem experimental .....	39
4.2.	Modelo térmico matemático (SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP)....	41
<b>5</b>	<b>METODOLOGIA NÃO INVASIVA APLICADA À VERIFICAÇÃO DE TUBOS DE CALOR EMBUTIDOS EM PAINÉIS <i>HONEYCOMB</i>.....</b>	<b>51</b>
5.1.	Montagem experimental .....	51
5.2.	Parâmetros de verificação do funcionamento de tubos de calor embutidos em painéis <i>honeycomb</i> .....	56
5.3.	Resultados experimentais .....	58
5.4.	Modelo térmico matemático (SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP)....	69
5.5.	Resultados relativos à simulação computacional .....	72
5.6.	Definição de um critério quantitativo para a detecção de GNC .....	77
5.7.	Sensibilidade da metodologia não invasiva (blocos aquecedores medidores) a detecção de GNC no canal de vapor de tubos de calor embutidos .....	79
5.8.	Incertezas relacionadas ao modelo de simulação .....	81
<b>6</b>	<b>MODELO MATEMÁTICO (ANALÍTICO–NUMÉRICO) PARA SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DE TUBOS DE CALOR COM GNC EM REGIME TRANSIENTE.....</b>	<b>83</b>
6.1.	Modelo matemático analítico .....	83
6.1.1.	Tubo de calor sem a presença de gases não condensáveis .....	85
6.1.2.	Tubo de calor com a presença de gases não condensáveis .....	91
6.2.	Métodos numéricos para discretização das equações e algoritmos de solução .....	95

6.3.	Algoritmo THOMAS (TDMA).....	97
6.4.	Inclusão do bloco aquecedor no modelo matemático.....	99
6.5.	Testes numéricos para casos de escoamento em regime transiente com e sem a presença de gases não condensáveis.....	101
6.6.	Validação qualitativa do modelo matemático.....	106
6.7.	Validação quantitativa do modelo matemático em regime permanente	113
<b>7</b>	<b>ESTUDOS EXPERIMENTAIS REFERENTES A TUBOS DE CALOR COM GNC OPERANDO EM REGIME TRANSIENTE, <i>START UP</i> E <i>SHUT DOWN</i>.....</b>	<b>119</b>
7.1.	Descrição do Setup experimental.....	119
7.2.	Resultados experimentais .....	123
<b>8</b>	<b>ESTUDOS REFERENTES À SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO <i>START UP</i> E DO <i>SHUT DOWN</i> DE TUBOS DE CALOR COM GNC .....</b>	<b>133</b>
8.1.	Simulação de respostas dinâmicas de temperaturas no evaporador e condensador com e sem a presença do GNC.....	133
8.2.	Sensibilidade na detecção da presença de gases não condensáveis no canal de vapor de um tubo de calor, obtida pelo modelo matemático.	139
<b>9</b>	<b>ANÁLISE DA FORMAÇÃO DINÂMICA DA FRONTEIRA DIFUSA ATRAVÉS DA COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA E RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>145</b>
9.1.	Influência da quantidade de GNC no canal de vapor na formação dinâmica da fronteira difusa.....	151
<b>10</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>157</b>
10.1.	Modelo térmico matemático do tubo de calor sem gás não condensável, comparação de resultados experimentais e resultados de simulação:	157
10.2.	<i>Gas Plug Test</i> , comparação dos resultados experimentais com os resultados do modelo térmico matemático de forma a estimar-se o comprimento da zona bloqueada na zona de condensação de um tubo de calor carregado com amônia. ....	157
10.3.	Metodologia não invasiva aplicada na verificação do desempenho de tubos de calor embutidos em painéis estruturais de satélites.....	158

10.4.	Desenvolvimento do modelo matemático (analítico e numérico) de tubos calor com a presença de gases não condensáveis no canal de vapor operando em regime transiente.....	158
10.5.	Estudos experimentais referentes à operação de tubos de calor em regime transiente com a presença de gás não condensável no canal de vapor.....	159
10.6.	Análise dos limites de detecção da zona bloqueada através do critério de diferenças de temperatura e através do critério de evolução das taxas de mudança de temperaturas.....	159
<b>11</b>	<b>SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>161</b>
<b>12</b>	<b>TRABALHOS APRESENTADOS PARA PUBLICAÇÃO .....</b>	<b>163</b>
12.1.	Anais de congressos .....	163
12.2.	Publicações em revista.....	164
12.3.	Trabalhos técnicos .....	164
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>167</b>
	<b>APÊNDICE A – CONCEITOS RELACIONADOS AO PROCESSO DE EVAPORAÇÃO NA ESTRUTURA CAPILAR (RANHURAS AXIAIS)</b>	<b>173</b>
	<b>APÊNDICE . B – CONCEITOS RELACIONADOS À CONDUTIVIDADE EFETIVA DA ESTRUTURA CAPILAR (RANHURAS AXIAIS).....</b>	<b>181</b>
	<b>APÊNDICE . C - RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA MODELAGEM TÉRMICA DO FUNCIONAMENTO DE UM TUBO DE CALOR AXIALMENTE RANHURADO USANDO O SOFTWARE SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP COM OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS REFERENTES AO FUNCIONAMENTO DESTE MESMO TUBO DE CALOR AXIALMENTE RANHURADO (RESULTADOS COMPLEMENTARES AO CAPÍTULO 3). .....</b>	<b>193</b>
	<b>APÊNDICE . D - Fluxograma Modelo Matemático.....</b>	<b>201</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O programa Sino – Brasileiro de Satélites de Observação da Terra (China – Brazilian Earth Resources Satellite – CBERS) é o resultado do acordo firmado entre os governos de ambos os países em 1988. O resultado desta cooperação é o desenvolvimento e lançamento dos satélites CBERS 1, CBERS 2, CBERS 2B, CBERS 3 e 4; o satélite CBERS 4A encontra – se em fase de desenvolvimento.

As estruturas de satélites podem ser mantidas armazenadas de 3 a 10 anos antes de passarem pelas fases de integração, testes e lançamento. Alguns dos painéis estruturais que compõem esta estrutura possuem tubos de calor com ranhuras axiais embutidos em painéis estruturais. Desta forma, verificações periódicas em relação ao funcionamento dos tubos de calor embutidos são necessárias, pois pode ocorrer a degradação do desempenho dos tubos de calor embutidos.

A geração de gases não condensáveis (GNC), a partir de reações químicas entre o fluido de trabalho e o substrato metálico usado para a fabricação do satélite, pode ocorrer durante este longo intervalo de tempo de armazenamento. Este fenômeno explica a possibilidade de degradação do desempenho ou falha no funcionamento do tubo de calor.

A presença de GNC pode ser detectada implicitamente através de testes térmicos pela análise de perfis de temperatura ao longo do tubo. Os testes térmicos têm entre outros objetivos a verificação do funcionamento dos tubos de calor.

Este capítulo de introdução apresenta abordagens sucintas sobre conceitos relacionados à área de pesquisa sobre o uso de tubos de calor em controle térmico de satélites. Os conceitos apresentados contextualizam a contribuição acadêmica e tecnológica deste estudo com a grande área de projeto de dispositivos de controle térmico de satélites.

A descrição da metodologia científica aplicada, os objetivos e as contribuições científicas deste estudo, também são apresentados neste capítulo introdutório.

### **1.1. Programa CBERS**

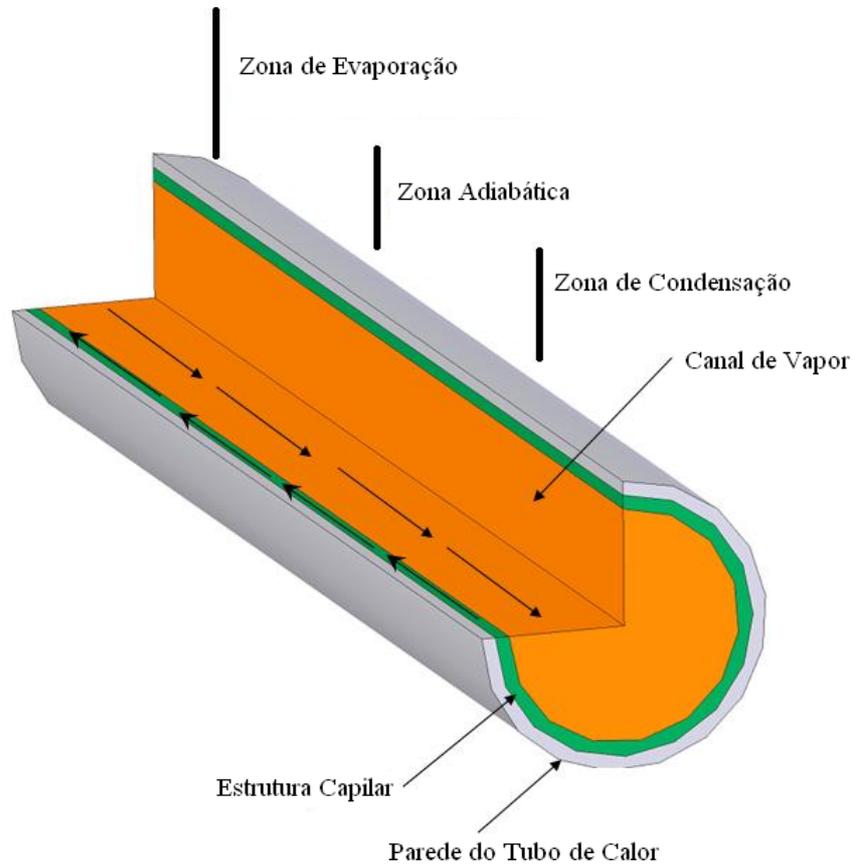
A estrutura dos satélites projetados, construídos e lançados durante o programa CBERS pode ser dividida em duas partes principais: módulo de serviço e módulo de carga útil. Nos satélites CBERS 3 e 4, entre os painéis que compõem o módulo de serviço do satélite, o painel sobre o qual se encontra acoplada a bateria do satélite (BP – Battery Panel) concentra o maior número de tubos de calor (4 tubos curvos). Os painéis PIT – TOP e MW – TOP, ambos localizados na parte superior do módulo de carga útil do satélite, concentram a maior quantidade de tubos de calor inseridos nos painéis que compõem o módulo de carga útil do satélite (PIT – TOP – 5 tubos não curvos e MW – TOP – 3 tubos não curvos).

### **1.2. Tubos de calor**

O funcionamento de um tubo de calor pode ser explicado com base em uma análise da Figura 1.1. O tubo de calor é composto por um sistema hermeticamente fechado, selado nas extremidades por dois elementos (tampas) cujo material de fabricação é o mesmo da estrutura do tubo de calor.

Neste sistema estão inseridas uma estrutura capilar e uma pequena quantidade de fluido de trabalho, onde as fases de líquido e vapor encontram – se em equilíbrio. O comprimento do tubo de calor pode ser dividido em três partes principais: zona de evaporação, zona adiabática e zona de condensação. O número de fontes de dissipação de calor que podem ser acopladas sobre o mesmo tubo, assim como as regiões de troca de calor, pode variar. A zona adiabática em determinadas aplicações de tubo de calor pode não existir (FAGHRI, 1994).

Figura 1.1 – Elementos que compõem a estrutura de um tubo de calor.

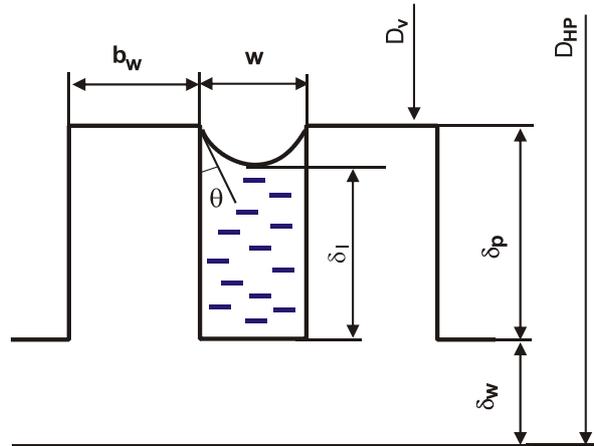


Fonte: elaborado pelo autor.

Em condições de operação, o calor dissipado sobre a zona de evaporação é conduzido através da parede do tubo e da estrutura capilar no sentido radial, ocasionando a evaporação do fluido de trabalho a partir do menisco formado nas ranhuras da estrutura capilar. Este processo provoca um aumento da pressão na zona de evaporação o que permite o escoamento do fluido na fase de vapor através da zona adiabática até a zona de condensação, onde o mesmo rejeita o calor latente absorvido na zona de evaporação (FAGHRI, 1994).

A pressão capilar, responsável por manter o fluido na fase de líquido confinado na estrutura capilar (ranhuras) (Figura 1.2), contribui para o retorno do mesmo para a zona de evaporação através da estrutura porosa no sentido axial (FAGHRI, 1994).

Figura 1.2 – Formação do menisco na estrutura capilar.



Fonte: Kiseev (2008) e Bertoldo Junior et al. (2012).

Os parâmetros geométricos apresentados na Figura 1.2 são apresentados a seguir:

$b_w$  – largura da ranhura (m)

$w$  – distância entre duas ranhuras consecutivas (m)

$D_v$  – diâmetro do canal de vapor (m)

$D_{HP}$  – diâmetro externo do tubo de calor (m)

$\delta_w$  – espessura da parede do tubo de calor (m)

$\delta_p$  – profundidade da ranhura (m)

$\delta_l$  – distância entre a base do menisco e a base da ranhura (m)

A taxa de circulação de fluido de trabalho é determinada pela intensidade de evaporação, a qual é função da carga térmica, e também pelo equilíbrio entre as forças de bombeamento capilar, forças relacionadas ao campo gravitacional, viscosidade do fluido e perdas hidráulicas. Em condições normais de operação ocorrem compensações entre as forças atuantes no escoamento do fluido de trabalho (fases de líquido e vapor) para que este equilíbrio seja mantido. O tubo de calor pode atingir o limite capilar em condições específicas de operação, o

que determina a máxima capacidade de calor que pode ser transportado pelo tubo (BRENNAN; KROLICZEK, 1979).

Em situações de operação do tubo onde as velocidades de escoamento do vapor podem atingir valores muito altos, logo podemos encontrar outros limites relacionados ao funcionamento do tubo de calor, sendo eles descritos abaixo (BRENNAN; KROLICZEK, 1979):

- limite sônico: ocorre quando a velocidade de escoamento de vapor atinge a velocidade do som.
- limite de arrasto: ocorre quando a força de arrasto gerada pelo escoamento de vapor é maior que a força capilar que mantém o líquido confinado na estrutura capilar deixam de existir. Este fenômeno é responsável por uma parte do líquido contido na estrutura capilar pode ser “arrastada” através do canal de vapor (PETERSON, 1994). Assim, o suplemento de líquido para a região de evaporação não ocorre de forma adequada.
- limite de ebulição: ocorre quando existe a nucleação de bolhas dentro da estrutura capilar na zona de evaporação, o que dificulta o processo de escoamento do líquido contido na estrutura capilar da zona de evaporação.

### **1.3. Aplicação de tubos de calor no controle térmico de satélites**

Os tubos de calor usados em aplicações espaciais podem ser divididos em dois grupos de acordo com os requisitos do projeto térmico do satélite a ser atendido:

- transportar o calor dissipado pelos equipamentos eletrônicos de um ponto para outro (zona de evaporação para zona de condensação).
- espalhar o calor dissipado pelos equipamentos eletrônicos.

Os tubos de calor apresentam uma boa relação entre a quantidade de calor transportada e o peso, além de apresentarem funcionamento simples e confiável (BRENNAN; KROLICZEK, 1979).

Em geral, quanto maior o satélite, maior é a potência dissipada pelos equipamentos eletrônicos. Assim, o número de tubos de calor inseridos nos painéis da estrutura do satélite também será maior. As quantidades de tubos de calor usadas em cada um dos satélites projetados e construídos durante o programa CBERS são citadas a seguir:

- CBERS 1 & 2: quatro tubos de calor inseridos em dois painéis com a função de dissipar o calor dissipado.
- CBERS 2B: quatro tubos de calor inseridos em dois painéis (espalhamento de calor) e quatro na câmara de captação de imagens (transporte de calor).
- CBERS 3 & 4: vinte e dois tubos de calor, todos para termoestabilização térmica de seis painéis.

#### **1.4. Motivação e apresentação do estudo**

A verificação das condições de operação dos tubos de calor embutidos nos painéis *honeycomb* precisa ser feita de forma não invasiva (a colagem de aquecedores elétricos ou de sensores de temperatura não é desejável, pois a superfície do satélite precisa ser mantida completamente limpa e intacta, uma vez que se trata de um modelo de voo), já que o processo de fabricação dos painéis, além de ser de alto custo, encontra – se concluído. Esta necessidade pode ser atendida por meio do uso de blocos aquecedores–medidores, os quais podem ser usados para aquisição dos perfis de temperatura ao longo dos tubos de calor embutidos nos painéis *honeycomb*.

Os resultados experimentais (obtidos pelos blocos aquecedores–medidores) devem ser comparados com os resultados de simulação numérica, obtidos a

partir de modelos térmicos matemáticos, os quais reproduzem as características e as condições experimentais.

Os modelos térmicos matemáticos devem ser validados a partir dos resultados experimentais sob diferentes temperaturas de operação, assim como diferentes valores de potência dissipada sobre o tubo de calor. O modelo validado pode ser usado em estudos teóricos além da simulação de diferentes hipóteses relativas ao funcionamento de tubos de calor (secagem de parte das ranhuras superiores na zona de evaporação, formação da piscina de líquido nas ranhuras inferiores na zona de evaporação, além de estudos referentes ao ajuste da condutividade térmica efetiva da estrutura capilar).

Os resultados obtidos a partir do *Gas Plug Test* possibilitam a validação do modelo térmico matemático que reproduz as condições de teste da câmara climática. Este modelo pode ser usado para determinar o comprimento da zona bloqueada no condensador do tubo. O valor referente ao comprimento da zona bloqueada possibilita o cálculo da quantidade aproximada de GNC existente no canal de vapor (número de mols ou densidade).

Por fim, deve ser desenvolvido o modelo numérico do funcionamento de tubos de calor em regime transiente com e sem a presença de gases não condensáveis, com base nas referências (PATANKAR, 1980; HALL; DOSTER, 1990; TOURNIER; EL-GENKE, 1995).

Os resultados obtidos a partir do modelo numérico devem ser comparados com resultados experimentais de tubos de calor carregados com amônia e/ou acetona com e sem a presença de GNC, além da comparação com resultados experimentais. O modelo numérico validado com dados experimentais pode ser aplicado em estudos sobre a influência da quantidade de gás não condensável na resposta dinâmica das zonas de evaporação e condensação de acordo com a dissipação de calor sobre o tubo (aquecimento–*start up* ou resfriamento–*shut down*), além de estudos sobre a dinâmica da formação da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa da zona de condensação.

## **1.5. Objetivos**

O objetivo deste trabalho é aprofundar os conceitos teóricos, simulações numéricas e de aplicação direta na área de controle térmico de satélites (técnicas experimentais) relacionados ao desempenho de tubos de calor afetados pela presença de gases não condensáveis durante testes ambientais.

## **1.6. Contribuições científicas de caráter original**

As contribuições científicas de caráter inédito deste estudo são apresentadas e discutidas a seguir:

- metodologia experimental não invasiva e prática usando blocos aquecedores–medidores para verificação da funcionalidade, avaliação do desempenho e sinais de degradação de tubos de calor embutidos em painéis estruturais.
- o modelo matemático (analítico e numérico), que possibilita na forma efetiva o estudo da formação dinâmica da barreira difusa entre as zonas ativa e inativa da zona de condensação, assim, como a resposta dinâmica das regiões de zonas de evaporação e de condensação do tubo de calor de acordo com a dissipação de calor (*start up* e *shut down*) com e sem a presença de GNC.

Os aspectos principais deste estudo (desempenho de tubos calor de alumínio ranhurados na presença de gases não condensáveis durante testes ambientais) foram abordados neste capítulo introdutório com a proposta de direcionar a leitura deste trabalho de acordo com o interesse leitor.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo reúne algumas publicações encontradas na literatura referentes a tubos de calor, as quais abordam assuntos relacionados ao objetivo deste estudo e que foram consideradas relevantes para a contextualização do tema.

Teorias relacionadas à geração de gases não condensáveis (GNC) em tubos de calor, além de estudos que sugerem metodologias para detectar a presença de GNC são apresentadas nesta revisão bibliográfica. Estudos que apresentam modelos térmicos matemáticos do funcionamento de tubos de calor em regime transiente e permanente também foram analisados.

No final deste capítulo é apresentada a análise sobre os estudos apresentados nesta revisão bibliográfica. A partir desta análise são apresentadas as contribuições do estudo proposto para a discussão de questões importantes relacionadas às características de operação de tubos de calor afetada pela presença de GNC.

### 2.1. Geração de gases não condensáveis em tubos de calor

As reações químicas que podem gerar como produto o gás não condensável ocorrem normalmente quando impurezas ou água presentes no fluido de trabalho, mesmo que em pequenas quantidades, reagem com o material de fabricação do tubo de calor. Entre os produtos mais comuns gerados a partir destas reações está o hidrogênio. Este gás normalmente não condensa em temperaturas de operação típicas de tubos de calor, - 10°C a + 50°C.

Marcus (1973) apresentou uma equação (Equação 2.1) que pode ser utilizada para o cálculo do número de mols de gás não condensável gerados em um tubo de calor fabricado com níquel e carregado com água. As constantes  $B$  e  $a$  são empíricas (experimentais).

$$n(t, T) = Bt^a e^{-Q/kT} \quad (2.1)$$

onde:

k – constante de Boltzmann (J/K)

t – tempo (horas)

T – temperatura (K)

B – constante de proporcionalidade (mol/horas)

a – constante de passivação

Q – energia de ativação (J)

n – número de mols

As reações químicas que ocorram a partir do contato entre o níquel e a água são mostradas na Equação (2.2) (MARCUS, 1973):



O gás não condensável gerado é responsável pelo bloqueio do canal de vapor na parte do condensador. A queda da temperatura na região do condensador é uma das evidências da presença de GNC (MARCUS, 1973).

## **2.2. Testes de vida (*life tests*) para detectar a geração de gases não condensáveis**

Estudos encontrados na literatura apresentaram resultados de testes de vida com longa duração (*life tests*), os quais são usados para detectar a presença de GNC em tubos de calor isolados, ou seja, tubos não embutidos em painéis *honeycomb*.

Reay e Johnson (1976) apresentaram um estudo referente à aplicação de testes de vida acelerados (o tubo funciona em temperaturas mais altas que as temperaturas usuais de operação) em tubos de calor de alumínio carregados com acetona (17.500 horas operando em temperaturas entre 75 °C e 80°C). Estes testes fizeram parte de um programa de desenvolvimento de tubos de calor para uso no sistema de controle térmico de satélites de

telecomunicações. A análise do fluido de trabalho mostrou que houve a decomposição da acetona em diacetona álcool e demais produtos referentes a esta reação química (decomposição da acetona em subprodutos em altas temperaturas acima de + 90°C). Entretanto, esta temperatura é bem maior que a máxima temperatura de operação da maioria dos equipamentos embarcados em satélites (+ 45°C).

Lobanov et al. (1991) apresentaram um estudo referente a testes de vida funcionais (tubo de calor operando durante um longo intervalo de tempo sob condições usuais de operação), testes de vida acelerado, além da verificação das condições de operação de tubos de calor que permaneceram estocados por um intervalo de tempo de longa duração. As três linhas de estudo apresentadas neste trabalho foram aplicadas também aos 70 tubos de calor de condutância variável (tubos carregados com gás não condensável e acetona) fabricados com alumínio. O tempo de vida útil dos tubos de calor utilizados neste estudo foi calculado pela equação de Arrhenius.

O trabalho publicado por Barantsevich e Shabalkin (2003) aborda os testes de vida acelerado aos quais foram submetidos tubos de calor axialmente ranhurados fabricados com alumínio 6063 e carregados com amônia. Os resultados obtidos foram comparados antes e depois do teste de vida acelerado. Neste estudo, a equação de Arrhenius também foi aplicada para estimar a vida útil dos tubos de calor destinados ao uso no controle térmico do painel da bateria da International Space Station (ISS).

### **2.3. Modelos térmicos matemáticos de painéis *honeycomb* com tubos de calor embutidos**

Os modelos térmicos matemáticos são ferramentas de grande aplicação em projetos de sistemas de controle térmico. Eles podem ser desenvolvidos na forma simplificada através softwares comerciais (por exemplo, SINDA FLUENT THERMAL DESKTOP) ou modelos numéricos (detalhados e mais complexos) os quais podem ser validados por meio de resultados experimentais. Esta

seção apresenta trabalhos referentes ao uso de modelos térmico-matemáticos em projetos relacionados a sistemas de controle térmico de satélites.

Rassamakin et al. (2002) e Rassamakin et al. (2007, 2009) apresentaram resultados de simulações do desempenho de tubos de calor com ranhuras axiais embutidos em painéis *honeycomb*. Neste trabalho foram apresentados estudos referentes aos fenômenos de troca de calor por radiação e por condução (desconsiderando – se os fenômenos internos existentes no canal de vapor). A influência do GNC não foi considerada.

Antonov e Alekseev (2009) apresentaram a modelagem matemática dos fenômenos de transferência de calor observados em painéis *honeycomb* de satélites. O foco deste trabalho foi o estudo da distribuição da temperatura e do fluxo de calor.

Vlassov (2005, 2008) apresentou em ambas as referências, a modelagem matemática 1D da operação de tubos de calor embutidos em painéis *honeycomb* carregados com acetona em regime transiente de operação. Os escoamentos de vapor e líquido foram simulados junto com a distribuição de temperatura.

As referências apresentadas nesta seção não exploraram a hipótese de um tubo calor operar em ambiente espacial com a presença de GNC no canal de vapor.

#### **2.4. Modelagem matemática (analítica e numérica) do funcionamento de tubos de calor**

Os trabalhos relacionados a modelagem matemática do funcionamento de tubos de calor que foram selecionados após a revisão bibliográfica da literatura são apresentados nesta seção em ordem cronológica. A análise de como os trabalhos de modelagem matemática evoluíram com o passar dos anos é importante para contextualizar a modelagem matemática do escoamento de vapor com e sem a presença de gás não condensável no canal de vapor de tubos de calor.

Cotter (1965) publicou um relatório no qual são apresentadas abordagens teóricas sobre os fenômenos de transporte existentes em tubos de calor. As equações de conservação de massa e conservação de momentos foram usadas para modelar o funcionamento de um tubo de calor em regime permanente de transferência de calor. O escoamento do fluido na fase de vapor pode ser modelado de acordo com as características de um escoamento incompressível (a densidade do fluido na fase de vapor não muda ao longo do escoamento) em regime laminar. Ainda neste mesmo trabalho, Cotter (1965) fez uma avaliação qualitativa sobre o *start up* de tubos de calor.

Alguns anos mais tarde surgiram códigos computacionais que modelavam matematicamente o funcionamento de tubos de calor em regime transiente, entre eles, Ernest (1982) apresentou o código computacional A37, propriedade da empresa THERMACORE. Este código tinha por finalidade auxiliar no projeto de tubos de calor através da correlação entre os resultados de simulação numérica e os resultados experimentais obtidos nos testes realizados em programas de desenvolvimento de tubos de calor. A partir da variação de temperatura na parede da zona de evaporação os demais parâmetros podiam ser recalculados mediante um método iterativo.

Ramson (1986) apresentou na Segunda Conferência sobre Métodos de Simulação em Engenharia Nuclear o código computacional ATHENA (Advanced Thermal Hydraulic Energy Network Analyser) o qual proporcionou grandes avanços nos estudos relacionados à simulação do funcionamento de tubos de calor em regime transiente. O código ATHENA permitia a simulação de processos transientes elementares, tais como sistemas hidrodinâmicos bifásicos e a troca de calor entre a estrutura capilar e a parede do tubo de calor.

O trabalho apresentado por Ramson (1986) mostrou os esforços que foram realizados de modo a aumentar as possibilidades de simulação dos fenômenos de transporte existentes na operação de um tubo de calor em regime transiente. Estes esforços incluíam a evolução da capacidade dos métodos

analíticos, assim como a evolução da qualidade dos modelos numéricos o que proporcionou a redução do tempo de trabalhos experimentais nos laboratórios de pesquisa.

Hall e Doster (1990) apresentaram o código computacional THROHPUT (*Thermal Hydraulic Response of Heat Pipes under Transients*) com o objetivo modelar fenômenos de transporte em regime transiente que ocorrem no interior de tubos de calor: transferência de calor por convecção de massa, evaporação e condensação do fluido de trabalho, além da concentração e difusão de GNC ao longo do tubo de calor. O código THROHPUT utiliza métodos numéricos totalmente implícitos.

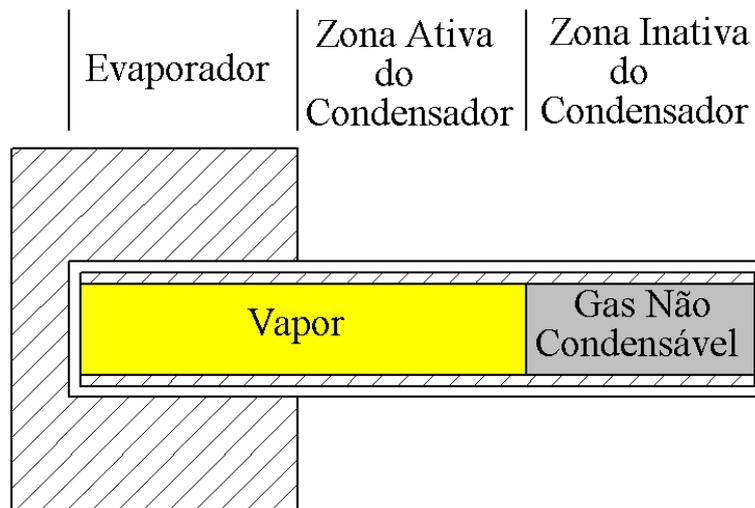
Tournier e El – Genk (1995) apresentaram o código computacional HPTAM, criado a partir da modelagem matemática em duas dimensões (2D) do funcionamento de um tubo de calor carregado com água. O modelo reproduz o escoamento do fluido de trabalho na fase de vapor (água) com e sem a presença de gás não condensável. Esta modelagem matemática foi validada com resultados experimentais.

## **2.5. Zona bloqueada por gases não condensáveis considerando – se fronteira plana**

Segundo Cotter (1965), as equações que regem o funcionamento de um tubo de calor (equação da conservação de massa e equação da conservação de momentos) podem ser usadas para modelar a influência da presença de GNC no funcionamento de tubos de calor, porém é necessária a adição de termos referentes ao estado de pressão e temperatura do gás não condensável em questão.

Através de uma formulação matemática simples, a qual explica o funcionamento de tubos de calor de condutância variável, Marcus (1972), mostra como pode ser calculado de forma aproximada o comprimento da zona do condensador que encontra – se bloqueada por GNC Figura 2.1.

Figura 2.1 – Tubo de calor de condutância variável, evaporador, zonas ativa e inativa do condensador.



Fonte: adaptado de Marcus (1972).

Algumas hipóteses simplificadoras foram consideradas nesta formulação matemática por Marcus (1972):

- regime permanente;
- interface rígida entre a zona ativa e a zona inativa do canal de vapor;
- a condução axial de calor é negligenciada;
- a pressão absoluta ao longo do comprimento do tubo de calor mantém - se (as perdas de carga ao longo do canal de vapor não são consideradas);
- a mistura (gás não condensável e vapor) é admitida como a mistura de gases ideais.

Estas hipóteses devem ser levadas em consideração na aplicação da Equação (2.3), a qual pode ser usada para calcular a taxa de calor trocada entre a zona compreendida pelo condensador e o ambiente (MARCUS, 1972).

$$Q = hAL_a(T_{va} - T_s) \quad (2.3)$$

onde:

Q – taxa de transferência de calor (W)

h – coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m<sup>2</sup>K)

A – área de troca de calor por unidade de comprimento do condensador (m<sup>2</sup>)

L<sub>a</sub> – comprimento da zona ativa do condensador (m)

T<sub>va</sub> – temperatura de vapor na zona ativa do condensador (K)

T<sub>s</sub> – temperatura do elemento dissipador de calor (K)

O cálculo da taxa de transferência de calor entre o condensador e o ambiente considera que o número de moles de gás não condensável mantém – se constante. O canal de vapor pode ser dividido em células de tamanho infinitesimal, assim o número de moles de gás não condensável existente em cada uma dessas células da zona bloqueada pode ser calculado através da Equação (2.4) (MARCUS, 1972).

$$dn = \frac{P_{GNC}}{R_u T_{GNC}} dV \quad (2.4)$$

onde:

dn – número de moles de GNC em cada uma das células

P<sub>GNC</sub> – pressão parcial de GNC em cada uma das células (Pa)

T<sub>GNC</sub> – temperatura de GNC na zona bloqueada do condensador (K)

R<sub>u</sub> – constante universal dos gases

O número de moles de gás não condensável existente em todo o volume da zona do condensador pode ser calculado por meio da Equação (2.5), que é obtida a partir da integração da Equação (2.4), uma vez que o comprimento da zona ativa do condensador é definido (MARCUS, 1972; CHI, 1976).

$$n = \frac{P_{GNC} (L_e - L_a) A_v}{R_u T_{GNC}} \quad (2.5)$$

onde:

$A_v$  – área da secção central do canal de vapor ( $m^2$ )

$L_c$  – comprimento total do condensador (m)

Segundo Marcus (1972) e Chi (1976), a temperatura da zona bloqueada pelo gás não condensável e a temperatura do elemento dissipador de calor tem o mesmo valor, logo pode – se escrever a Equação (2.6):

$$\left. \begin{array}{l} P_g = P_{va} - P_{vs} \\ T_g = T_s \end{array} \right\} \quad (2.6)$$

onde:

$P_{va}$  – pressão de vapor na temperatura de vapor da zona ativa do condensador (pressão total) (Pa).

$P_{vi}$  – pressão parcial de vapor na temperatura de vapor da zona inativa do condensador (Pa).

Substituindo a Equação (2.6) na Equação (2.5), após manipulações algébricas é obtida a Equação (2.7) (MARCUS, 1972):

$$Q = hA(T_{va} - T_s) \left[ L_c - \frac{nR_u T_s}{A_v (P_{va} - P_{vs})} \right] \quad (2.7)$$

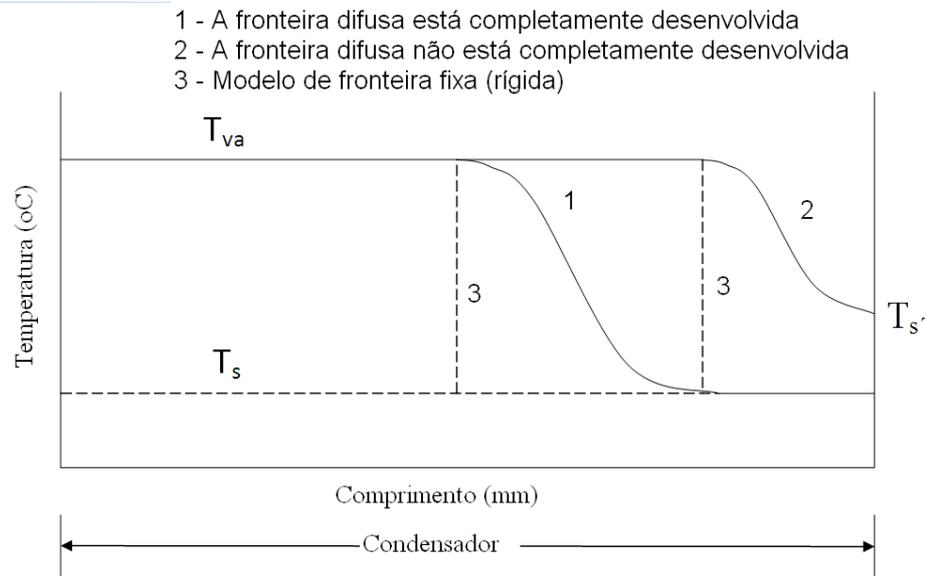
A Equação (2.7) descreve o efeito característico de transferência de calor que ocorre em um tubo de calor de condutância variável. Esta equação negligencia a condução de calor axial e o fenômeno de difusão do gás não condensável, mas possibilita uma análise preliminar satisfatória do projeto de tubos de calor de condutância variável (MARCUS, 1972).

## **2.6. Zona bloqueada por gases não condensáveis considerando-se fronteira difusa**

Segundo Marcus (1972), resultados experimentais mostram que o aumento da concentração de gás não condensável na região de condensação do tubo de calor ocorre de forma suave, ou seja, existe uma fronteira difusa entre a zona ativa e a zona inativa (zona bloqueada) da região de condensação. Esta

análise publicada por Marcus (1972) está ilustrada na Figura 2.2, a qual apresenta o conceito relacionado à formação da fronteira difusa, comparando os perfis característicos relacionados à fronteira difusa e à fronteira fixa (rígida).

Figura 2.2 – Perfis de temperaturas característicos durante a formação da fronteira difusa e fronteira fixa (rígida).



Fonte: adaptado de Marcus (1972).

Ainda neste mesmo trabalho, Marcus (1972) apresentou uma formulação analítica para o cálculo do número de moles de gás não condensável existente na região de condensação (Equação - 2.8). Esta formulação é válida de acordo com a hipótese de que a fronteira entre a zona ativa e a zona inativa da região de condensação é difusa.

$$n = A_v \int_0^{L_c} \left[ \frac{P_{GNC\_i}(T_i(z))}{R_u T_i} \right] dz \quad (2.8)$$

A  $(T_i)$  temperatura na interface entre a zona inativa e a zona ativa pode ser calculada em função de  $(X_i)$ , que é a fração de gás não condensável presente no canal de vapor do tubo, através da aplicação das Equações (2.9) e (2.10):

$$x_i = 1 - e^{-\left(\frac{\lambda}{RT_{ev}}\right)\left(\frac{T_{ev}}{T_i - 1}\right)} \quad (2.9)$$

$$T_i = \frac{T_{ev}}{1 + \frac{RT_{ev}}{\lambda} \ln\left(\frac{1}{1-x_i}\right)} = \frac{T_{ev}}{1 + \frac{T_{ev}}{T_o} \ln\left(\frac{1}{1-x_i}\right)} \quad (2.10)$$

A análise da Equação (2.10) mostra que a temperatura na interface da fronteira entre a zona inativa e a zona ativa do condensador depende diretamente da fração de gás não condensável  $X_i$  presente no canal de vapor. Esta conclusão confirma que a quantidade de gás tem influência na forma como ocorrerá a distribuição de temperaturas na interface da fronteira entre a zona ativa e a zona inativa do condensador.

## **2.7. Estudos sobre o desempenho de tubos de calor inseridos em painéis *honeycomb* com o objetivo de detectar a presença de gás não condensável**

Apenas dois trabalhos cujo objetivo era verificar o funcionamento de tubos de calor embutidos em painéis *honeycomb* foram encontrados durante a revisão da literatura.

Guoqiang e Zengfu (2007) apresentaram resultados experimentais relativos a testes realizados nos painéis *honeycomb* do satélite CBERS-2, os quais foram armazenados entre os anos de 1997 e 2003 (ano de lançamento do satélite). A montagem usada é bastante simples, pois consiste apenas na colagem de um termopar sobre a superfície do painel na região próxima da qual foi colado um aquecedor elétrico e outro termopar colado na região oposta. Este estudo é muito limitado, uma vez que se resume a verificar se o tubo de calor inserido no painel apresenta resposta ao fluxo de calor dissipado ou não.

Smirnov (2009) propôs uma metodologia para a detecção da presença de GNC em tubos de calor, a qual previa o uso de um elemento Peltier. O elemento Peltier pode ser usado tanto para dissipar quanto para retirar calor do tubo. O autor desse trabalho tinha por objetivo detectar a presença de GNC comparando perfis de temperatura ao longo do tubo de calor.

A análise da metodologia apresentada por Smirnov (2009) mostra que o uso da mesma para detectar a presença de GNC em tubos de calor inseridos em painéis *honeycomb* apresenta certas limitações. O funcionamento do elemento Peltier sobre painéis *honeycomb* isolados ou integrados à estrutura do satélite pode ocasionar a condensação da umidade do ambiente sobre o painel, o que não é desejável.

## **2.8. Considerações finais**

De acordo com as informações levantadas na revisão bibliográfica aqui apresentada, é possível afirmar que:

- a metodologia mais usada para a detecção de GNC é o *life test*. Uma metodologia que necessita de muito tempo de testes laboratoriais para a detecção de qualquer anomalia.
- os modelos de simulação computacional apresentados na literatura não reproduzem de forma satisfatória o desempenho de tubos de calor embutidos em painéis *honeycomb* com a presença de GNC, assim como os perfis de temperatura na zona bloqueada por GNC existente no condensador.
- os modelos de simulação numérica evoluíram muito ao longo dos anos, inclusive foram apresentados na literatura modelos completos em duas dimensões (2D) da operação de um tubo de calor em regime transiente com a presença de GNC. A análise dos modelos apresentados na literatura mostra que apesar de serem completos, são extremamente complexos, uma vez que necessitam de um número maior de hipóteses simplificadoras (principalmente em relação ao campo de velocidades). As hipóteses simplificadoras aumentam as incertezas relacionadas ao modelo matemático. Assim, a proposta de inserir estes modelos em softwares comerciais, por exemplo, SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP, torna-se muito difícil e não eficiente em termos de aplicação numérica.

- o modelo analítico apresentado por Marcus (1972) para a formação da fronteira difusa entre a zona ativa do condensador e a zona bloqueada por GNC aborda a modelagem do fenômeno em regime permanente, o que é um fator limitante. A proposta atual é a modelagem do fenômeno em regime transiente, uma abordagem que diminui bastante o tempo dos ensaios em laboratório.
- os estudos apresentados sobre tubos embutidos em painéis *honeycomb* ainda são pouco conclusivos e apresentam uma metodologia ainda invasiva, ou seja, inválida para o uso em verificações de tubos de calor em satélites já integrados.



### **3 MODELOS TÉRMICOS MATEMÁTICOS DE TUBOS DE CALOR SEM GNC E COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS**

Os modelos térmicos matemáticos possibilitam o estudo do efeito de fenômenos relacionados à operação de tubos de calor tais como a secagem das ranhuras superiores e a formação da piscina de líquido nas ranhuras inferiores. Estes fenômenos foram observados em testes realizados sob efeito do campo gravitacional terrestre e afetam o desempenho do tubo de calor.

A validação e ajuste dos parâmetros destes modelos podem ser feitas através da comparação dos resultados de simulação com resultados experimentais. O modelo (uma vez que os parâmetros estejam ajustados) pode ser usado para a simulação da distribuição de temperaturas em função dos fenômenos existentes. A partir dos perfis de temperatura, os parâmetros importantes no projeto de tubos de calor podem ser calculados, por exemplo, a condutividade efetiva da estrutura capilar.

A montagem experimental usada para o estudo do desempenho do tubo de calor carregado com acetona sem gás não condensável, assim, como o modelo térmico matemático desenvolvido com auxílio do software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP cuja finalidade é reproduzir os perfis de temperatura experimentais, são apresentados e discutidos neste capítulo.

#### **3.1. Montagem experimental**

O estudo experimental descrito nesta seção, também, está documentado no relatório técnico publicado em caráter interno na coordenação de engenharia e tecnologias espaciais do INPE por Santos et al. (2014) e na referência (BERTOLDO JUNIOR et al., 2014).

O espécime utilizado foi um tubo de calor com ranhuras axiais fabricado com alumínio 6063 e carregado com acetona. Os parâmetros referentes à geometria da seção transversal do tubo são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Parâmetros geométricos do tubo de calor.

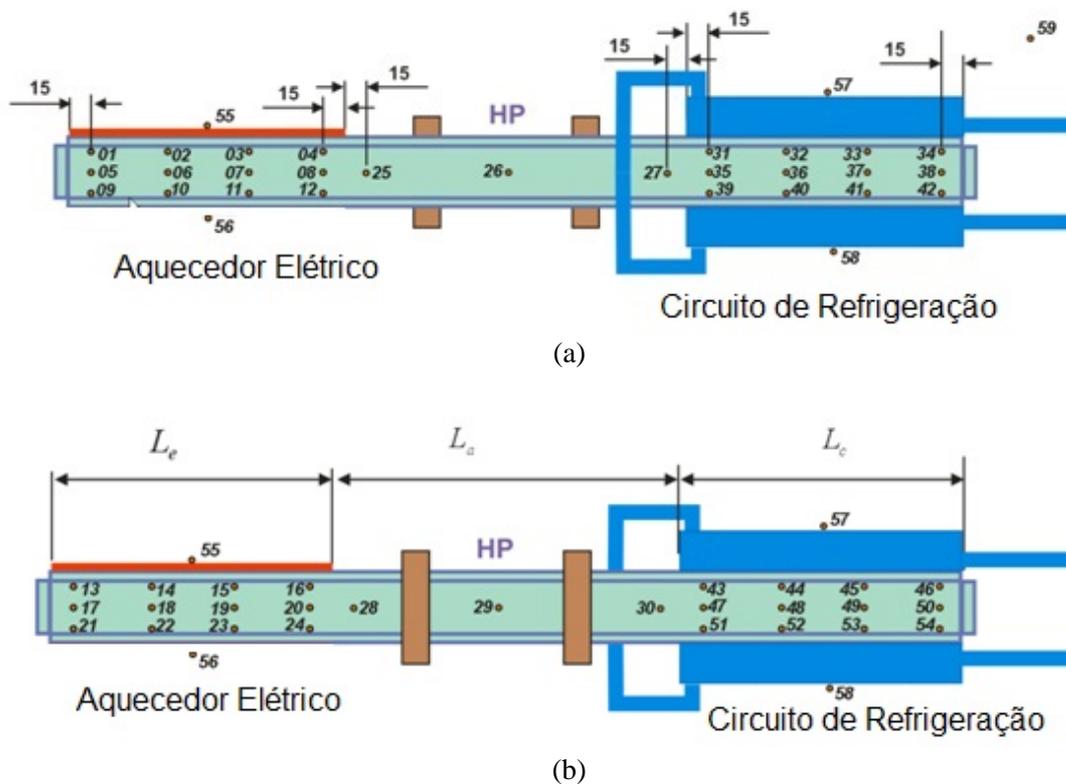
Comprimento do tubo	730 mm	Altura média das ranhuras	1,81 mm
Diâmetro externo	19 mm	Comprimento do evaporador	180 mm
Diâmetro interno	18,4 mm	Comprimento do condensador	180 mm
Diâmetro do canal de vapor	12,5 mm	Número de ranhuras	22
Largura média das ranhuras	1,37 mm	Carga de acetona	28,3 g

Fonte: Santos et al. (2014)

A montagem experimental contém os seguintes elementos: aquecedor elétrico (*skin heaters*), dois blocos – refrigeradores, banho termostático (usado para controle da temperatura de operação do tubo de calor) e 59 termopares de tipo T, AWG30, precisão de  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ . O banho termostático foi utilizado para controlar a temperatura do fluido refrigerante que circula através dos blocos refrigeradores.

A Figura 3.1 mostra a distribuição dos termopares colados ao longo do tubo de calor em vista superior e inferior, respectivamente, além da posição do aquecedor elétrico e do sistema de refrigeração.

Figura 3.1 – Posição dos termopares ao longo do tubo de calor: vista de cima (a) e de baixo (b).

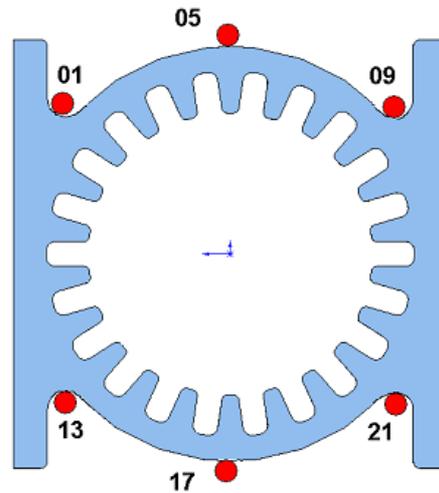


Fonte: Santos et al. (2014).

As posições dos termopares colados nas regiões de evaporação e condensação possuem distâncias semelhantes.

A Figura 3.2 mostra a distribuição dos termopares em torno de uma seção transversal do tubo calor. Esta distribuição permite detectar os efeitos associados com a eventual secagem das ranhuras superiores na zona de evaporação.

Figura 3.2 – Posição de termopares na seção transversal de evaporador.



Fonte: Santos et al. (2014).

Os termopares foram colocados em contato direto com a superfície do tubo de calor e fixados com fita KAPTON® sobreposta por fita de alumínio de forma a diminuir as incertezas relacionadas a resistência térmica de contato dos sensores de temperatura.

O tubo foi posicionado sobre uma mesa giratória. A inclinação da mesa giratória é verificada através do uso de um inclinômetro digital Mitutoyo, modelo PRO3600, com precisão de leitura de 0,05° e sensibilidade 0,01°.

O tubo de calor e a mesa giratória estão com a mesma inclinação em relação ao plano horizontal, uma vez que o tubo é fixado sobre a mesa giratória através de suportes fabricados com celeron.

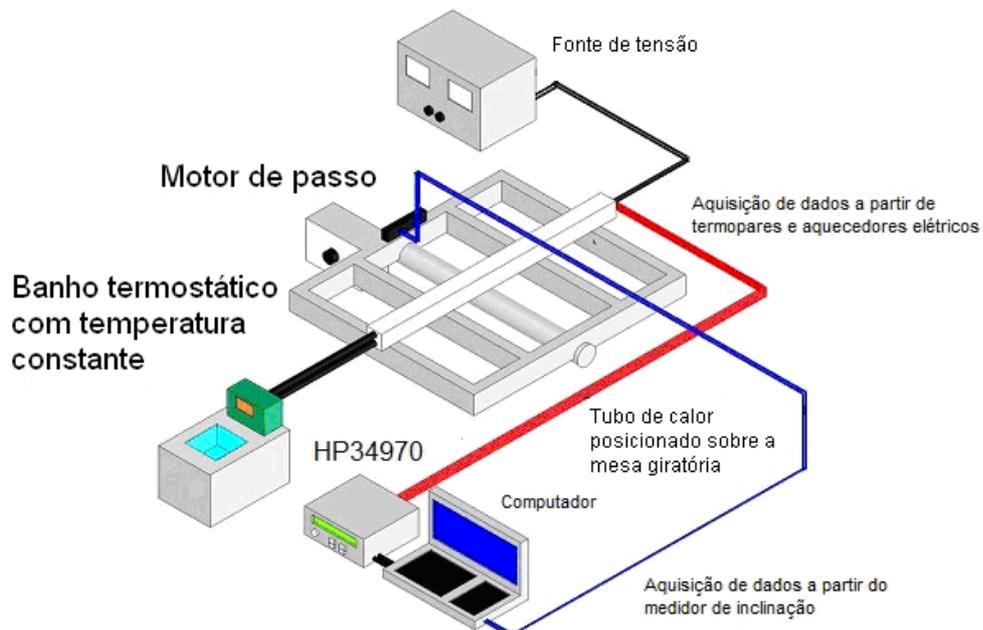
As Figuras 3.3 e 3.4 mostram a bancada de testes e uma representação esquemática da montagem experimental posicionada sobre a mesa giratória e seus componentes, respectivamente.

Figura 3.3 – Bancada de Testes (Tubo de Calor com Isolamento Térmico)



Fonte: foto tirada pelo autor.

Figura 3.4 – Representação esquemática da bancada de testes e seus componentes.



Fonte: adaptado de Bertoldo Junior et al. (2015)

A distribuição dos elementos principais usados na montagem experimental pode ser visualizada nas Figuras 3.3 e 3.4, assim, como a forma como os componentes estão conectados.

A temperatura de operação do tubo de calor pode ser controlada através do banho termostático em uma faixa de temperaturas que vai de - 30°C até +100°C com uma precisão de  $\pm 1^\circ\text{C}$ . O fluido refrigerante utilizado é uma mistura de água (50%) e etileno glicol (50%) com vazão de 3,3 l/min.

Os testes foram realizados considerando-se três patamares de potência dissipada: 15 W, 30 W e 45 W. Os valores da temperatura de operação do tubo de calor em regime permanente utilizados nos testes foram: 0°C, 30 °C e 50°C. O critério para definição do regime permanente de operação toma como referência a variação da temperatura na zona central do evaporador (TC06 e TC18), a qual tem de ser menor ou igual a 0,5°C/10 minutos. Os efeitos da variação da temperatura do ar ambiente do laboratório não foram considerados.

A temperatura média da zona adiabática (média aritmética dos valores obtidos pelos termopares 26 e 29) é considerada a temperatura de operação do tubo de calor.

### **3.2. Modelo térmico matemático (SINDA FLUENT THERMAL DESKTOP)**

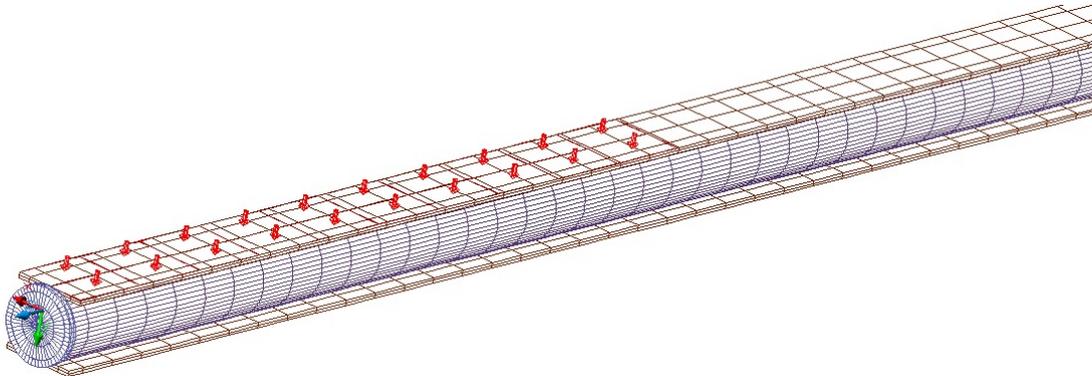
No desenvolvimento do modelo térmico matemático foram adotadas as seguintes hipóteses e simplificações:

- O canal de vapor do tubo de calor foi simulado como um cilindro sólido de alta condutividade correspondente a condutância efetiva do tubo de calor em operação ( $k_{\text{eff}} \sim 2000 \dots 4000 \text{ W/m/K}$ ).
- A influência da formação da piscina de líquido na parte inferior do tubo não foi considerada.
- A influência da eventual secagem das ranhuras superiores do tubo não foi considerada.
- A possível comunicação hidráulica entre ranhuras nas tampas do tubo de calor (devido ao *gap* na solda) não foi considerada.

- Os processos de evaporação e condensação foram simulados assumindo que a troca de calor entre o parede do tubo e o cilindro do canal do vapor pode ser representado usando coeficiente de troca de calor efetivo, considerando-se valores distintos para as zonas de evaporação e condensação (Esta abordagem é amplamente usada na modelagem de tubos de calor (TOURNIER; EL-GENK, 1995)).
- Os limites de operação (capilar, sônico, ebulição) não foram considerados.
- As propriedades termo-físicas são consideradas como sendo não dependentes da temperatura.

O modelo térmico matemático desenvolvido é apresentado na Figura 3.5. Nesta mesma figura podem ser visualizados alguns dos elementos de um tubo de calor, tais como o canal de vapor e a estrutura capilar.

Figura 3.5 - Modelo de simulação do tubo de calor inserido na montagem experimental.



Fonte: Bertoldo Junior et al. (2014).

O aquecedor elétrico colado sobre a interface de transferência de calor é reproduzido por uma superfície retangular, sendo atribuído ao mesmo o material de fabricação dos aquecedores elétricos. A dissipação de calor pelo *heater* é visualizada por flechas vermelhas.

O canal de vapor foi dividido em 73 elementos de modo a avaliar com precisão a distribuição de temperaturas na direção longitudinal do mesmo. Ele foi

representado no modelo de simulação computacional através de sólidos, aos quais são atribuídos altos valores de condutividade térmica efetiva.

A estrutura capilar, também, foi construída utilizando sólidos, aos quais foram atribuídos valores de condutividade térmica efetiva. Os valores utilizados em cada uma das hipóteses simuladas foram calculados de forma analítica de acordo com a referência (CHI, 1976). O canal de vapor e a estrutura capilar foram divididos, ambos, da mesma forma ao longo do seu comprimento. A região de evaporação foi dividida em 21 elementos e a região de condensação foi dividida em 52 elementos.

A densidade da malha numérica foi otimizada por meio de testes numéricos, aumentando gradualmente o número de células (elementos) numéricas. O número das divisões é considerado ótimo quando o resultado já não apresenta dependência do aumento da densidade da malha numérica.

Os valores de condutividade efetiva da estrutura capilar referente às regiões de evaporação e condensação são diferentes, uma vez que o preenchimento das ranhuras pelo líquido e as características de operação também são distintas.

Estudos adicionais sobre os fenômenos de evaporação e de condensação em ranhuras de diferentes geometrias foram realizados, conforme pode ser visualizado nos APÊNDICES A e B. Nestes estudos foram construídos modelos de simulação usando o software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP, o que possibilitou que fossem exploradas diferentes hipóteses referentes aos fenômenos de evaporação e condensação em ranhuras de diferentes geometrias.

A influência destes parâmetros no valor da condutividade efetiva da estrutura capilar também foi avaliada, o que deu suporte a modelagem do funcionamento de um tubo de calor axialmente ranhurado. Estes resultados foram usados na definição dos coeficientes de troca de calor interno entre a estrutura capilar e o canal de vapor.

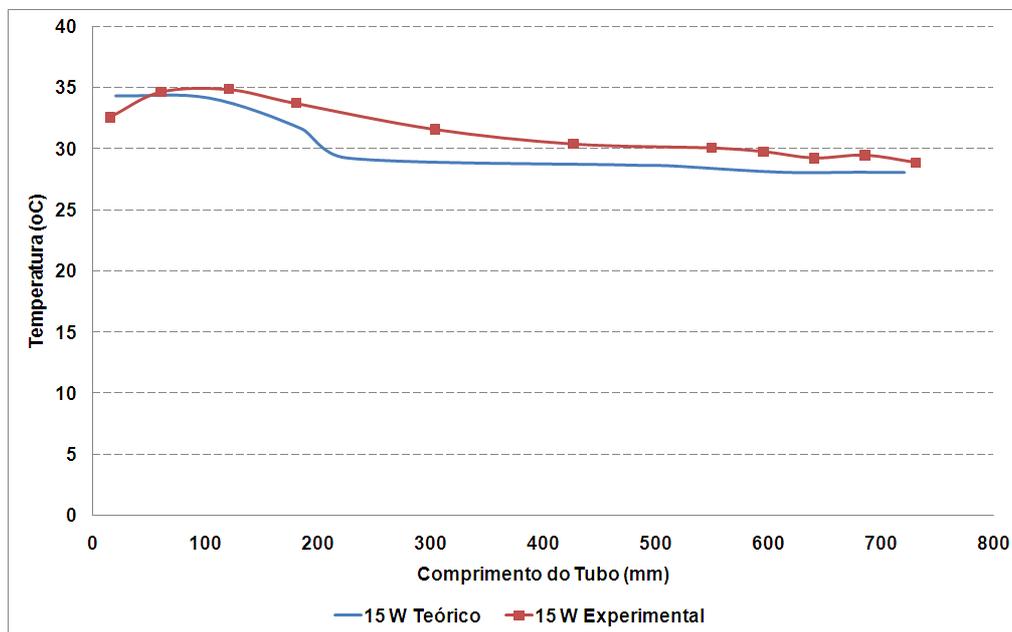
### 3.3. Comparação entre os resultados experimentais e os resultados teóricos (SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP)

O modelo térmico matemático desenvolvido reproduz diferentes condições de operação do tubo de calor carregado com acetona. As temperaturas de operação da zona adiabática simuladas são: 0°C, 30°C e 50°C.

Os perfis de temperatura obtidos dos dados experimentais foram comparados com os perfis de temperatura teóricos (obtidos a partir do modelo térmico matemático).

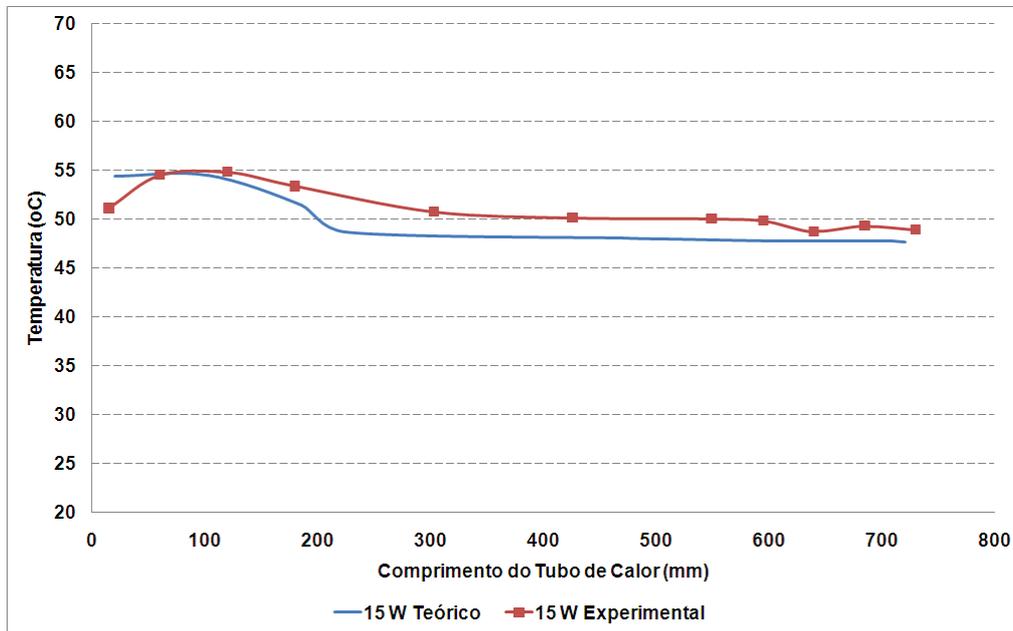
As Figuras 3.6 – 3.7 apresentam a superposição dos perfis experimentais e dos perfis numéricos tomando como referência as ranhuras inferiores das secções transversais do tubo de calor para a potência dissipada de 15 W.

Figura 3.6 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras inferiores.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

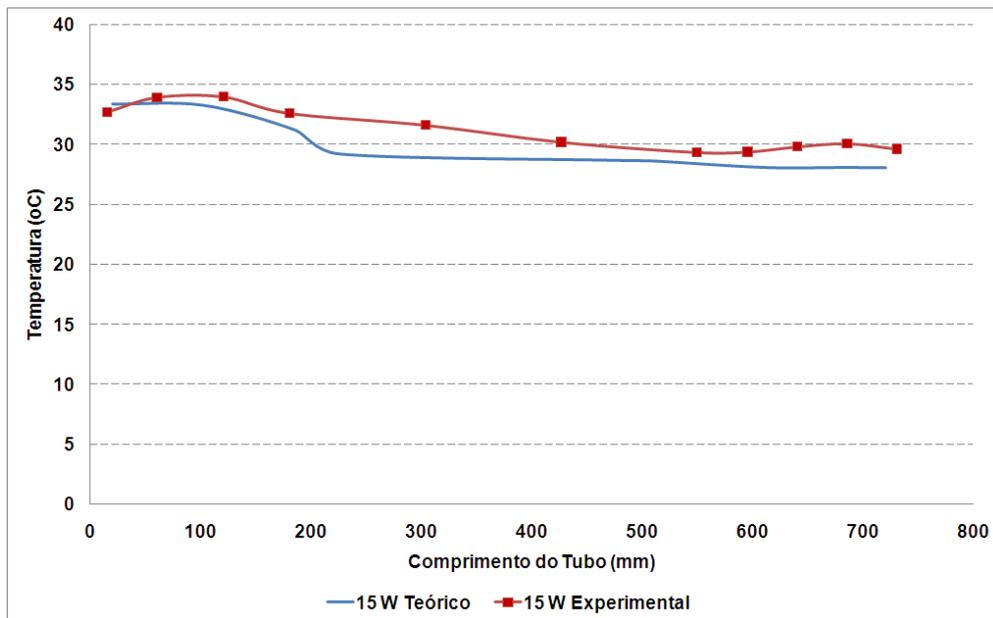
Figura 3.7 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras inferiores.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

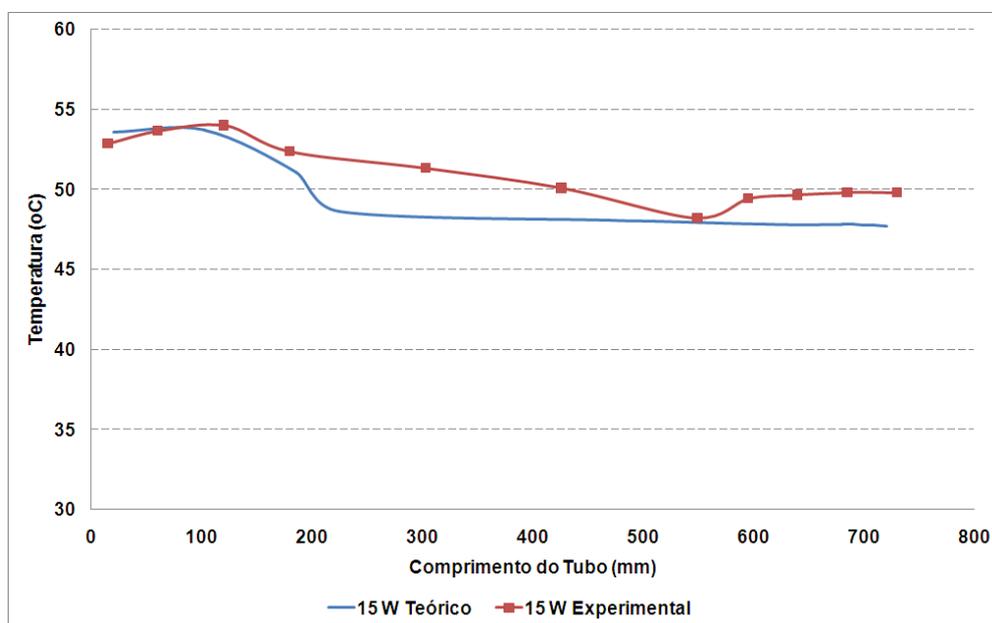
As figuras 3.8 – 3.9 apresentam a superposição dos perfis experimentais e dos perfis numéricos tomando como referência as ranhuras superiores das seções transversais do tubo de calor para a potência dissipada de 15 W.

Figura 3.8 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras superiores.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 3.9 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras superiores.

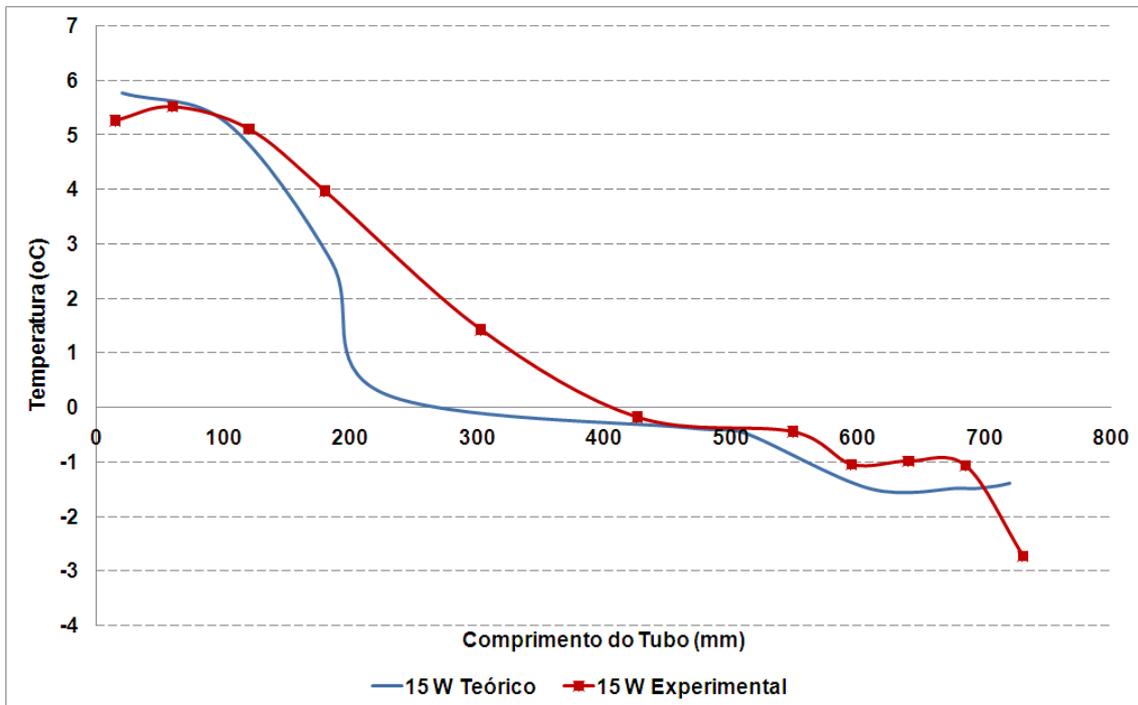


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Os resultados apresentados nas Figuras 3.6 – 3.9 mostram que a diferença de temperatura entre a região de evaporação e a região de condensação diminui com o aumento da temperatura de operação do tubo de calor carregado com acetona. A partir de uma determinada faixa de temperatura de operação a capacidade de transporte de calor da acetona aumenta de forma considerável, o que pode ser uma explicação razoável para a queda na diferença de temperaturas entre a região de evaporação e a região de condensação, conforme pode ser observado nos perfis de temperatura apresentados nas Figuras 3.6 – 3.9.

As Figuras 3.10 – 3.11 mostram a superposição dos perfis experimentais e dos perfis numéricos tomando como referência a temperatura de operação do tubo de calor de 0°C potência dissipada de 15 W.

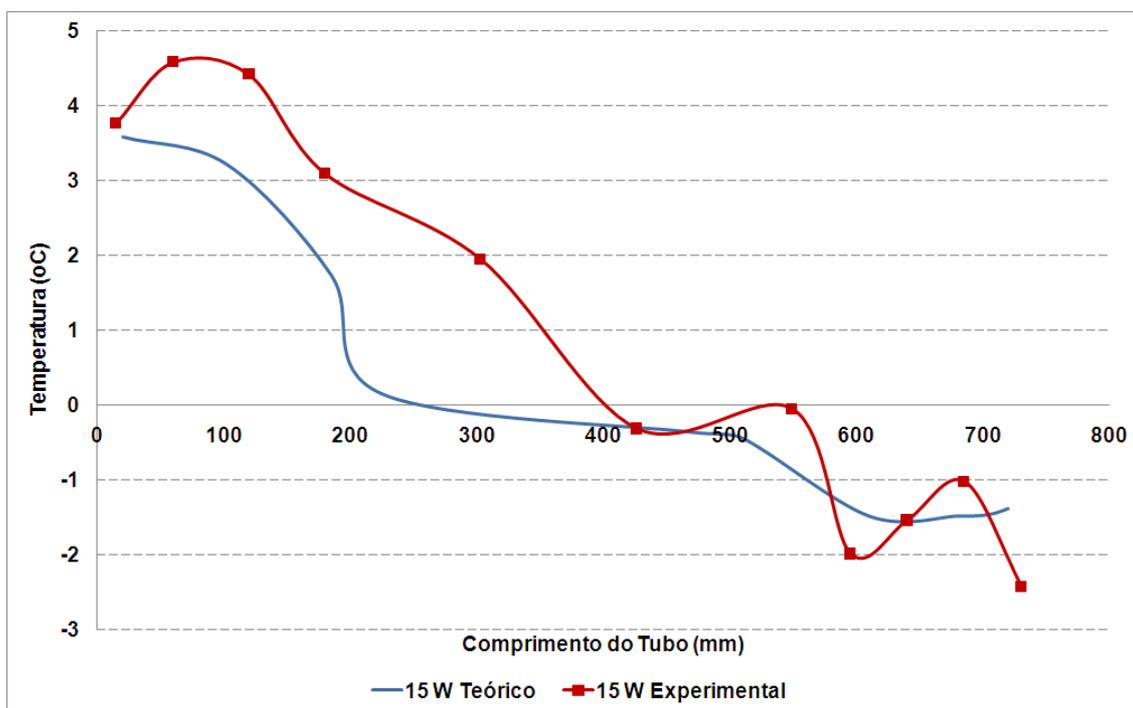
Figura 3.10 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras inferiores.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A análise dos resultados apresentados na Figura 3.10 mostra que existe uma diferença de temperatura considerável entre as regiões de evaporação e condensação do tubo de calor carregado com acetona. Esta diferença de temperatura pode ser explicada pela formação da piscina de líquido sobre as ranhuras inferiores. A piscina de líquido aumenta a resistência térmica à passagem do fluxo e calor dissipado sobre a estrutura capilar, o que aumenta a temperatura nas ranhuras inferiores na região de evaporação.

Figura 3.11 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 15 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras superiores.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A análise dos resultados apresentados na Figura 3.11 mostra que existe uma diferença de temperatura considerável entre a região de evaporação e a região de condensação. A explicação para este fenômeno é complementar ao fenômeno observado nesta mesma temperatura de operação, nesta mesma potência dissipada (formação da piscina de líquido), uma vez que o volume de líquido que deveria estar nas ranhuras superiores por efeito do campo gravitacional forma a piscina de líquido nas ranhuras inferiores.

Além dos resultados apresentados nas Figuras 3.6 – 3.11 foram obtidos resultados adicionais de acordo com os demais valores de potência dissipada sobre o tubo de calor e demais temperaturas de operação citados. Estes resultados podem ser visualizados no APÊNDICE C.

Os ajustes do modelo buscam corrigir o valor da condutividade efetiva da estrutura capilar da região de evaporação por meio de um fator que ajusta a

porcentagem (quantidade relativa) de ranhuras preenchidas pelo fluido na fase líquida.

As trocas de calor internas por convecção e os efeitos do filme de condensação não foram consideradas no modelo apresentado, logo, é necessária a aplicação de um fator de correção para ajustar a condutividade efetiva da estrutura capilar das regiões adiabática e de condensação. Em alguns casos o uso de fatores maiores que 1 pode ser necessário para que o perfil de temperaturas obtido a partir das simulações numéricas se aproxime do perfil de temperaturas experimental.

A Tabela 3.2 apresenta os valores referentes aos fatores de preenchimento e inundação da estrutura capilar na zona de evaporação e os fatores de ajuste da condutividade efetiva da estrutura capilar na zona de condensação no tubo carregado com acetona.

O fator de preenchimento pode ser definido como sendo a razão entre o número de ranhuras preenchidas pelo líquido e o número total de ranhuras na secção do tubo de calor.

O fator de inundação pode ser definido como sendo a razão entre a altura de líquido contido nas ranhuras e a altura das mesmas.

Tabela 3.2 – Fatores de ajuste introduzidos no modelo de simulação do desempenho do tubo de calor carregado com acetona na montagem experimental.

Temperatura do Sistema de Refrigeração (°C) = 0°C			
Potência Dissipada	Fator de preenchimento TC05 de evaporador	Fator de inundação TC17 de evaporador	Fator de correção no condensador
15 W	0,54	1,0	1
30 W	0,68	0,81	1
45 W	0,68	0,88	1
Temperatura do Sistema de Refrigeração (°C) = 30°C			
Potência Dissipada	Fator de preenchimento TC05 de evaporador	Fator de inundação TC17 de evaporador	Fator de correção no condensador
15 W	0,41	0,54	1
30 W	0,54	0,61	1
45 W	0,61	0,74	1
Temperatura do Sistema de Refrigeração (°C) = 50°C			
Potência Dissipada	Fator de preenchimento TC05 de evaporador	Fator de inundação TC17 de evaporador	Fator de correção no condensador
15 W	0,20	0,27	1
30 W	0,47	0,54	1
45 W	0,54	0,74	1

Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Os valores apresentados na Tabela 3.2, referentes aos fatores de ajuste, representam o efeito de preenchimento parcial da estrutura capilar nas

ranhuras superiores e o efeito de inundação nas ranhuras inferiores aplicados à condutividade efetiva, ou seja, quanto menor o valor referente tanto ao fator de preenchimento quanto ao fator de inundação, mais significativo são os efeitos destes fenômenos sobre o desempenho de um tubo de calor axialmente ranhuado.

Os efeitos referentes a secagem das ranhuras superiores são significativos em tubos de calor com ranhuras largas (no caso 1,2 mm) e com diâmetros maiores ( $D = 19$  mm).

Em relação ao fator de correção para o ajuste da condutividade efetiva da zona de condensação percebe-se que a aplicação do valor obtido para a ranhura totalmente preenchida pelo líquido ajusta-se de forma satisfatória (fator de correção = 1) o modelo.

#### **4 MODELO TÉRMICO MATEMÁTICO, RESULTADOS EXPERIMENTAIS, OBTENÇÃO DA ZONA BLOQUEADA POR GASES NÃO CONDENSÁVEIS ATRAVÉS DA APLICAÇÃO DO GAS PLUG TEST EM UM TUBO DE CALOR CARREGADO COM AMÔNIA**

O *gas plug test* é uma metodologia experimental que tem por objetivo estimar a quantidade de gás não condensável (massa ou número de moles) existente na zona bloqueada do canal de vapor de um tubo de calor. A realização deste teste necessita de uma estrutura adequada, pois muitas vezes a zona bloqueada só pode ser detectada quando o tubo de calor está funcionando em temperaturas de operação muito baixas.

O comprimento da zona bloqueada depende diretamente da diferença de pressão entre a pressão na zona ativa do canal de vapor e a pressão na zona inativa do canal de vapor na região de condensação do tubo de calor (MARCUS, 1972; CHI, 1976).

##### **4.1. Montagem experimental**

O *gas plug test* foi aplicado em um tubo de calor carregado com amônia, o qual ficou armazenado por aproximadamente dez anos. A montagem experimental utilizada neste teste pode ser visualizada nas Figuras 4.1 e 4.2. Na figura 4.2 pode ser visualizada a posição dos termopares ao longo do comprimento do tubo de calor.

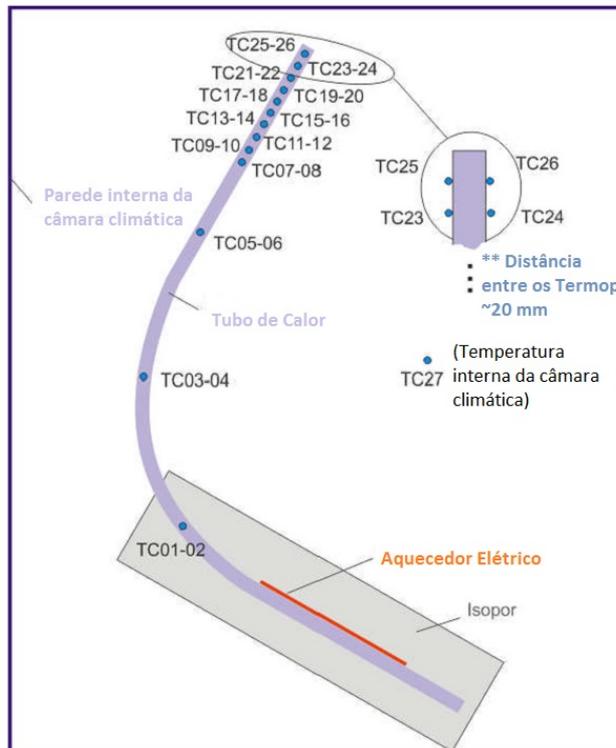
O comprimento da zona bloqueada da região do condensador pode ser detectado a partir de um número razoável de termopares posicionados no final da zona de condensação (neste caso foram vinte termopares). Nas regiões intermediárias do tubo de calor, situadas entre a zona de evaporação e a zona de condensação, foram posicionados quatro termopares. Por fim, dois termopares foram posicionados na região de evaporação do tubo de calor.

Figura 4.1 – Montagem experimental referente ao *gas plug test*.



Fonte: foto tirada pelo autor.

Figura 4.2 – Representação esquemática da montagem experimental referente ao *gas plug test*.



Fonte: elaborado pelo autor.

O teste foi realizado no laboratório de integração e testes (LIT) do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE). A montagem experimental foi colocada dentro de uma câmara climática THERMOTRON, modelo SE – 300, a qual possui controle automático de temperatura. Este sistema permite que os testes sejam realizados em uma faixa de temperaturas que vai de (-70°C) a (+180°C).

Os parâmetros referentes ao *gas plug test* realizado são apresentados a seguir:

- temperaturas da câmara climática: -40°C, -50°C e -60°C
- potência dissipada no tubo de calor: 10W

O aquecedor elétrico é ligado quando a temperatura média do tubo de calor atinge o mesmo valor da temperatura da câmara climática. O perfil de temperaturas ao longo do tubo de calor corresponde à condição de operação do mesmo em regime permanente.

#### **4.2. Modelo térmico matemático (SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP)**

O resfriamento interno da câmara climática ocorre por meio da circulação interna de nitrogênio gasoso em baixa temperatura. Desta forma, a reprodução das condições de contorno do *gas plug test*, necessita que o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada, relativo ao escoamento de nitrogênio gasoso no interior da câmara climática seja conhecido.

A modelagem da montagem experimental teve início com o cálculo do coeficiente de convecção forçada relativo ao escoamento de nitrogênio gasoso no interior da câmara.

Estudos experimentais adicionais foram realizados para se obter o valor do coeficiente da transferência de calor.

A montagem experimental, além do tubo de calor, incluiu uma placa com *heater* com a dissipação conhecida (Figura 4.1). A placa possui as mesmas dimensões que a região de condensação do tubo de calor. Neste caso é

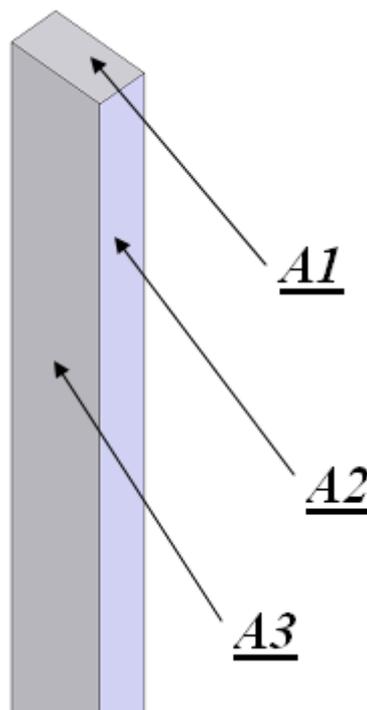
assumida a hipótese de que as condições de troca de calor entre o tubo de calor e a placa com o ambiente são semelhantes.

Os sensores de temperatura foram acoplados à placa para medir a temperatura de equilíbrio em regime permanente. O coeficiente de transferência de calor de convecção forçada é obtido pelo balanço térmico.

O memorial de cálculos com o valor do coeficiente de convecção forçada é apresentado a seguir, conforme as Equações (2.11) e (2.12).

Parâmetros geométricos da placa (ver Figura 4.3):

Figura 4.3 – Desenho esquemático da placa de alumínio usada para determinar o coeficiente de convecção forçada no interior da câmara climática.



Fonte: elaborado pelo autor.

C (comprimento da placa): 0,281(m)

L (largura da placa): 0,03 (m)

Áreas:

A1:  $0,03 \times 0,015 = 0,00045 \text{ (m}^2\text{)}$

$$A_2: 0,281 \times 0,015 = 0,004215 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_3: 0,281 \times 0,03 = 0,00843 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\dot{A}_T = 2A_1 + 2A_2 + 2A_3 = 0,02619 \text{ (área total, m}^2\text{)}$$

Os parâmetros referentes ao circuito elétrico no aquecedor:

$$R_H \text{ (resistência equivalente do aquecedor elétrico): } 4,98 \text{ (}\Omega\text{)}$$

$$I \text{ (corrente elétrica que percorre o circuito): } 0,997 \text{ (A)}$$

$$Q = I^2 \cdot R_H \text{ (potência dissipada no aquecedor)}$$

$$Q = (0,997)^2 \cdot 4,98 = 4,95 \text{ (W)}$$

$$T_p \text{ (temperatura média da placa) = } -53,3 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_c \text{ (temperatura média da câmara climática) = } -59,24 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Equações aplicadas:

$$Q = h A_i (T_p - T_c) \tag{4.1}$$

$$h = \frac{Q}{A_i (T_p - T_c)} \tag{4.2}$$

Introduzindo os dados experimentais das temperaturas nas equações (4.1) e (4.2) o valor do coeficiente de convecção pode ser calculado:  $h=31,81 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ .

O modelo térmico matemático do tubo de calor submetido ao *gas plug test* foi desenvolvido seguindo as hipóteses e simplificações apresentadas a seguir:

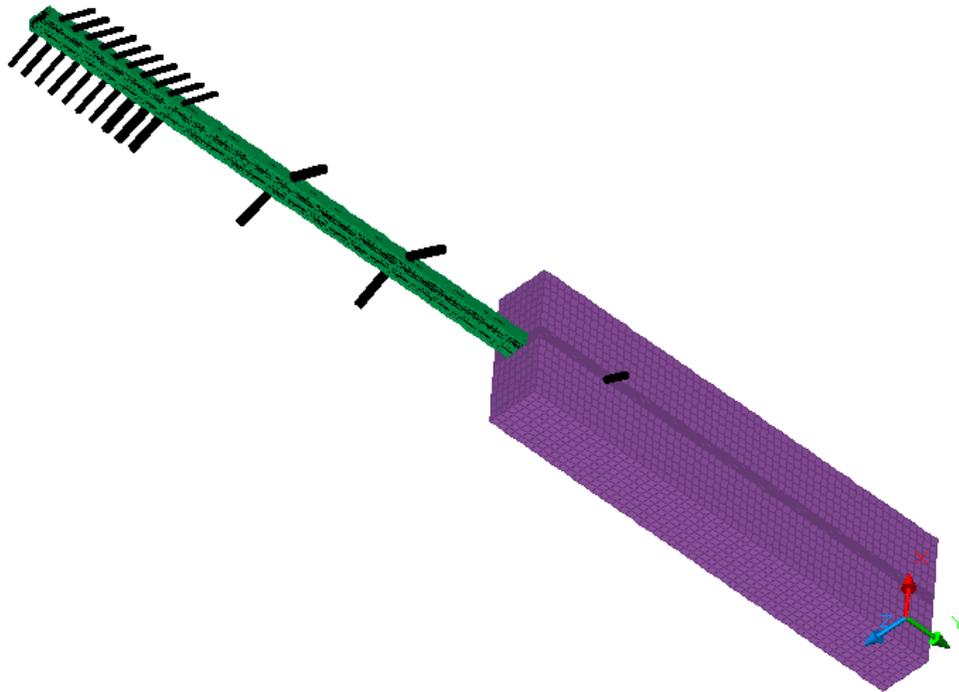
- O canal de vapor do tubo de calor foi simulado como um cilindro sólido de alta condutividade (correspondente a condutância efetiva do tubo de calor em operação ( $k_{\text{eff}} \approx 2000 \dots 4000 \text{ W/m/K}$ )).
- A influência da formação da piscina de líquido na parte inferior do tubo não foi considerada.

- A influência da eventual secagem das ranhuras superiores do tubo não foi considerada.
- A possível comunicação hidráulica entre ranhuras nas tampas do tubo de calor (devido ao *gap* na solda) não foi considerada.
- Os processos de evaporação e condensação podem ser representados usando coeficiente de troca de calor efetivo, considerando – se valores distintos para as zonas de evaporação e condensação (Esta abordagem é amplamente usada na modelagem de tubos de calor (TOURNIER; EL – GENK, 1995))
- O tubo de calor funciona em regime nominal quando os limites de operação (capilar, sônico, ebulição) não são atingidos.
- As propriedades termo – físicas do fluido de trabalho não dependem da temperatura.

A reprodução das condições de contorno observadas na montagem experimental referente ao *gas plug test*, assim como dos perfis de temperatura ao longo do tubo de calor permitem o ajuste do comprimento da zona bloqueada. Este parâmetro permite o cálculo da quantidade de gás não condensável existente no interior do tubo.

Os termopares ao longo do tubo de calor foram inseridos no modelo de forma análoga a montagem experimental. Assim foi possível obter os perfis de temperatura ao longo do tubo de calor e comparar com os perfis obtidos via montagem experimental, conforme pode ser visto na Figura 4.4.

Figura 4.4 – Modelo computacional que reproduz a montagem experimental usada no *gas plug test*.

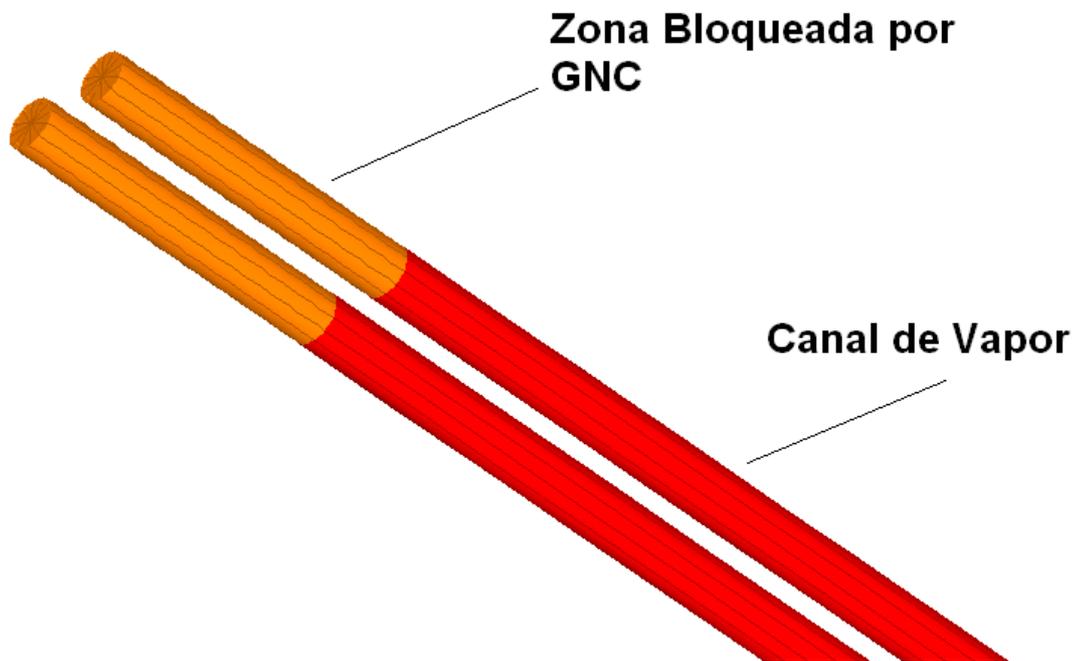


Fonte: elaborado pelo autor usando o software SINDA FLUENT THERMAL DESKTOP.

O modelo de simulação computacional foi construído usando sólidos com condutividade térmica parametrizada para reproduzir os canais de vapor, zonas bloqueadas por GNC (Figura 4.5) e zonas bloqueadas pelo acúmulo de líquido na região de evaporação (Figura 4.6).

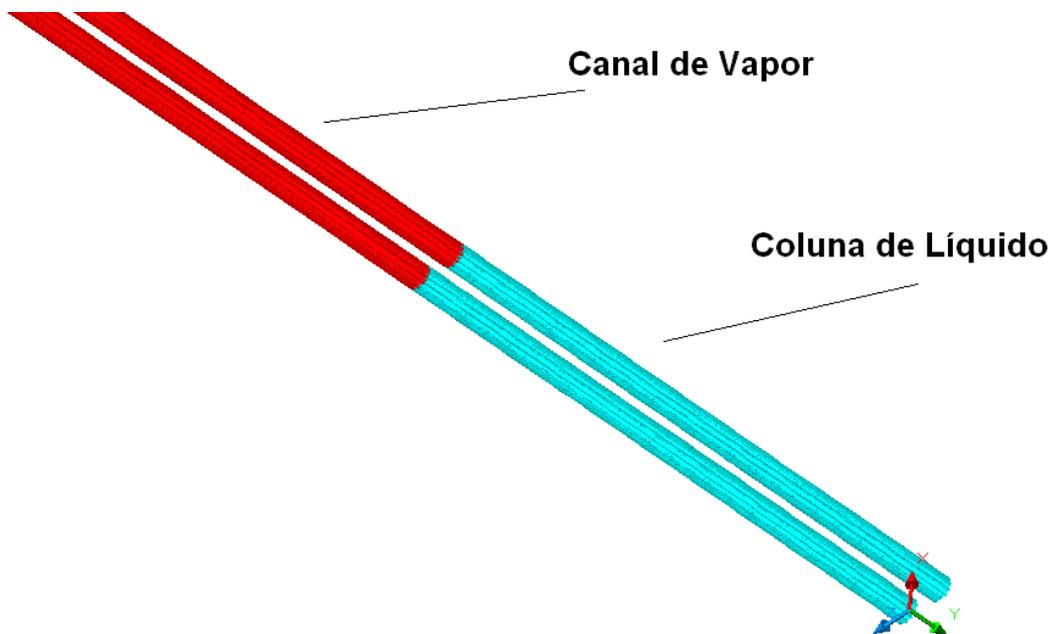
A zona bloqueada por GNC foi simulada através da atribuição de propriedades termo físicas da mesma a um sólido de comprimento ajustável inserido no canal de vapor. Este recurso foi baseado na hipótese de que a fronteira difusa entre vapor e a zona de mistura de GNC e vapor (zona bloqueada) é considerada como fronteira plana.

Figura 4.5 – Zona bloqueada do tubo de calor acoplada com o canal de vapor.



Fonte: elaborado pelo autor usando o software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP.

Figura 4.6 – Coluna de líquido na região de evaporação do tubo de calor acoplada ao canal de vapor.



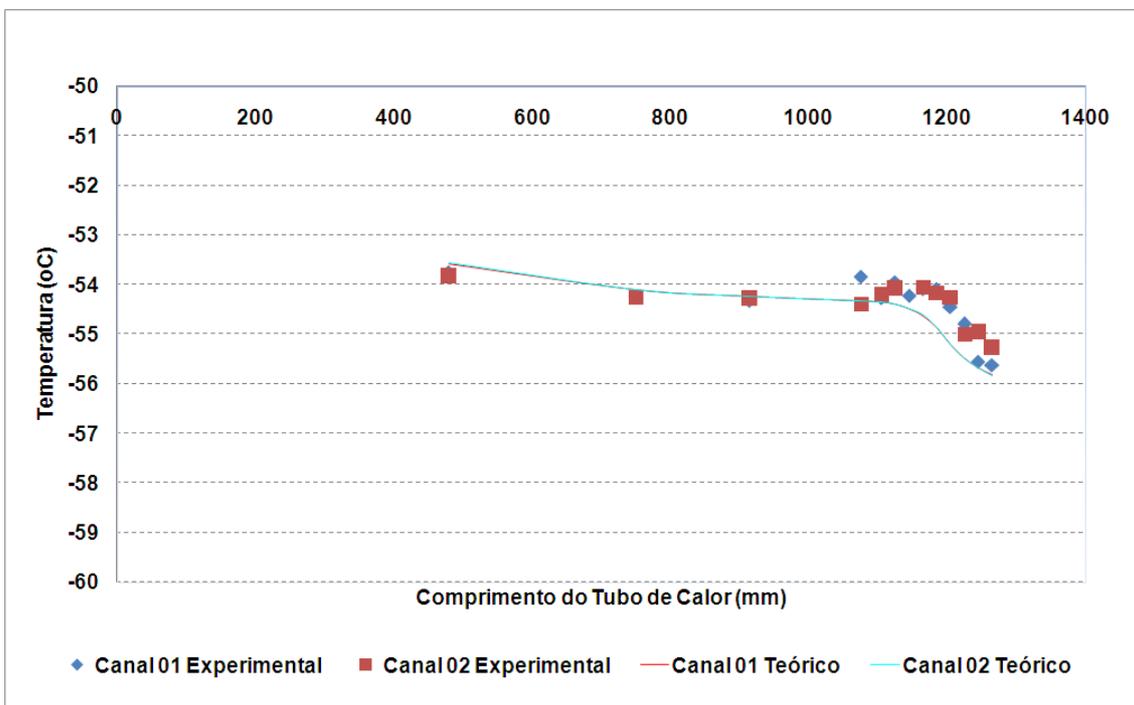
Fonte: elaborado pelo autor usando software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP.

O acoplamento entre a zona bloqueada por GNC e o canal de vapor, assim como o acoplamento entre a coluna de líquido e o canal de vapor foi feito

através de contatos térmicos artificiais, cujos valores são baseados na condutividade efetiva do canal de vapor.

As Figuras 4.7 – 4.9 mostram a superposição dos resultados obtidos através do modelo térmico matemático e os resultados experimentais. O comprimento da zona bloqueada foi ajustado de acordo com o critério de minimizar as diferenças entre o perfil de temperaturas teórico e experimental.

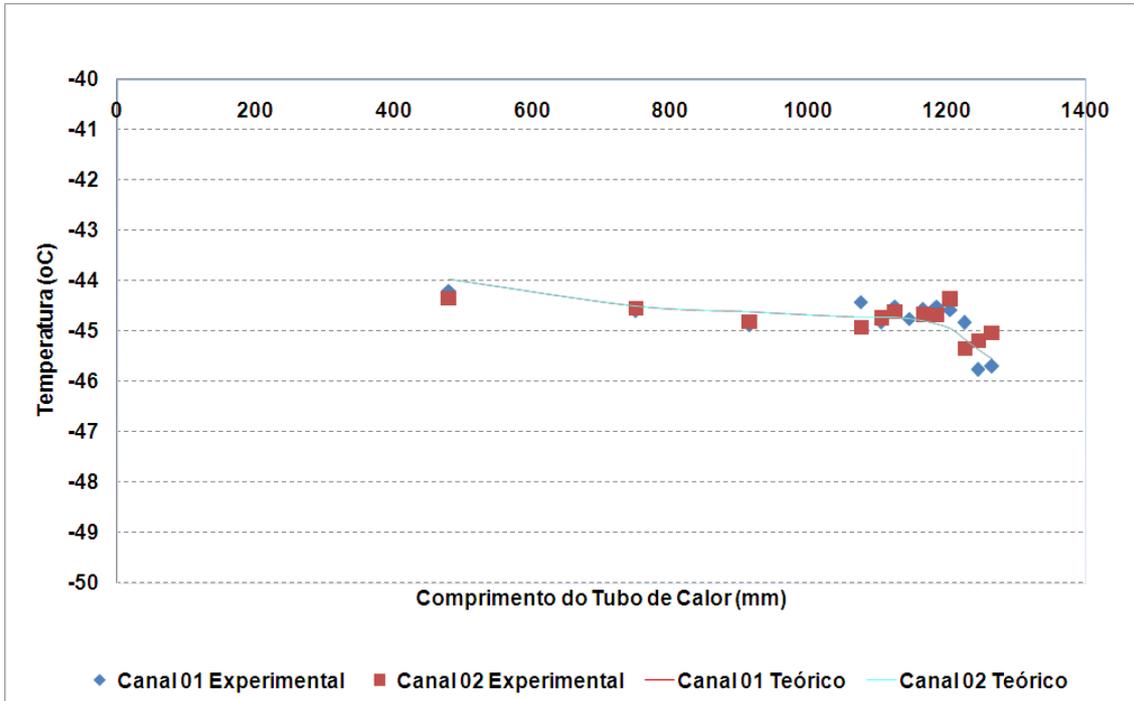
Figura 4.7 – Perfil de temperaturas teórico e experimental ao longo do tubo de calor para temperatura da câmara climática – (- 60°C).



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

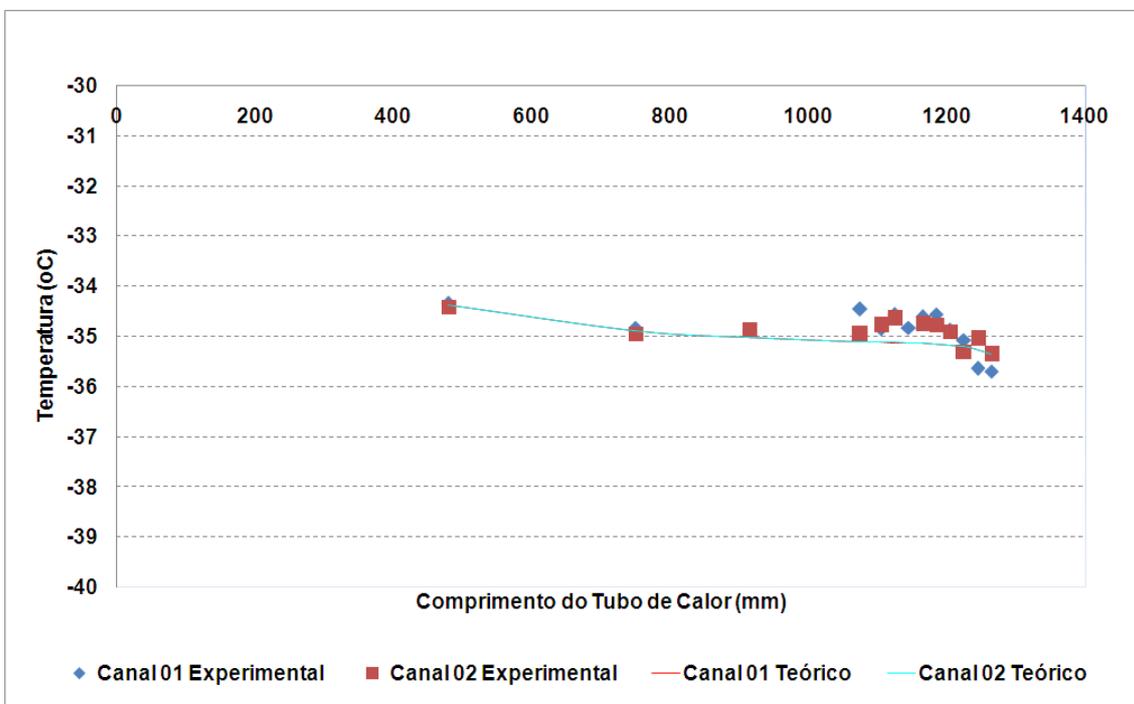
A comparação apresentada na Figura 4.7 mostra uma notável queda de temperatura na região de condensação do tubo de calor. Esta queda de temperatura é característica em situações onde ocorre o bloqueio de parte da região de condensação por gases não condensáveis. O comprimento da zona bloqueada é de  $80 \pm 3$  mm considerando – se que a temperatura interna da câmara climática é de (- 60°C).

Figura 4.8 – Perfil de temperaturas teórico e experimental ao longo do tubo de calor para temperatura da câmara climática – (- 50°C).



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 4.9 – Perfil de temperaturas teórico e experimental ao longo do tubo de calor para temperatura da câmara climática – (- 40°C).



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A Tabela 4.1 apresenta os comprimentos da zona bloqueada do canal de vapor na região de condensação de acordo com a temperatura de operação do tubo de calor.

Tabela 4.1 – Comprimento da zona bloqueada no canal de vapor na região de condensação do tubo de calor.

Temperatura (°C)	Comprimento da Zona Bloqueada (m)
-54,3	0,08
-44,7	0,07
-34,8	0,06

Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Os valores apresentados na Tabela 4.1 mostram que o comprimento da zona bloqueada tem dependência direta com a temperatura de operação do tubo de calor. Esta dependência pode ser explicada pelo fato que com o aumento da temperatura de operação, ocorre também o aumento da pressão de operação e assim o comprimento da zona bloqueada diminui.

A análise dos resultados mostra que o *gas plug test* é uma metodologia utilizada para detectar a presença de gases não condensáveis em tubos de calor carregados com amônia.

O modelo térmico matemático (montagem experimental do *gas plug test*) apresentou resultados satisfatórios (reproduz o perfil de temperaturas ao longo do comprimento do tubo de calor), além de possibilitar a estimativa do comprimento da zona bloqueada do canal de vapor.

As desvantagens a serem consideradas em relação ao uso desta metodologia são:

- necessidade de um aparato experimental, instrumentação e montagem específica para atender aos requisitos do teste.
- montagem experimental precisa ser inserida em uma câmara climática com capacidade para operar em temperaturas criogênicas

ou uma câmara de vácuo (o que aumenta os custos relacionados a execução do teste).

## 5 METODOLOGIA NÃO INVASIVA APLICADA À VERIFICAÇÃO DE TUBOS DE CALOR EMBUTIDOS EM PAINÉIS *HONEYCOMB*

Esta metodologia é de extrema utilidade para a verificação do funcionamento dos tubos, uma vez que não existe acesso direto aos mesmos e não existe a possibilidade de isto ser feito sem que os painéis sejam inutilizados.

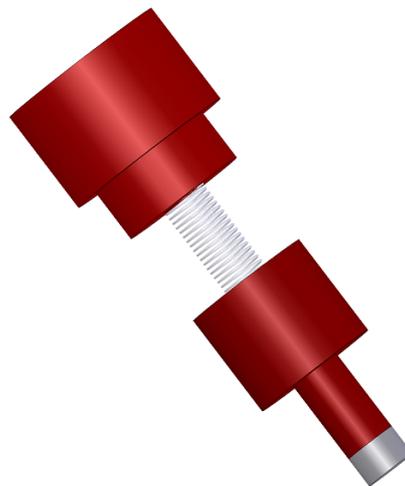
A verificação da presença ou não de GNC nos tubos de calor embutidos em painéis *honeycomb* deve ser feita através das medidas realizadas com intervalos de tempo regulares. Os resultados obtidos na primeira campanha de testes servem como padrão de referência para a verificação da geração de GNC nos tubos de calor embutidos nos painéis *honeycomb*.

### 5.1. Montagem experimental

A aquisição dos perfis de temperatura nas regiões de evaporação e de condensação de tubos de calor inseridos em painéis *honeycomb* pode ser realizada por meio do uso de dois blocos aquecedores–medidores fabricados com celeron, material termicamente isolante ( $k = 0,4 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$ ).

Os blocos são equipados com três termistores cada um. Os termistores foram inseridos em um sistema mecânico composto por uma parte fixa, uma parte móvel e uma mola, conforme a Figura 5.1.

Figura 5.1 – Sistema mecânico inserido no bloco aquecedor - medidor e no bloco medidor.

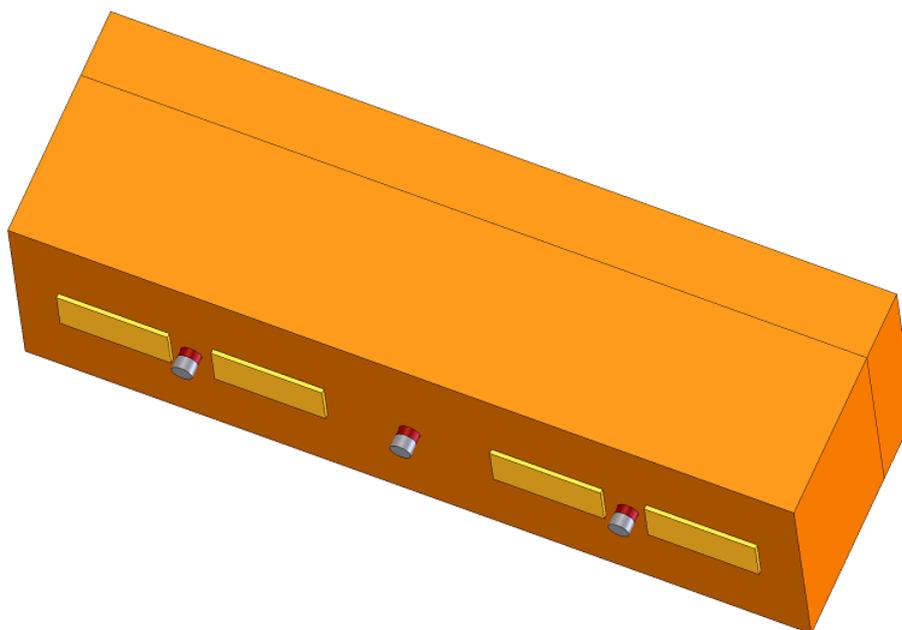


Fonte: elaborado pelo autor.

O uso de molas garante a homogeneidade da pressão exercida pelos sensores de temperatura sobre a superfície do painel, de forma que o valor da resistência térmica de contato mantém-se praticamente constante em todas as aquisições de temperatura.

O bloco aquecedor–medidor exerce duas funções de forma simultânea: dissipar calor sobre o tubo embutido e adquirir as temperaturas na região de evaporação. A Figura 5.2 apresenta o conceito de montagem do bloco aquecedor – medidor, o qual é composto por quatro aquecedores elétricos, três sensores de temperatura e um conector elétrico.

Figura 5.2 – Bloco aquecedor–medidor.

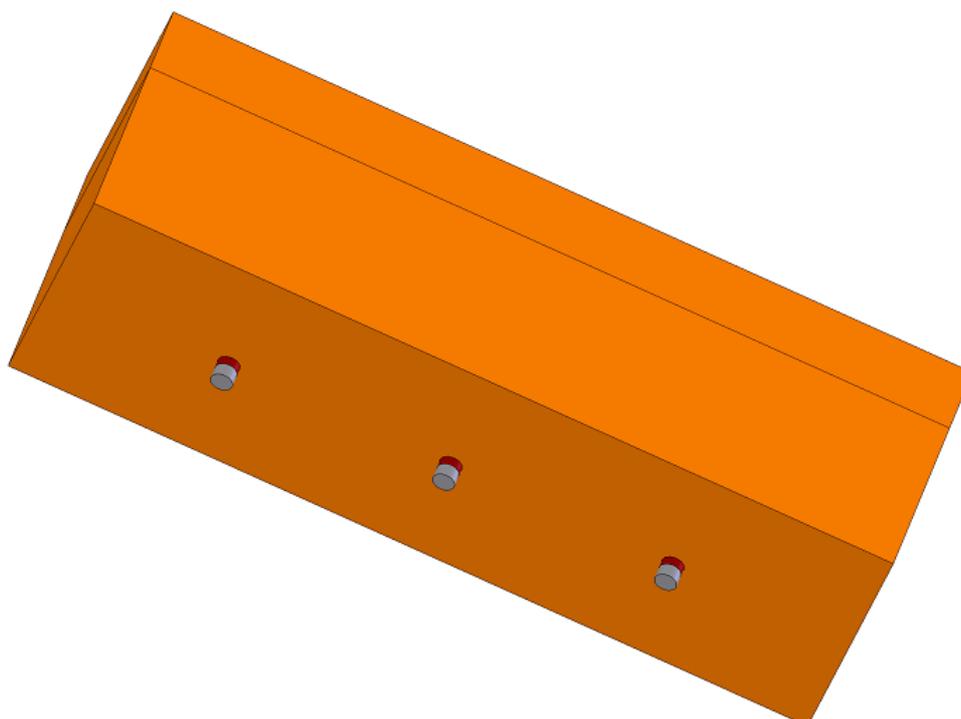


Fonte: elaborado pelo autor.

Os aquecedores elétricos foram posicionados de modo a garantir o aquecimento uniforme da região de evaporação do tubo de calor embutido. Os aquecedores elétricos selecionados são do modelo MINCO® HK5574, fabricado com KAPTON® (Polymida), dimensões 12,70 mm x 25,40 mm cada, resistência elétrica de 5,4  $\Omega$  cada e máxima densidade de potência a ser dissipada de 10 W/cm<sup>2</sup>.

O bloco medidor tem estrutura e funcionamento similares ao bloco aquecedor-medidor, porém o mesmo não possui aquecedores elétricos, apenas sensores medidores de temperatura (Figura 5.3). A função principal deste bloco é registrar a resposta da região do condensador em relação à dissipação de calor sobre o tubo. Existe ainda um termistor posicionado na parte superior do bloco que tem a função de medir a temperatura ambiente.

Figura 5.3 – Termistores posicionados ao longo do bloco medidor.



Fonte: elaborado pelo autor.

O bloco aquecedor é posicionado sobre a superfície do painel acima de uma das extremidades do tubo de calor e na extremidade oposta é posicionado o bloco medidor, conforme pode ser visualizado na Figura 5.4.

Figura 5.4 – Posicionamento dos blocos em relação ao tubo de calor embutido no painel do satélite.



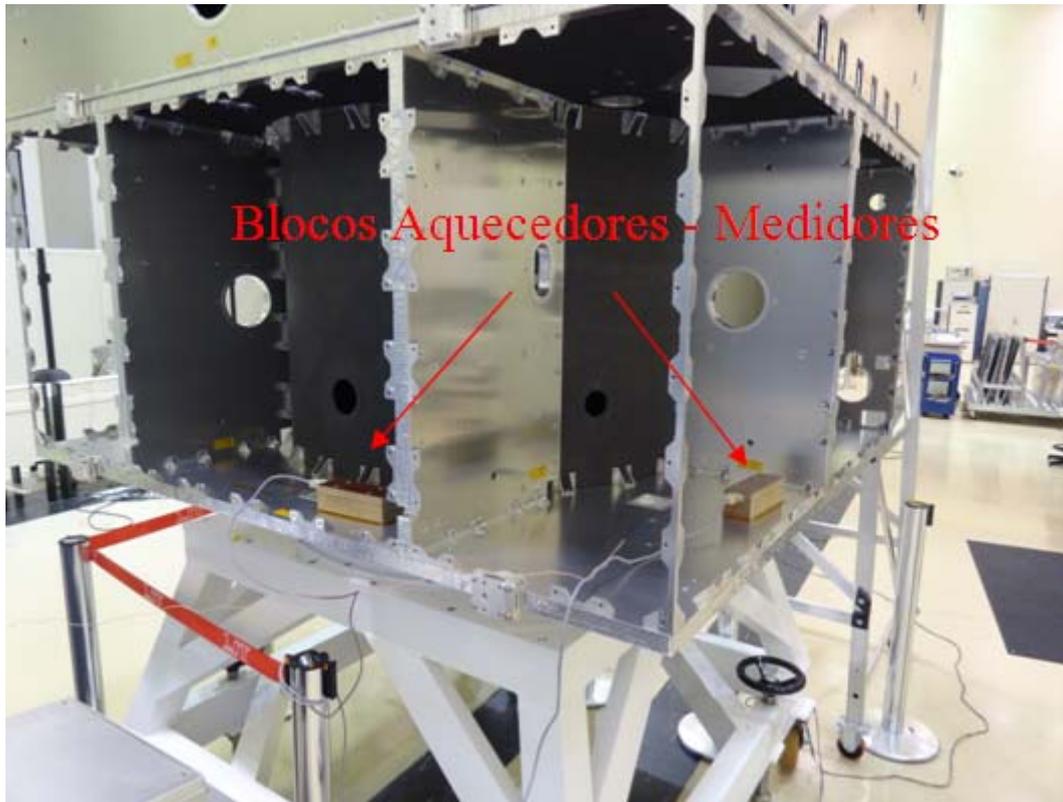
Fonte: adaptado de Bertoldo Junior et al. (2014).

Existem alguns painéis que possuem mais de um tubo de calor embutido, assim após aquecer o primeiro tubo de calor, o bloco aquecedor deve ser reposicionado para a extremidade oposta do tubo de calor adjacente, de modo a evitar influência do teste anterior no teste atual. Esta medida é usada para evitar que a região aquecida no teste anterior tenha qualquer influência no teste seguinte.

Antes de cada teste, os painéis devem ser nivelados na direção horizontal por meio do uso de um medidor de inclinação. O valor da inclinação deve estar compreendido entre uma faixa de valores entre  $\pm 0,10^\circ$ .

As posições dos blocos sobre os painéis *honeycomb*, assim como a inclinação do painel em relação ao plano horizontal precisam ser verificados em cada campanha de teste de modo a garantir a repetitividade dos resultados (em alguns casos é necessário verificar a inclinação da estrutura integrada do satélite (Figura 5.5)). Em cada uma das campanhas de testes são demarcadas as posições dos blocos sobre os painéis através do uso de fitas de KAPTON® (elemento que não danifica a superfície dos painéis).

Figura 5.5 – Montagem experimental para a realização do teste em painéis localizados no topo do satélite.



Fonte: foto tirada pelo autor.

Em cada uma das campanhas de testes realizadas a preocupação com o nivelamento dos painéis foi levada em consideração. No caso da inclinação do painel em relação ao plano horizontal for maior que  $\pm 0,10^\circ$ , os resultados de desempenho dos tubos de calor embutidos sofrem influência direta deste parâmetro. Além disso, uma vez que a repetitividade dos resultados é necessária, a repetitividade da inclinação dos painéis deve ser mantida dentro de uma faixa de controle.

A determinação dos requisitos para realização dos testes foi feita de forma empírica. Os mesmos são apresentados a seguir:

- A potência do *heater* deve ser limitada de forma que a temperatura do painel não ultrapasse  $45^\circ\text{C}$ .
- O teste deve ser de curta duração (rápido e prático).

- *Start up* e *shut down* devem ser registrados
- O intervalo das aquisições de dados deve ser pequeno de forma a capturar os efeitos dinâmicos.

Os parâmetros dos testes realizados são apresentados a seguir:

- Potência dissipada: 40 W
- Aquecimento durante 10 minutos
- Resfriamento durante 10 minutos
- Aquisição de dados a cada 2 segundos

O uso desta metodologia evita a necessidade do resfriamento dos tubos de calor (tubos carregados com amônia principalmente) até baixas temperaturas, o que reduz os requisitos em termos da estrutura necessária para a realização dos testes.

## **5.2. Parâmetros de verificação do funcionamento de tubos de calor embutidos em painéis *honeycomb***

A presença de gases não condensáveis pode ser detectada por meio da análise de cinco parâmetros, a partir dos quais serão elaborados os critérios de aceitação. A aplicação destes cinco critérios resulta em curvas de temperatura características, as quais são listadas e discutidas a seguir de acordo com cada um dos critérios propostos:

- Critério 1: diferença entre a temperatura ambiente e as temperaturas ao longo do comprimento do tubo de calor.
- Critério 2: diferença entre a temperatura lida pelo sensor central do bloco aquecedor – medidor (região de evaporação) e as temperaturas lidas pelos sensores do bloco - medidor (região de condensação).

- Critério 3: diferença entre a temperatura lida pelo último sensor do bloco medidor (TH06 – região de condensação) e a média das temperaturas lidas pelos sensores do bloco medidor  $((TH04+TH05+TH06)/3)$ .
- Critério 4: taxa de mudança de temperatura durante o processo de aquecimento do tubo de calor (região de evaporação e região de condensação).
- Critério 5: taxa de mudança de temperatura durante o processo de resfriamento do tubo de calor (região de evaporação e região de condensação).

A presença de uma grande quantidade de gases não condensáveis ou o vazamento de todo o fluido de trabalho podem ser detectados pela aplicação dos critérios 1, 2 e 3.

O uso de temperaturas relativas (Critério 1) permite que seja eliminada a influência da temperatura ambiente em verificações realizadas com intervalos de tempo longos entre cada uma das mesmas.

O critério 2 reflete um critério clássico usado para avaliar o desempenho de tubos de calor com base na diferença de temperaturas entre as regiões de evaporação e condensação. A expectativa é de que esta diferença seja muito pequena, de apenas alguns graus (normalmente 2 a 5), considerando-se que o tubo de calor funciona normalmente. Esta diferença aumenta quando ocorre a degradação do desempenho do tubo de calor.

O critério 3 é baseado na metodologia do *gas plug test*. A expectativa em relação a este critério é de que a temperatura no final do condensador (TH06) será menor do que as demais temperaturas na região de condensação, uma vez que parte desta região encontra-se bloqueada por GNC.

Critérios de maior sensibilidade precisam ser adotados, no caso da quantidade de gás não condensável ser pequena. Este problema pode ser resolvido

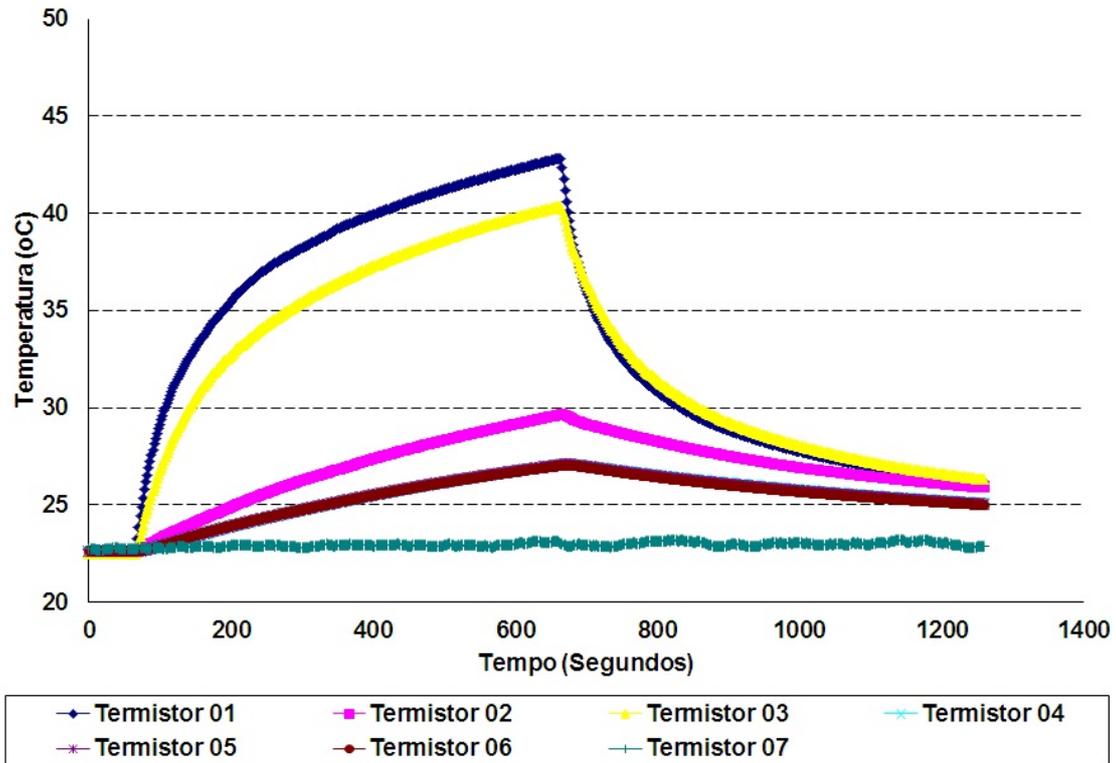
adotando-se os critérios 4 e 5. Estes critérios baseiam-se nos processos transientes de redistribuição das fases de vapor e de gás não condensável no interior do tubo de calor durante o *start up* (aquecimento) e *shut down* (resfriamento) do mesmo.

A expectativa é de que a presença de GNC, mesmo que em pequenas quantidades, pode alterar a resposta dinâmica (taxas de mudança de temperatura) de forma drástica, no início dos processos tanto de *start up* quanto no *shut down*.

### **5.3. Resultados experimentais**

Os resultados apresentados (Figuras 5.6 – 5.13) foram obtidos na primeira campanha de verificação do funcionamento dos tubos de calor embutidos nos painéis estruturais do satélite CBERS 4. O painel MW\_TOP foi selecionado como referência para a apresentação dos resultados. Os perfis de temperatura apresentados referem-se ao HP02, tubo de calor inserido neste painel. A Figura 5.6 mostra a evolução das temperaturas obtidas pelos termistores acoplados aos blocos durante o teste de verificação.

Figura 5.6 – Perfil de temperaturas obtidas pelos termistores acoplados aos blocos.

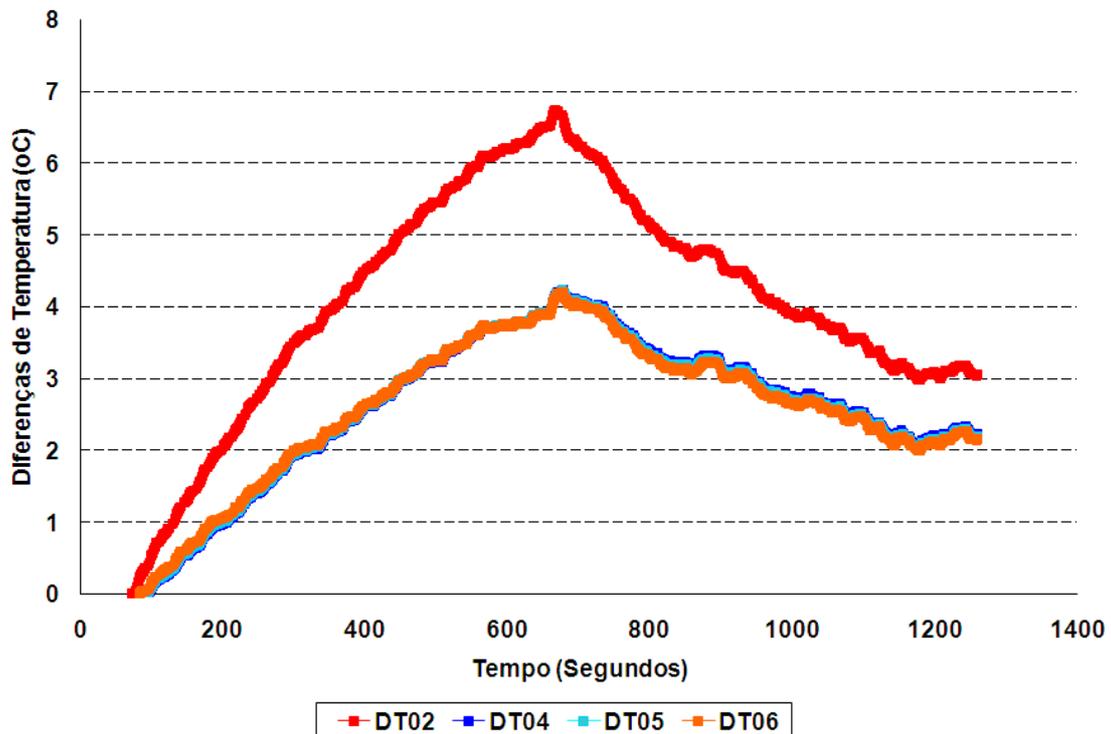


Fonte: adaptado de Bertoldo Junior et al. (2014).

As temperaturas na região de condensação (TH04, TH05 e TH06) mantiveram-se muito próximas tanto no aquecimento do tubo de calor quanto no resfriamento do mesmo, enquanto os sensores no bloco-aquecedor (TH01 – TH03) apresentaram valores de temperatura distintos. A explicação para este fenômeno pode ser o fato de que ambos os sensores de temperatura estão posicionados próximos aos *heaters* acoplados ao bloco e desta forma sofrem a influência de fluxos de calor parasíticos oriundos destes *heaters*. Assim, o sensor TH02(sensor mais afastado dos aquecedores, porém posicionado entre os mesmos) foi escolhido como sendo a referência para a temperatura na região de evaporação do tubo de calor.

Os resultados apresentados nas Figuras 5.7 – 5.13 são obtidos a partir da aplicação dos critérios 1, 2 e 3.

Figura 5.7 – Temperaturas relativas do evaporador e condensador (Critério 1)

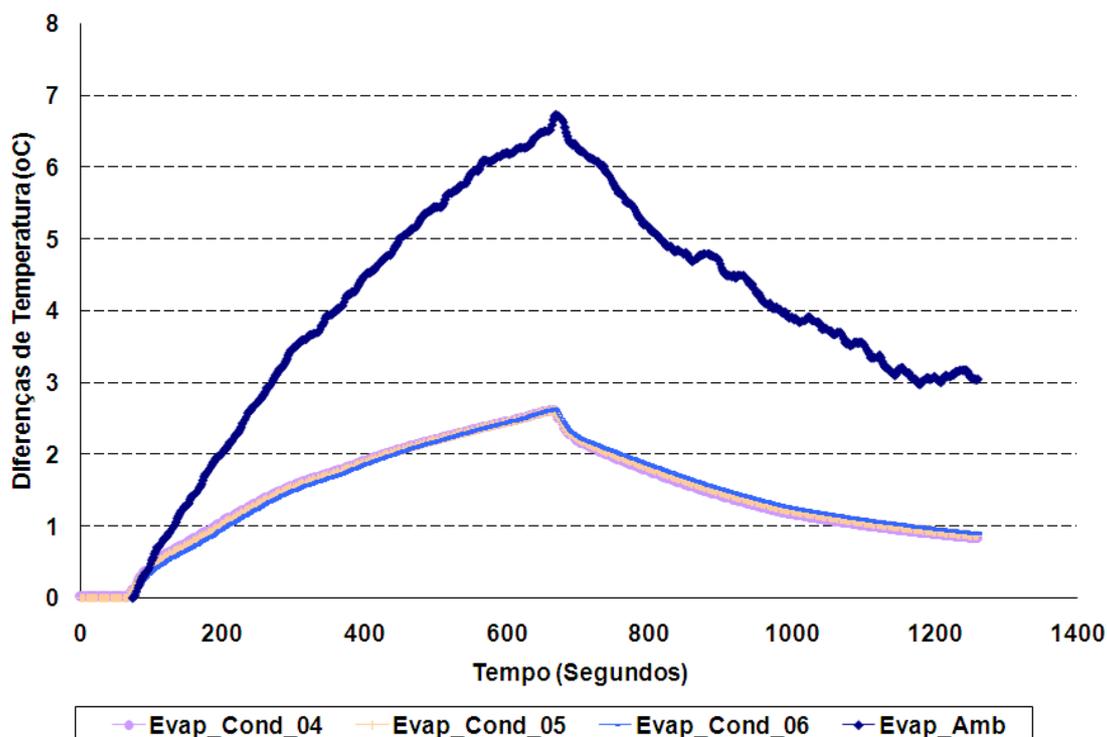


Fonte: adaptado de Bertoldo Junior et al. (2014).

A Figura 5.7 mostra o que pode ser chamada de resposta térmica do tubo de calor em termos de temperaturas relativas, ou seja, a elevação das temperaturas acima da temperatura ambiente (TH07) em função da dissipação de calor tanto no evaporador (TH02 – TH07) quanto no condensador, (TH04 – TH07), (TH05 – TH07) e (TH06 – TH07).

A resposta no condensador ocorreu sem atraso, de forma que a dinâmica da mesma é semelhante a curva de aquecimento da região de evaporação (TH02 – TH07).

Figura 5.8 – Diferença entre a temperatura do evaporador e do condensador (Critério 2).



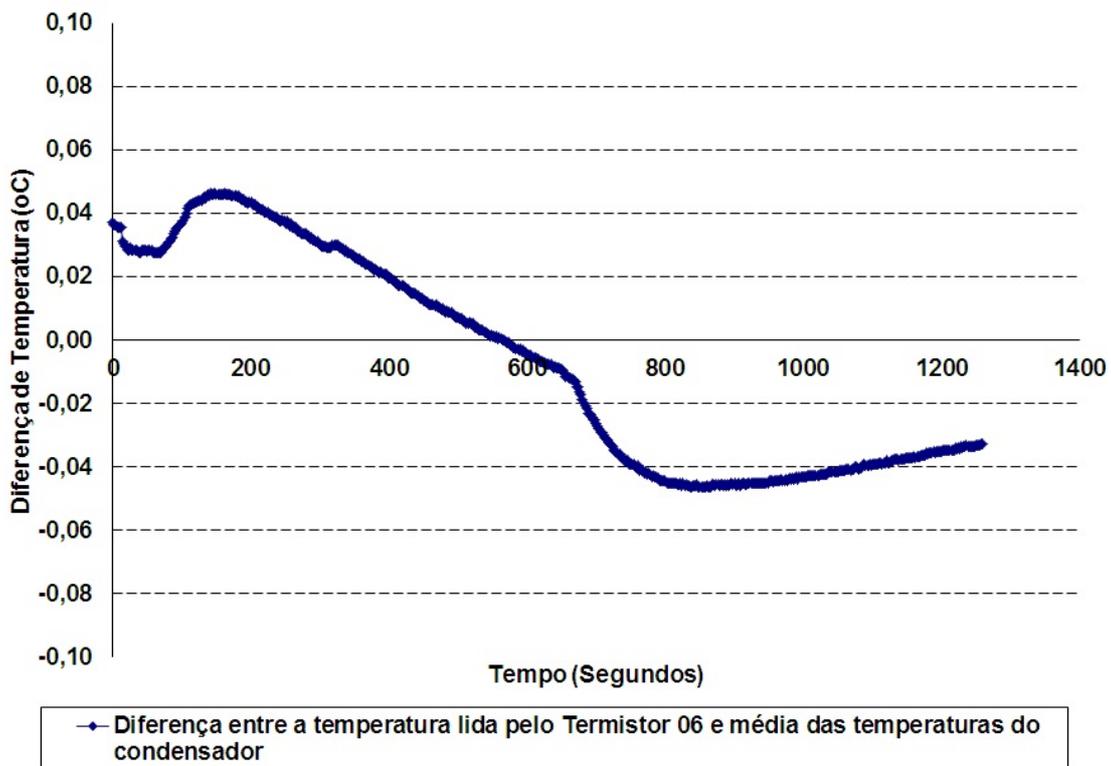
Fonte: adaptado de Bertoldo Junior et al. (2014).

A Figura 5.8 apresenta a diferença entre as temperaturas na região de evaporação (TH02) e as temperaturas na região de condensação (TH04 – TH06), Critério 2. Esta curva é muito importante, uma vez que avalia a condutância térmica do tubo de calor (quanto maior o valor da condutância efetiva menor será a diferença entre as temperaturas da região de evaporação e condensação). A análise dos resultados apresentados na Figura 5.8 mostra que a diferença entre as temperaturas da região de evaporação e condensação é 2,5°C, o que pode ser considerado muito satisfatório.

Em casos onde acontece a perda total do fluido de trabalho ou até mesmo a geração de GNC em grande quantidade, é comum uma resposta muito fraca no condensador, ou até mesmo imperceptível do condensador. Assim, quando a carga térmica é aplicada sobre a região de evaporação, a temperatura desta região sobe rapidamente, enquanto a temperatura no condensador praticamente não muda.

A degradação do tubo pode ser total ou parcial, assim os sinais podem ser verificados na extremidade do condensador, seguindo-se o Critério 3. Deste modo a Figura 5.9 mostra a diferença entre a temperatura medida pelo sensor posicionado no bloco que se encontra mais próximo da extremidade do tubo de calor (TH06) e a média das temperaturas no bloco condensador  $(TH04 + TH05 + TH06)/3$ .

Figura 5.9 – Diferença entre a média aritmética das temperaturas no condensador e a temperatura lida pelo último sensor (Critério 3).



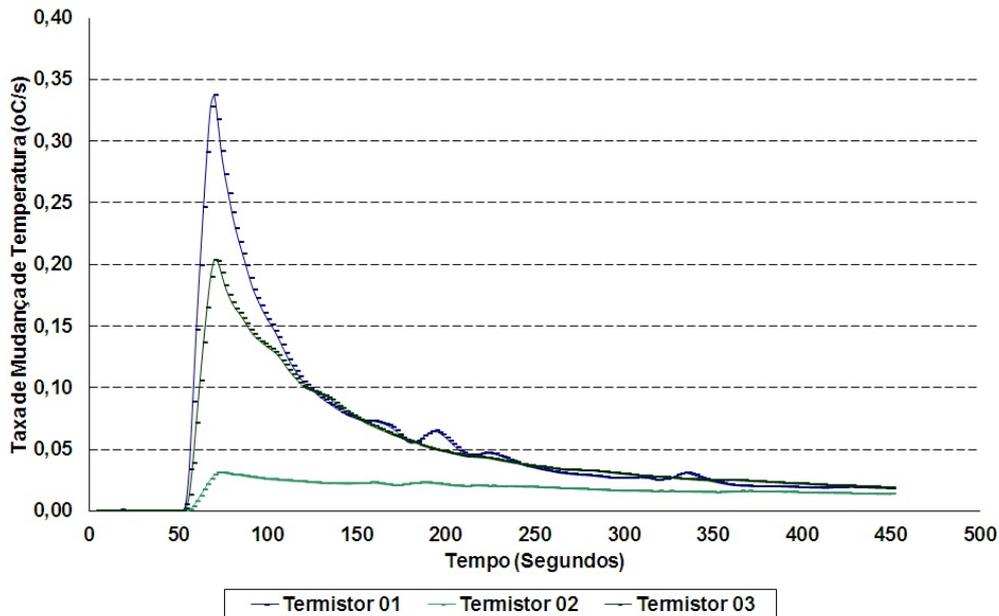
Em casos de degradação ou de formação de uma zona bloqueada no condensador, a diferença de temperatura esperada seria perceptível e negativa no intervalo de tempo de aquecimento (0 – 600 segundos), ou seja, apresentaria um valor negativo com ordem de grandeza de (-1) ... (-2°C), ou seja, em termos de valor absoluto é bem maior em relação ao que pode ser visualizado nos resultados mostrados na Figura 5.9.

As Figuras 5.10 – 5.13, resultados obtidos a partir da aplicação dos Critérios 4 e 5, mostram a taxa com a qual a temperatura varia em relação ao tempo, tanto

para a região de evaporação quanto para a região de condensação. As taxas de mudança de temperatura foram calculadas a partir da aquisição de dados realizada com intervalo de tempo igual a 2 segundos usando-se os valores referentes a temperaturas médias de dois valores consecutivos (referentes a curva de aquisição de dados) considerando-se um passo de tempo de 10 segundos.

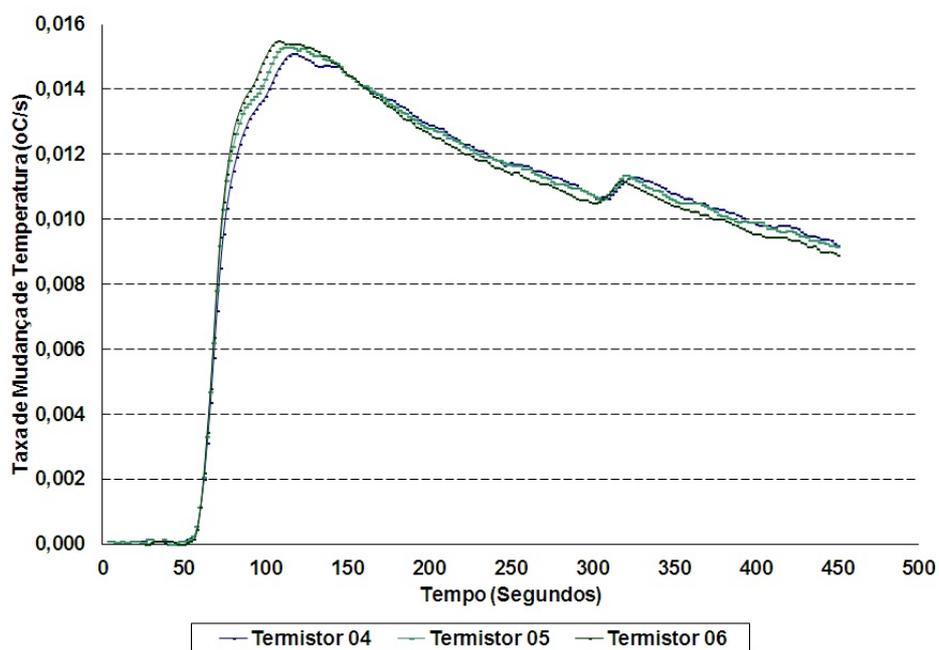
As análises foram realizadas tanto para *start up* (dissipação de calor, Critério 4), Figura 5.10 e 5.11, quanto para a fase de *shut down* (interrupção da dissipação de calor, Critério 5), Figura 5.12 e 5.13.

Figura 5.10 – Taxa de mudança das temperaturas no evaporador durante o processo de *start up* do tubo de calor ( $^{\circ}\text{C}/\text{seg}$ , Critério 4).



Fonte: adaptado de Bertoldo Junior et al. (2014).

Figura 5.11 – Taxa de mudança de temperaturas no condensador durante o processo de *start up* do tubo de calor ( $^{\circ}\text{C}/\text{seg}$ , Critério 4).

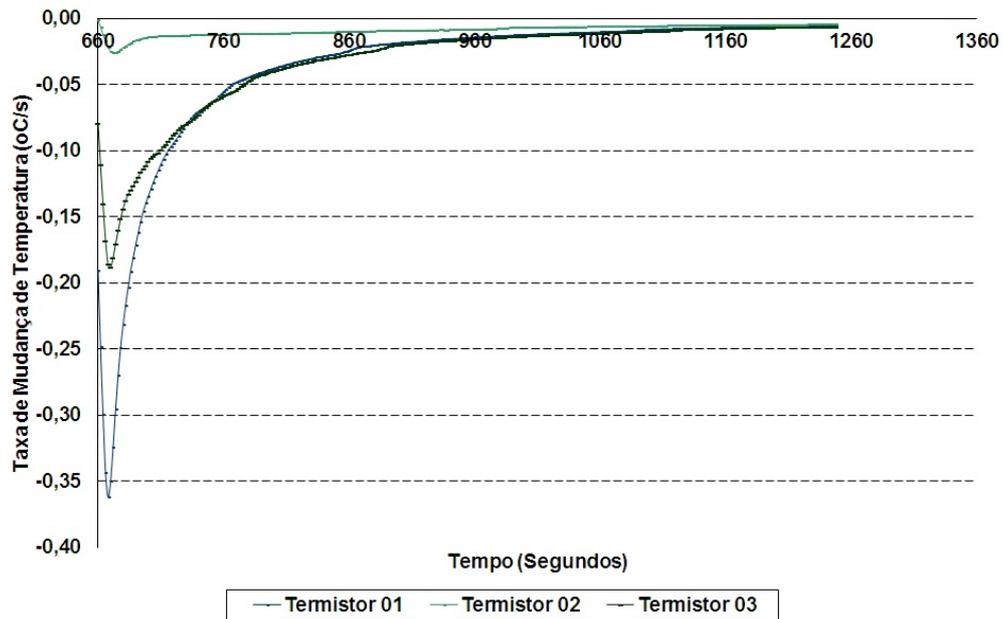


Fonte: adaptado de Bertoldo Junior et al. (2014).

As figuras, 5.10 e 5.11, mostram a taxa de mudança de temperatura na região de evaporação e condensação do tubo de calor durante o processo de *start up* (Critério 4). A avaliação qualitativa dos critérios pode ser feita observando-se qual é o valor máximo referente à taxa de mudança de temperatura obtida por cada um dos sensores (ponto inflexão). Estes valores podem ser comparados com valores obtidos em testes anteriores e posteriores.

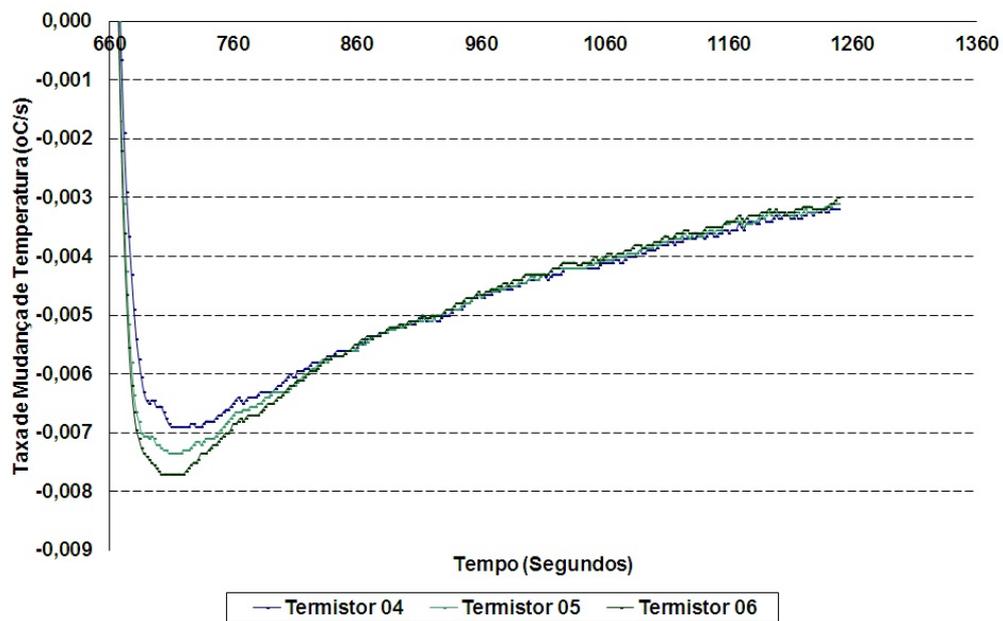
As Figuras 5.12 e 5.13 mostram a taxa de mudança de temperatura na região de evaporação e condensação durante o processo de *shut down* (Critério 5).

Figura 5.12 – Taxa de mudança de temperaturas no evaporador durante o processo de *shut down* do tubo de calor ( $^{\circ}\text{C}/\text{seg}$ , Critério 5).



Fonte: adaptado de Bertoldo Junior et al. (2014).

Figura 5.13 – Taxa de mudança de temperaturas no condensador durante o processo de *shut down* do tubo de calor ( $^{\circ}\text{C}/\text{seg}$ , Critério 5).



Fonte: adaptado de Bertoldo Junior et al. (2014).

Os pontos de inflexão das curvas referentes à taxa de mudança de temperatura, observados nas Figuras 5.12 e 5.13, ocorrem em torno de 5 a 10

segundos após o instante em que a dissipação de calor sobre a região de evaporação é interrompida.

Os critérios apresentados foram aplicados nos testes de verificação do funcionamento dos tubos de calor embutidos nos painéis *honeycomb* do satélite CBERS4, realizados com intervalos de seis meses em média entre duas verificações consecutivas.

As Tabelas, 5.1 e 5.2, apresentam as taxas de mudança de temperatura nas regiões de evaporação e condensação, respectivamente, observadas ao longo das campanhas de teste realizadas.

O tubo HP02, inserido no painel MW\_TOP, foi selecionado uma vez que os resultados apresentados na forma de gráficos são correspondentes a este mesmo tubo.

Tabela 5.1 – Taxas de mudança de temperatura (Critério 4).

Tubos de Calor	Taxa de Mudança Temperatura (°C/s)
(dTH01/dt)_Teste_1a (°C/s)	0,337
(dTH01/dt)_Teste_1b (°C/s)	0,294
(dTH01/dt)_Teste_2 (°C/s)	0,294
(dTH01/dt)_Teste_3 (°C/s)	0,295
(dTH01/dt)_Teste_4 (°C/s)	0,271
(dTH01/dt)_Teste_5 (°C/s)	0,271
Média	0,294
Desvio Padrão	0,024

Tubos de Calor	Taxa de Mudança Temperatura (°C/s)
(dTH02/dt)_Teste_1a (°C/s)	0,031
(dTH02/dt)_Teste_1b (°C/s)	0,032
(dTH02/dt)_Teste_2 (°C/s)	0,030
(dTH02/dt)_Teste_3 (°C/s)	0,031
(dTH02/dt)_Teste_4 (°C/s)	0,033
(dTH02/dt)_Teste_5 (°C/s)	0,028
Média	0,031
Desvio Padrão	0,002

Tubos de Calor	Taxa de Mudança Temperatura (°C/s)
(dTH03/dt)_Teste_1a (°C/s)	0,203
(dTH03/dt)_Teste_1b (°C/s)	0,188
(dTH03/dt)_Teste_2 (°C/s)	0,204
(dTH03/dt)_Teste_3 (°C/s)	0,196
(dTH03/dt)_Teste_4 (°C/s)	0,223
(dTH03/dt)_Teste_5 (°C/s)	0,195
Média	0,202
Desvio Padrão	0,012

Fonte: dados obtidos pelo autor.

Tabela 5.2 – Taxas de mudança de temperatura (Critério 5).

Tubos de Calor	Taxa de Mudança Temperatura (°C/s)
(dTH04/dt)_Teste_1a (°C/s)	0,015
(dTH04/dt)_Teste_1b (°C/s)	0,014
(dTH04/dt)_Teste_2 (°C/s)	0,013
(dTH04/dt)_Teste_3 (°C/s)	0,014
(dTH04/dt)_Teste_4 (°C/s)	0,016
(dTH04/dt)_Teste_5 (°C/s)	0,014
Média	0,014
Desvio Padrão	0,001

Tubos de Calor	Taxa de Mudança Temperatura (°C/s)
(dTH05/dt)_Teste_1a (°C/s)	0,015
(dTH05/dt)_Teste_1b (°C/s)	0,015
(dTH05/dt)_Teste_2 (°C/s)	0,013
(dTH05/dt)_Teste_3 (°C/s)	0,015
(dTH05/dt)_Teste_4 (°C/s)	0,013
(dTH05/dt)_Teste_5 (°C/s)	0,012
Média	0,014
Desvio Padrão	0,001

Tubos de Calor	Taxa de Mudança Temperatura (°C/s)
(dTH06/dt)_Teste_1a (°C/s)	0,015
(dTH6/dt)_Teste_1b (°C/s)	0,015
(dTH6/dt)_Teste_2 (°C/s)	0,014
(dTH6/dt)_Teste_3 (°C/s)	0,014
(dTH6/dt)_Teste_4 (°C/s)	0,016
(dTH6/dt)_Teste_5 (°C/s)	0,013
Média	0,015
Desvio Padrão	0,001

Fonte: resultados obtidos pelo autor.

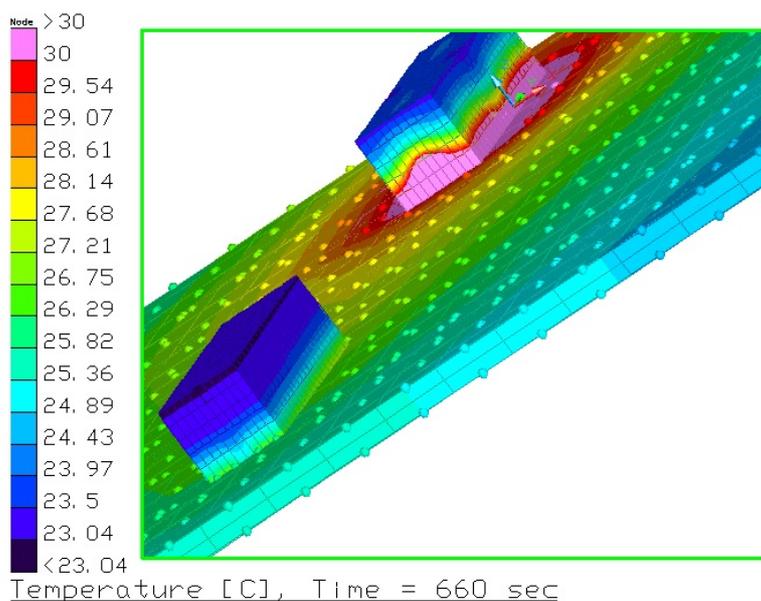
A primeira campanha de testes foi realizada duas vezes de forma consecutiva, assim, os resultados relativos ao primeiro teste aparecem com índice a e b nas Tabelas 5.1 e 5.2. Uma análise rápida dos dados obtidos mostra que a repetitividade dos resultados foi verificada. Além disso, fica evidente que não

ocorreram variações em relação aos resultados obtidos ao longo de período de observação (aproximadamente 24 meses), ou seja, a degradação da capacidade de transporte de calor dos tubos não teve início.

#### 5.4. Modelo térmico matemático (SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP)

O modelo térmico matemático tem por objetivo reproduzir os fenômenos de transporte de transferência de calor que ocorrem em tubos de calor embutidos em painéis *honeycomb*, assim como nos blocos aquecedores – medidores, preservando as condições de contorno observadas nos testes. As simulações realizadas a partir deste modelo proporcionam através da investigação dos perfis de temperatura, a verificação de algumas hipóteses relacionadas com a degradação destes tubos embutidos durante o período de armazenagem da estrutura do satélite. A Figura 5.14 mostra o modelo construído usando o software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP, na qual é possível a visualização do mapa de temperatura, relativo aos blocos aquecedores – medidores posicionados sobre um dos painéis estruturais do satélite, no qual existe um tubo de calor embutido, de acordo com a montagem experimental descrita anteriormente.

Figura 5.14 – Distribuição das temperaturas ao longo do painel *honeycomb* em condições semelhantes à montagem experimental.



Fonte: Bertoldo Junior et al. (2014).

O modelo consiste em 14 submodelos, sendo que a malha numérica contém 6652 nós. O tubo de calor embutido no painel estrutural, Figura 5.14, foi simulado considerando-se três elementos principais: área transversal da estrutura metálica do tubo de calor, canal de vapor e comprimento variável da zona bloqueada da região de condensação. Assim, a simulação de diferentes hipóteses relacionadas à realidade dos resultados experimentais é possível. Assim, como em modelos já apresentados neste trabalho, tanto o canal de vapor quanto a zona bloqueada da região de condensação foram simulados como sólidos acoplados termicamente.

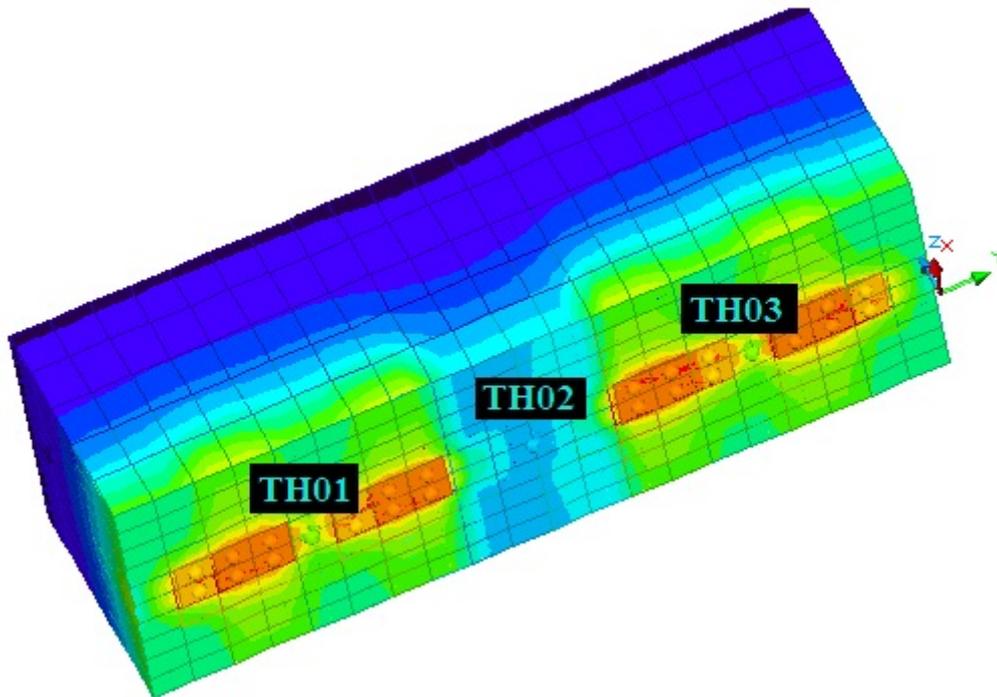
As condições de contorno usadas têm por objetivo reproduzir os contatos térmicos entre o tubo de calor embutido e os demais elementos da montagem experimental, assim, como as condições do ambiente de testes. No modelo de simulação foi considerado que a montagem experimental estava sob convecção natural do ar ambiente. Esta hipótese garante uma maior confiabilidade na comparação entre os resultados teóricos e os resultados experimentais.

Na Figura 5.15 é possível a visualização de alguns dos componentes usados na construção do modelo de simulação computacional, de forma a reproduzir os perfis de temperatura experimentais ao longo do tubo de calor.

Elementos semelhantes aos utilizados no modelo térmico do *gas plug test* para reproduzir o transporte de calor através do canal de vapor, assim, como a zona bloqueada por GNC foram aplicados.

A região de evaporação do tubo de calor embutido no painel *honeycomb* pode ser visualizada na Figura 5.15.

Figura 5.15 – Distribuição do perfil de temperaturas ao longo do canal de vapor na região de evaporação e no bloco aquecedor – medidor.



Fonte: obtido pelo autor usando o software SINDA FLUENT THERMAL DESKTOP.

Os elementos dissipadores de calor, *skin heaters*, podem ser visualizados claramente nesta figura, uma vez que corresponde a etapa do teste onde o calor está sendo dissipado. A cor vermelha indica que os aquecedores estão dissipando calor sobre o painel.

A Figura 5.15 mostra a distribuição de temperaturas nas regiões onde estão posicionados os sensores TH01 e TH03. Nesta figura pode ser observado o efeito da proximidade dos *heaters* em relação dos sensores de temperatura TH01 e TH03, ou seja, a diferença entre as temperaturas obtidas através destes sensores e as temperaturas obtidas pelo sensor TH02.

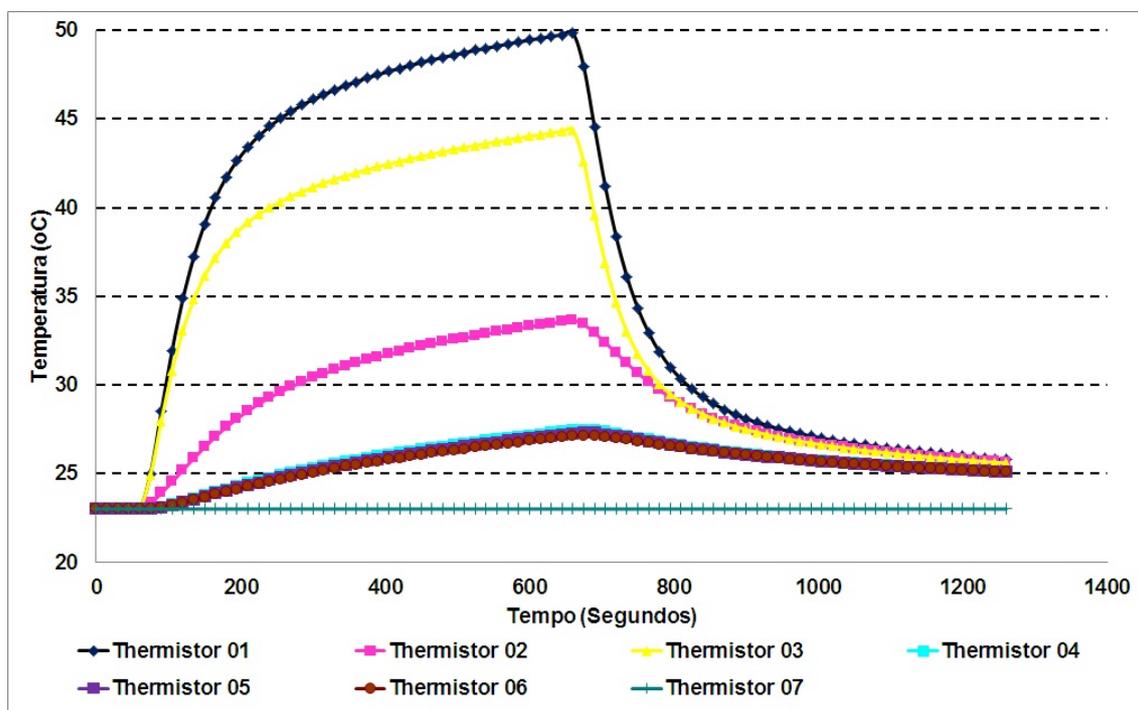
O gradiente de temperatura ao longo do canal de vapor é pequeno, principalmente da condutividade efetiva de um tubo de calor carregado com amônia ser alta.

## 5.5. Resultados relativos à simulação computacional

Entre as hipóteses a serem investigadas por meio de simulações está uma provável mudança nas curvas características resultantes da operação de tubos de calor função da formação da zona de bloqueada na região de condensação, uma vez que a consequência principal deste fenômeno seja a degradação da capacidade de transporte de calor do tubo, esteja ele embutido em um painel *honeycomb* ou não.

Os resultados obtidos a partir do modelo de simulação computacional são apresentados na figura 5.16. Os resultados reproduzem os perfis de temperatura ao longo do tubo de calor embutido no painel e por meio do uso de blocos aquecedores medidores. Desta forma os parâmetros do modelo foram ajustados considera-se a hipótese de que não existe a formação da zona bloqueada, conforme os perfis de temperatura apresentados na Figura 5.16.

Figura 5.16 – Perfil de temperaturas obtido a partir de simulações numéricas.



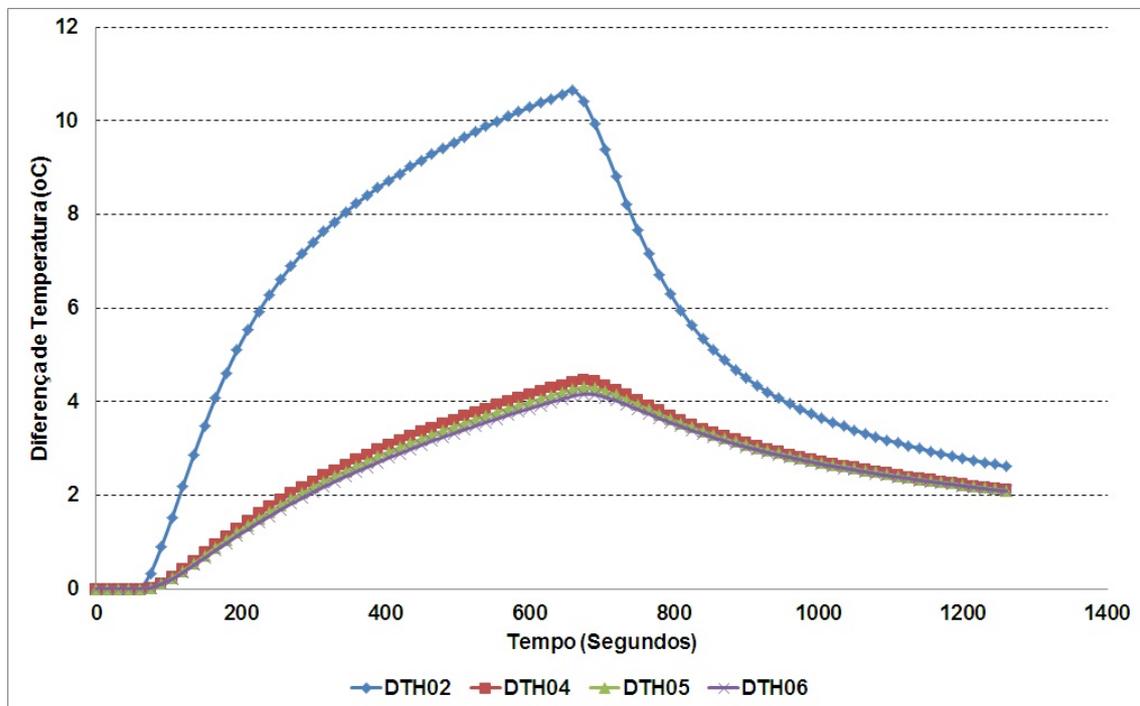
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A partir do modelo térmico que reproduz os testes em que os blocos foram posicionados sobre os painéis *honeycomb* é possível avaliar os efeitos de diferentes hipóteses de degradação dos tubos de calor embutidos.

O uso de sólidos de comprimento variável para simular a zona bloqueada do canal de vapor é aplicado neste caso de modo a visualizar qual seria o desempenho esperado de um tubo de calor caso exista a presença de GNC em diferentes quantidades. A possibilidade da simulação desta situação é extremamente importante, uma vez que não foi detectada a degradação dos tubos de calor embutidos no painel tomado como referência para este estudo e nos demais painéis verificados.

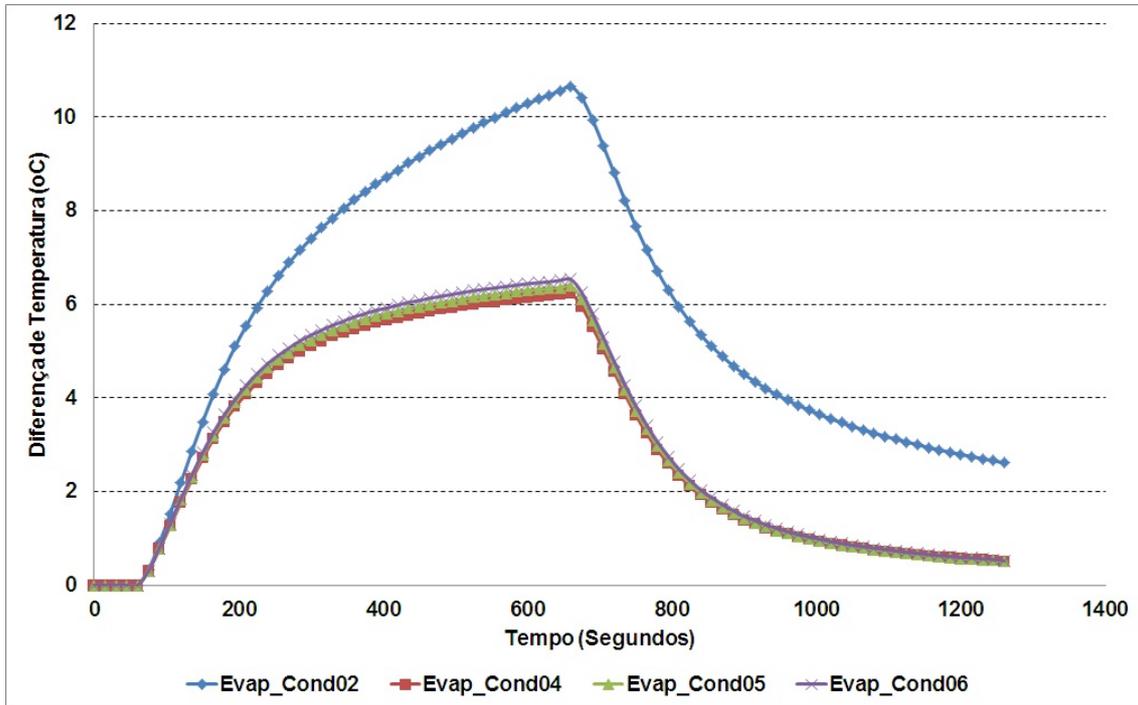
Os critérios propostos a partir da metodologia não invasiva foram aplicados nos resultados de simulação, os quais podem ser visualizados nas Figuras 5.17 – 5.22.

Figura 5.17 – Diferença entre as temperaturas ao longo do comprimento do tubo de calor embutido e a temperatura ambiente sem GNC (Critério 1).



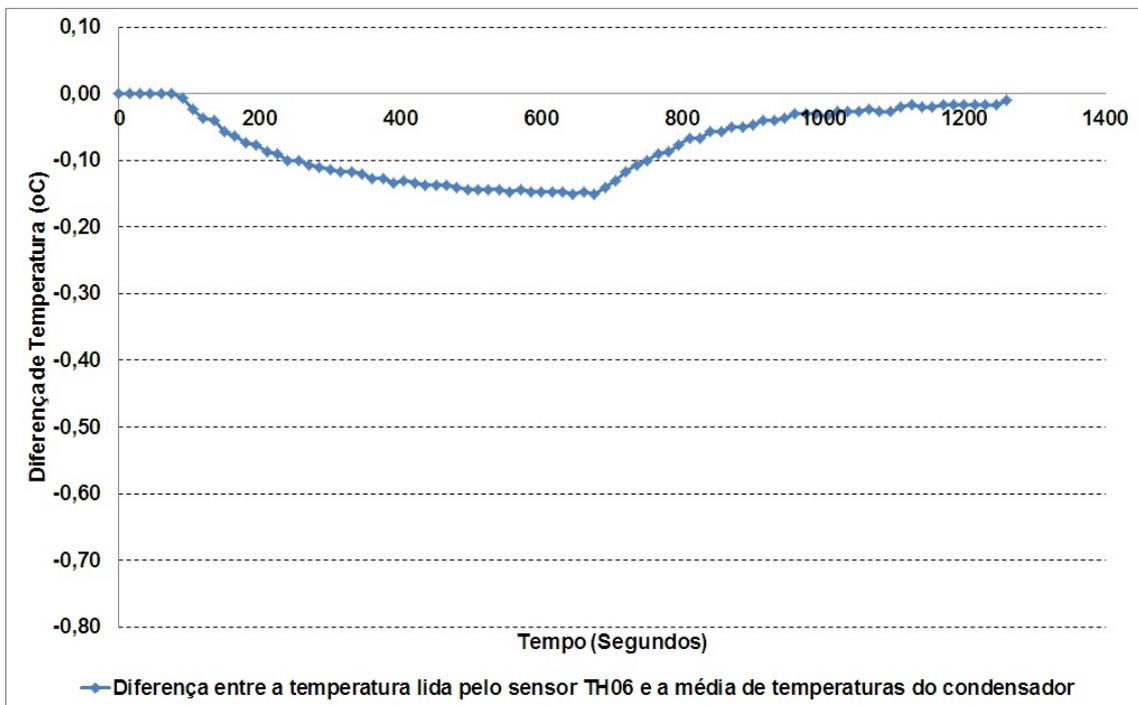
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 5.18 – Diferença entre as temperaturas no centro do evaporador e as temperaturas no condensador sem GNC (Critério 2).



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 5.19 – Diferença entre a temperatura lida pelo sensor TH06 e média de temperaturas do condensador sem GNC (Critério 3).

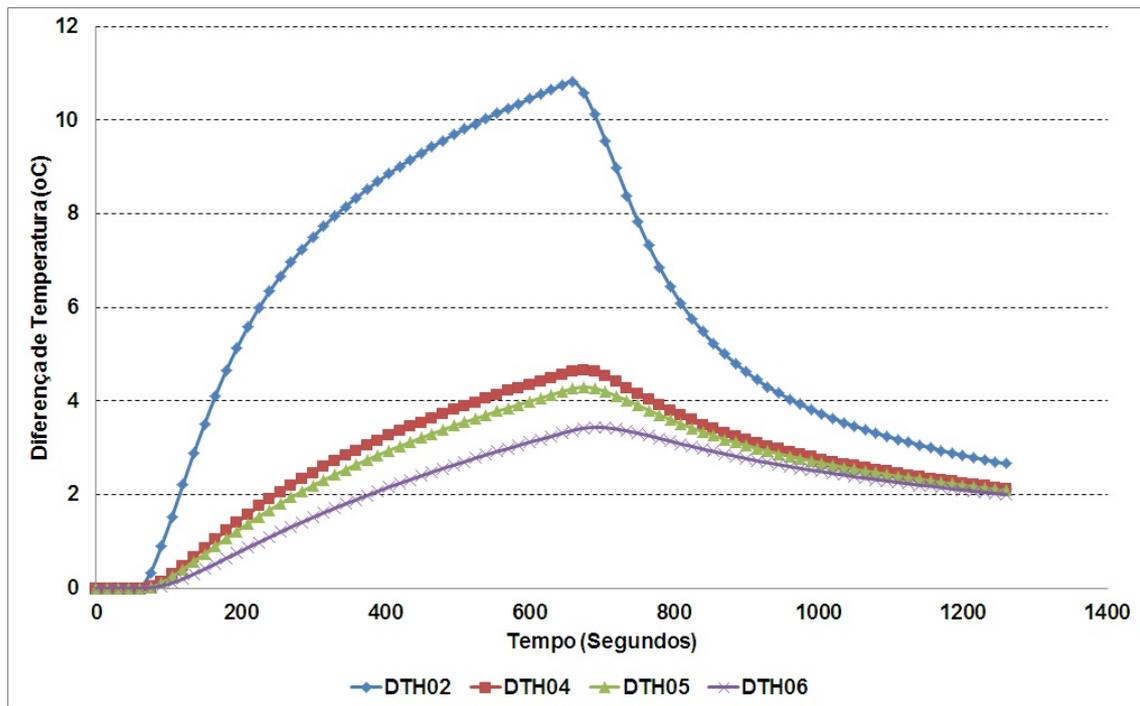


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

As Figuras 5.17, 5.18 e 5.19 apresentam os resultados obtidos a partir da aplicação dos critérios 1 – 3 de detecção da presença de GNC aplicados nos resultados obtidos para o caso em que não existe a presença de GNC e que já foram apresentados na Figura 5.16. Os critérios 4 e 5 não podem ser aplicados neste tipo de modelagem, pois neste caso existe a necessidade de uma modelagem detalhada dos fenômenos de transporte em questão em regime transiente (escoamento da mistura de vapor e GNC).

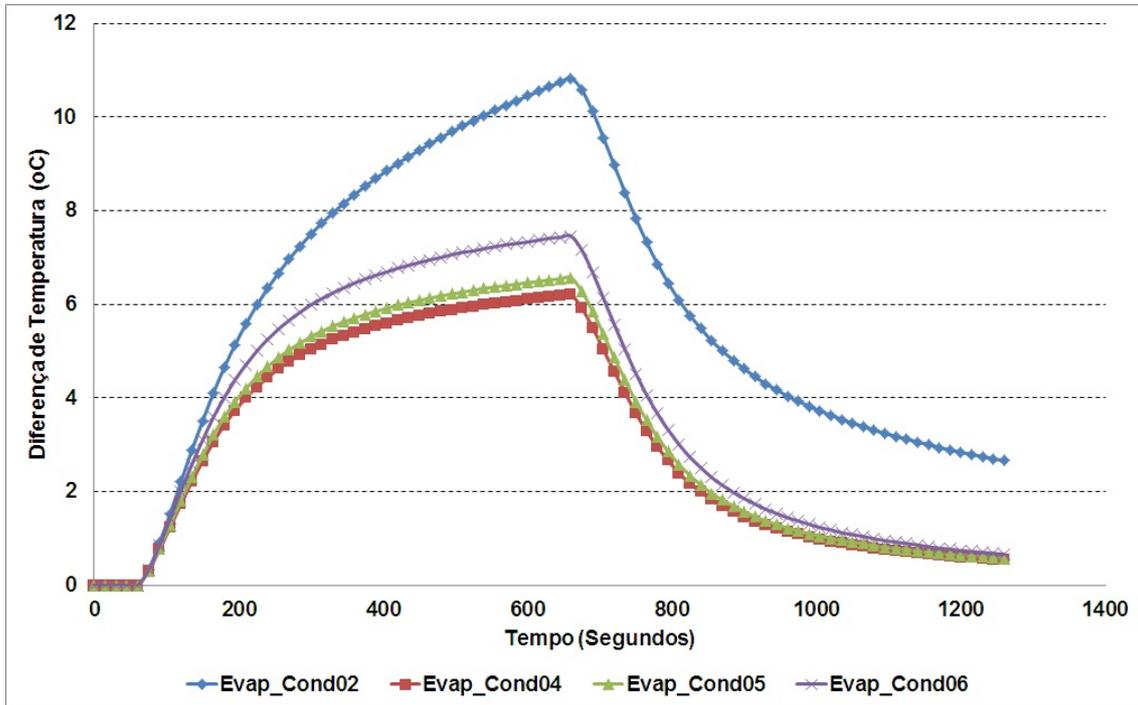
Neste mesmo modelo foi introduzida uma zona bloqueada de comprimento 0.07 m (70 cm de comprimento) de forma a observar a sensibilidade do modelo para detectar os efeitos da presença de GNC no perfil de temperaturas. As Figuras 5.20, 5.21 e 5.22 apresentam os resultados referentes à aplicação dos critérios propostos.

Figura 5.20 – Diferença entre as temperaturas ao longo do tubo de calor embutido e a temperatura ambiente com GNC (Critério 1).



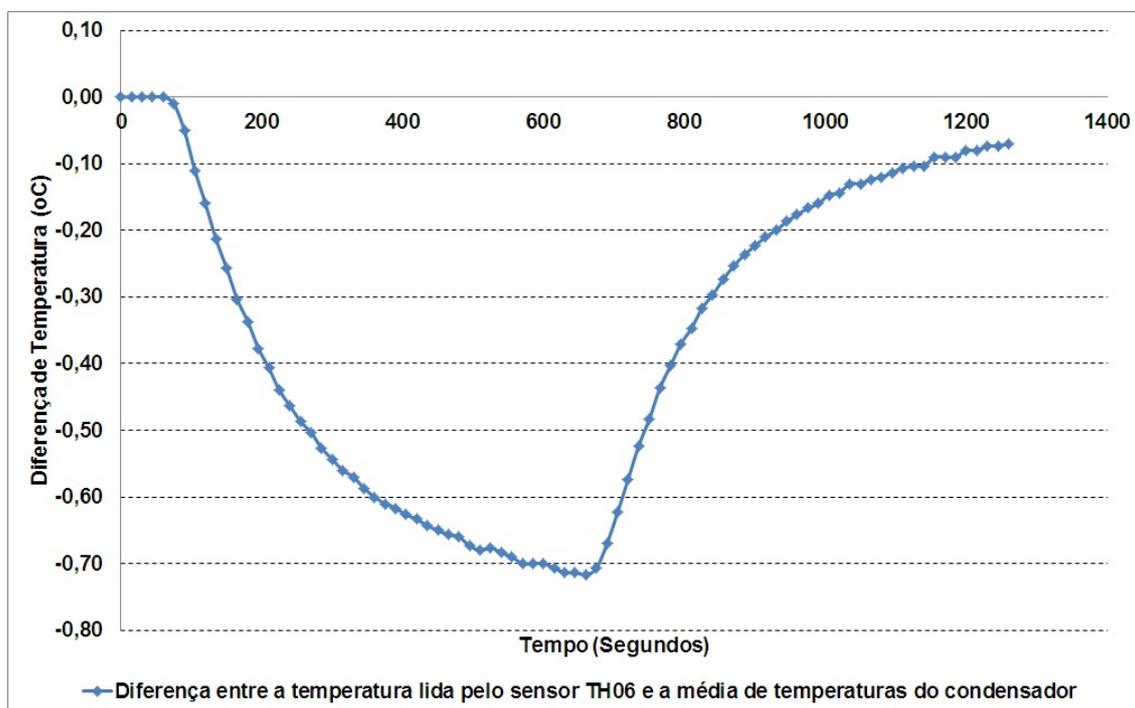
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 5.21 – Diferença entre a temperatura no centro do evaporador e as temperaturas no condensador com GNC (Critério 2).



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 5.22 – Diferença entre a temperatura lida pelo sensor TH06 e a média de temperaturas do condensador com GNC (Critério 3).



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A comparação dos perfis de temperatura para cada um dos critérios de detecção de GNC, tanto no caso em que não existe zona bloqueada quanto no caso em que existe a situação em que uma parte do condensador não funcionar de forma adequada, mostra que os critérios são aplicáveis e podem mostrar indícios de degradação dos tubos de calor embutidos em painéis *honeycomb*.

## 5.6. Definição de um critério quantitativo para a detecção de GNC

O aumento da diferença entre o TH02 (evaporador) o TH06 (final do condensador) é a referência mais evidente de que existe a presença de GNC no canal de vapor. Isto se explica pelo fato de que o aumento da pressão no evaporador devido à presença de GNC aumenta a temperatura no evaporador e diminui a temperatura no condensador. Em geral, esta diferença de temperatura depende da carga térmica aplicada, do comprimento do tubo de calor e da quantidade de GNC. A evolução da curva referente a esta diferença de temperatura (TH02 – TH06) deve ser comparada com a curva limite (TH02 –

TH07), onde TH07 é a temperatura do ambiente. Assumindo que o painel encontra-se na temperatura do ambiente no início do teste, esta curva (TH02 – TH07) representa o caso em que o tubo de calor não funciona de forma adequada, ou seja, o calor dissipado sobre a região de evaporação não é transportado até a região de condensação (não existe resposta em termos de aumento de temperatura).

A definição de um critério quantitativo para a detecção de GNC deve ter em consideração que existem tubos de calor de comprimentos variados. Assim, a solução proposta para este problema é a avaliação estatística da variação da diferença de entre a temperatura no sensor TH02 e o sensor TH06 para tubos de comprimentos diferentes. A Tabela 5.3 apresenta os resultados experimentais relativos a este estudo estatístico.

Tabela 5.3 – Critérios quantitativos (Critério 2) para a detecção de GNC no canal de vapor de tubos de calor embutidos em painéis honeycomb.

Tubo de Calor	HP01	HP06	HP10	HP02
Comprimento do Tubo de Calor (m)	0,47	0,67	0,77	1,5
Média (TH02 - TH06) (°C)	2,98	3,04	3,02	2,67
Desvio Padrão (TH02 - TH06) (°C)	0,24	0,03	0,13	0,15
Precisão dos Termistores (°C)	0,1	0,1	0,1	0,1
Critério de Aceitação (°C)	3,56	3,2	3,38	3,07

Fonte: resultados obtidos pelo autor.

O critério de aceitação quantitativo é definido de acordo com três parâmetros, os quais têm influência na diferença de temperatura entre os sensores TH02 e TH06: comprimento do tubo de calor, precisão do termistor e desvio padrão. A definição de cada um dos critérios feita de forma:

$$(TH02 - TH06) = MÉDIA + 2XDESvio PADRÃO + PRECISÃO DO TERMISTOR$$

Na Tabela 5.3, são apresentados os critérios quantitativos para diferentes tubos de calor de diferentes comprimentos. Em cada um dos tubos foi observado que o valor referente ao desvio padrão varia de forma aleatória,

desta forma mostra-se mais abrangente que seja estabelecido um critério específico para cada tubo de calor, uma vez que estamos trabalhando com tubos de diferentes comprimentos. Assim, uma vez que um determinado tubo, de determinado comprimento apresente uma diferença de temperatura superior ao critério quantitativo calculado, pode-se verificar que o processo de degradação da capacidade de transporte de calor do mesmo teve início.

Os resultados referentes a este critério, apresentados na Tabela 5.3, apresentam valores próximos, logo não se verificou a influência da dependência do comprimento do tubo. Assim, pode-se estabelecer um critério universal de aceitação para todos os comprimentos dentro da faixa 0,47 - 1,5 m, ou seja, um valor máximo, 3,6 °C. Desta forma, durante a avaliação dos resultados obtidos em testes de verificação, se a diferença (TH02 –TH06) for menor do 3,6 °C o tubo de calor pode ser classificado como “aprovado”.

A faixa de incerteza é calculada a partir da soma de dois desvios padrão mais a precisão de medida dos termistores é 0,6°C. Esta faixa de incerteza pode ser considerada como sendo o limite de sensibilidade da metodologia experimental não invasiva.

O tubo de calor em que for verificada a presença de GNC deve ser submetido aos demais critérios qualitativos de modo a confirmar a degradação da capacidade de transporte do mesmo.

### **5.7. Sensibilidade da metodologia não invasiva (blocos aquecedores medidores) a detecção de GNC no canal de vapor de tubos de calor embutidos**

A sensibilidade da metodologia não invasiva à detecção de GNC no canal de vapor pode ser avaliada de acordo com o aumento da diferença entre as temperaturas lidas pelos sensores TH02 e TH06 em função da variação do comprimento da zona bloqueada da região de condensação. A Tabela 5.4 apresenta a dependência do aumento da diferença entre as temperaturas TH02 e TH06 e o comprimento da zona bloqueada da região de condensação,

obtidos por meio do modelo térmico, de acordo com a mudança do comprimento da zona bloqueada no canal de vapor por GNC.

Tabela 5.4 – Sensibilidade do modelo de simulação a variação do comprimento da zona bloqueada.

Comprimento da zona bloqueada (m)	TH02 – TH06 (°C)	Sensibilidade
0,01	8,59	0%
0,02	8,63	0%
0,03	8,70	1%
0,04	8,79	2%
0,05	8,90	4%
0,06	9,05	5%
0,07	9,24	8%
0,08	9,42	10%
0,09	9,54	11%
0,10	9,67	13%

Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A análise dos resultados apresentados na Tabela 5.4 mostra que a sensibilidade do modelo real em relação a variação do comprimento da zona bloqueada pode aparecer quando a oscilação da temperatura é maior que a faixa de incerteza ( $0,6^{\circ}\text{C}$ ), ou seja, quando  $(\text{TH02} - \text{TH06})$  é igual a  $9,2^{\circ}\text{C}$  ( $8,59^{\circ}\text{C} + 0,6^{\circ}\text{C}$ ). Esta diferença de temperatura  $(\text{TH02} - \text{TH06})$  corresponde ao comprimento da zona bloqueada de aproximadamente 70 mm (8%).

Enfim, pode-se inferir que o comprimento de  $L_{\text{GNC}} = 0,07$  m (Tabela 5.4) pode ser considerado como valor referente à precisão do critério baseado na diferença de temperaturas  $(\text{TH02} - \text{TH06})$  em detectar a presença de GNC no canal de vapor dos tubos de calor embutidos em painéis *honeycomb*. Este comprimento referente à zona bloqueada do condensador abrange os critérios definitivos para todos os tubos de calor embutidos nos painéis estruturais do satélite CBERS 4.

## 5.8. Incertezas relacionadas ao modelo de simulação

O modelo de simulação, apresentado nas Figuras 5.14 e 5.15, pode ser submetido a um estudo de incertezas de modo a verificar a influência do bloco de celeron na aquisição de temperaturas pelos termistores acoplados aos blocos aquecedores–medidores. A proposta é a comparação dos valores de temperatura obtidos por meio do modelo de simulação no instante final de do aquecimento (600 s), considerando–se que existe ou não, contato térmico entre o termistor e o bloco de celeron. A Tabela 5.4 apresenta os resultados relativos ao estudo de incertezas relacionadas ao modelo térmico de simulação da montagem experimental (blocos aquecedores–medidores).

Tabela 5.5 – Incertezas relacionadas ao modelo térmico de simulação da montagem experimental (blocos aquecedores – medidores).

	TH01 (°C)	TH02 (°C)	TH03 (°C)	TH04 (°C)	TH05 (°C)	TH06 (°C)
Contato Termistor Bloco	31,94	30,43	31,47	24,94	24,8	24,66
Sem Contato Termistor Bloco	30,9	30,32	30,42	24,95	24,81	24,67
Incertezas	-3,3%	-0,4%	-3,3%	0,0%	0,0%	0,0%

Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A análise dos resultados mostra que a influência do bloco de celeron é maior nos termistores TH01 e TH03, uma vez que são os termistores que estão mais próximos da concentração do calor dissipado pelos *heaters*, uma vez que parte do calor dissipado é absorvida pelo bloco e tem influência nas temperaturas obtidas termistores que estão mais próximos dos *heaters*. A influência do contato térmico dos termistores com os blocos é praticamente nula no caso do bloco medidor, pois neste caso os termistores não sofrem influência da potência dissipada pelos *heaters*.



## **6 MODELO MATEMÁTICO (ANALÍTICO–NUMÉRICO) PARA SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DE TUBOS DE CALOR COM GNC EM REGIME TRANSIENTE**

Este capítulo aborda os conceitos usados para a construção do modelo matemático que tem por objetivo a simulação dos períodos transientes rápidos em que o tubo de calor inicia ou termina o processo de transporte de calor mediante a dissipação de calor por uma determinada fonte, *start up*, ou interrupção da dissipação de calor, *shut down*. O domínio do modelo matemático é o escoamento da mistura de vapor e GNC no canal de vapor, incluindo também a parede do tubo de calor e estrutura capilar, onde ocorrem os processos de evaporação e condensação.

### **6.1. Modelo matemático analítico**

O modelo matemático analítico foi desenvolvido considerando que os fenômenos de transporte de interesse ocorrem em uma dimensão (1 D). As equações encontradas nas referências (PATANKAR, 1980; HALL; DOSTER, 1990; TOURNIER; EL – GENK, 1995) serviram como base para a modelagem matemática do escoamento tanto da mistura de vapor com GNC quanto do escoamento de vapor.

Marcus (1972) apresentou a proposta de modelagem do funcionamento de um tubo de calor em regime transiente de transferência de calor, no qual o tubo de calor poderia ser dividido em um número finito de nós, assim, como as equações que governam os fenômenos de transporte existentes em um tubo de calor. A publicação de Marcus (1973) apresentou apenas a proposta de modelagem, mas não explorou as hipóteses referentes a operação de um tubo de calor em regime transiente de transferência de calor com a presença de GNC.

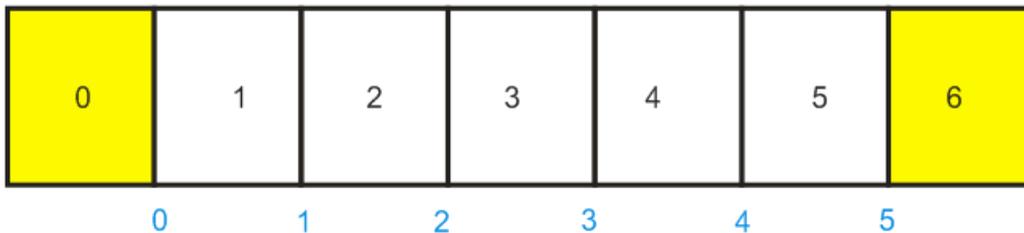
As hipóteses e simplificações apresentadas a seguir foram consideradas no desenvolvimento do modelo:

- O modelo foi desenvolvido em 1D, visando ao uso futuro como sub-modelo transiente embutido em modelos térmicos matemáticos de satélites (SINDA FLUENT THERMAL DESKTOP).
- Os efeitos da formação da piscina nas ranhuras inferiores estrutura capilar não foram considerados.
- Os efeitos da eventual secagem das ranhuras superiores da estrutura capilar não foram considerados.
- O suprimento de líquido nas ranhuras superiores das regiões do tubo de calor próximas às tampas (extremidades do tubo de calor) não foi considerado.
- Os limites de operação (capilar, sônico, ebulição, atrito) não foram considerados na modelagem matemática (analítica e numérica).
- As propriedades termo – físicas o fluido na fase de líquido são definidos em função da temperatura média de operação e não variam em regime transiente.
- A troca de calor na direção radial com a estrutura porosa é simulada de forma simplificada, usando coeficientes de transferência de calor efetivos, os quais estão relacionados aos processos de evaporação e condensação; os coeficientes podem ser definidos com valores diferentes ao longo do tubo.
- Os coeficientes de transferência de calor efetivos dependem da concentração de GNC e são definidos por uma função linear.
- A fronteira entre as zonas ativa e inativa do condensador pode ser considerada difusa.

- O coeficiente de troca de calor com ambiente exterior não depende da temperatura, porém pode ser definido com valores diferentes ao longo do tubo.

O canal de vapor do tubo de calor foi dividido em um número finito de células numéricas (Figura 6.1) de forma que as equações usadas para o desenvolvimento do modelo permitem o cálculo dos parâmetros de interesse (densidade, pressão e temperatura) para cada uma das células numéricas.

Figura 6.1 – Divisão do canal de vapor em células numéricas – exemplo para uma divisão do canal de vapor em 5 células.



Fonte: elaborado pelo autor.

A Figura 6.1 mostra duas divisões numéricas diferentes, isso ocorre pelo fato da velocidade do escoamento estar relacionada com a fronteira entre as duas células consecutivas.

As extremidades da divisão do canal de vapor do tubo correspondem às células (0 e 6) nas quais são aplicadas as condições de contorno.

O fluxograma relativo ao modelo matemático (analítico e numérico) pode ser visualizado no APÊNDICE D. A seqüência na qual as equações foram inseridas no programa desenvolvido na linguagem de programação Fortran é mostrada neste fluxograma.

### 6.1.1. Tubo de calor sem a presença de gases não condensáveis

A abordagem do sistema de equações usado no desenvolvimento do modelo matemático analítico pode ser dividida em duas partes:

- troca de calor entre o escoamento do fluido de trabalho (tanto do vapor quanto da mistura de vapor e gás não condensável) e a estrutura metálica do tubo de calor.
- equações usadas para modelar os fenômenos de transporte relativos ao escoamento de vapor com base nas mudanças de fase esperadas e de acordo com as condições de operação do tubo de calor estudadas.

A transferência de calor em um tubo de calor ranhurado dentro do conceito 1D pode ser modelada através da equação que rege a troca de calor por condução ao longo do comprimento do tubo através estrutura metálica, aplicando um termo fonte ( $q_z$ ) que apresenta troca de calor com o fluido (Equação (6.1 – 6.2)) (HALL; DOSTER, 1990).

$$\rho_w C_p \delta_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \delta_w k_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} + q_z \quad (6.1)$$

$$q_z = h(T_v - T_w) + h_{amb}(T_{amb} - T_w) + q \quad (6.2)$$

Substituindo a equação (6.2) na equação (6.1) temos a equação (6.3):

$$\rho_w C_{p_w} \delta_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \delta_w k_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} + h(T_v - T_w) + h_{amb}(T_{amb} - T_w) + q \quad (6.3)$$

onde:

$\rho_w$  – densidade do material de fabricação do tubo de calor – ( $\text{kg/m}^3$ )

$C_{p_w}$  – calor específico do material de fabricação do tubo de calor – ( $\text{kg/m}^3$ )

$\delta_w$  – espessura efetiva da parede do tubo de calor (considerando ranhuras) – (m)

$T_w$  – temperatura da parede do tubo de calor – (K)

$k_w$  – condutividade do material de fabricação do tubo de calor – (W/mK)

$h$  – coeficiente de troca de calor efetiva por convecção entre a parede do tubo de calor e canal de vapor – (W/m<sup>2</sup>K)

$T_v$  – temperatura no canal de vapor – (K)

$h_{amb}$  – coeficiente de troca de calor por convecção com o ambiente – (W/m<sup>2</sup>K)

$T_{amb}$  – temperatura ambiente – (K)

$t$  – tempo – (segundos)

$z$  – coordenada ao longo do tubo de calor – (m)

$q$  – carga térmica (fluxo de calor) – (W/m<sup>2</sup>)

A conservação da massa de vapor é representada pela Equação (6.4).

$$\frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial \rho_v u}{\partial t} = \frac{4 j_v}{D_v} \quad (6.4)$$

A Equação (6.4) permite o cálculo da variação da densidade de vapor em cada uma das células numéricas do canal de vapor.

onde:

$\rho_v$  – densidade (kg/m<sup>3</sup>)

$u$  – velocidade (m/s)

$D_v$  – diâmetro do canal de vapor (m)

$j_v$  – taxa de evaporação (kg/m<sup>2</sup>s)

A conservação de momentos é representada pela Equação (6.5).

$$\frac{\partial \rho_v u}{\partial t} + \frac{\partial \rho_v u^2}{\partial z} = -\frac{\partial P_v}{\partial z} - F_z u \quad (6.5)$$

onde:

$P_v$  – pressão de vapor (Pa)

$F_z$  – fator de atrito (adimensional)

O fator  $F_z$  é um termo referente às perdas hidráulicas referentes ao escoamento ao longo do canal de vapor. Este termo depende do regime do escoamento (laminar ou turbulento); o mesmo também pode depender das perdas locais, do atrito entre o escoamento do fluido na fase de vapor com o escoamento do fluido na fase líquida, uma vez que ambos ocorrem em sentidos opostos. No caso simplificado, escoamento laminar de vapor, a expressão para  $F_z$  pode ser obtida através da lei de Darcy (Equação (6.6)) para canais cilíndricos:

$$\frac{dP_v}{dz} = -\frac{32\mu_v u}{D_v^2} \quad (6.6)$$

$$F_z = \frac{32\mu_v}{D_v^2} \quad (6.7)$$

onde

$\mu_v$  – viscosidade dinâmica do vapor – (Pa s)

O segundo termo da Equação (6.5) pode ser manipulado algebricamente de forma que a derivada do produto de duas variáveis independentes pode resultar na soma de dois termos independentes, conforme pode ser visualizado na Equação (6.8).

$$\frac{\partial \rho_v u}{\partial t} + u \frac{\partial \rho_v u}{\partial z} + \rho_v u \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P_v}{\partial z} - F_z u \quad (6.8)$$

A mesma manipulação algébrica aplicada no segundo termo da Equação (6.5) pode ser aplicada no primeiro termo da Equação (6.8), conforme a Equação (6.9).

$$\rho_v \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + u \frac{\partial \rho_v u}{\partial z} + \rho_v u \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P_v}{\partial z} - F_z u \quad (6.9)$$

O termo da Equação (6.9) referente à Equação (6.10) é definido pela equação de conservação de massa de vapor.

$$u \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + u \frac{\partial \rho_v u}{\partial z} = u \left( \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial \rho_v u}{\partial z} \right) \quad (6.10)$$

Após substituir a equação de conservação de massa de vapor na Equação (6.10) obtém-se a Equação (6.11).

$$\rho_v \frac{\partial u}{\partial t} = -\rho_v u \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial P_v}{\partial z} - F_z u - u \frac{4j_v}{D_v} - u D \frac{\partial^2 \rho_v}{\partial z^2} \quad (6.11)$$

A diferença entre as pressões é definida pela lei dos gases ideais, conforme pode ser visualizado nas Equações (6.12) e (6.13).

$$P_v = \rho_v R_v T_v \quad (6.12)$$

$$\frac{\partial P_v}{\partial z} = \frac{\partial \rho_v}{\partial z} R_v T_v \quad (6.13)$$

onde:

$R_v$  – constante do vapor

A temperatura no canal de vapor pode ser calculada através da equação de Clapeyron – Clausius, conforme a Equação (6.14).

$$\ln \left( \frac{P_v}{P_o} \right) = \frac{\lambda}{R_v} \left( \frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_v} \right) \quad (6.14)$$

onde:

$P_o$  – pressão de saturação considerando – se um determinado ponto de referência (Pa)

$T_o$  – temperatura de saturação considerando – se um determinado ponto de referência (K)

$\lambda$  – calor latente de vaporização/condensação (J/kg)

A taxa mássica referente aos processos de evaporação e condensação pode ser calculada por meio da Equação (6.15).

$$j_v = \frac{h(T_w - T_v)}{\lambda} \quad (6.15)$$

O conjunto  $\bar{V}$  contém todas as variáveis a serem calculadas pelo modelo numérico e está representado abaixo:

$$\bar{V} = \{\rho_v(z,t), u(z,t), P_v(z,t), j(z,t), T_v(z,t), T_w(z,t)\}$$

As condições iniciais assumem a hipótese de que não existe a presença de GNC no canal de vapor.

$$T_w(z,0) = T_{amb};$$

$$T_v(z,0) = T_{v\_init};$$

$$P_v(z,0) = P_{sat}(T_{amb}) = P_o e^{\frac{\lambda}{R_v} \left( \frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_{amb}} \right)};$$

$$\rho_v(z,0) = \frac{P_{sat}(T_{amb})}{R_v T_{amb}};$$

$$j(z,0) = 0;$$

$$u(z,0) = 0$$

As condições de contorno abaixo assumem a hipótese de que não existe a transferência de calor e massa nas extremidades do tubo de calor.

$$T_w(0,t) = T_w, \quad T_w(L,t) = T_w;$$

$$T_v(0,t) = T_v, \quad T_v(L,t) = T_v;$$

$$P_v(0,t) = P_v, \quad P_v(L,t) = P_v;$$

$$\rho_v(0,t) = \rho_v, \quad \rho_v(L,t) = \rho_v;$$

$$j(0,t) = 0, \quad j(L,t) = 0;$$

$$u(0,t) = 0, \quad u(L,t) = 0.$$

### 6.1.2. Tubo de calor com a presença de gases não condensáveis

A abordagem do modelo matemático no caso em que se assume a hipótese de que existe a presença de GNC no canal de vapor segue um formato semelhante ao caso em que assume – se a hipótese de que não existe a presença de GNC no canal de vapor, porém são necessárias algumas modificações na modelagem de forma a satisfazer a aplicação desta nova hipótese.

A conservação da massa de vapor é representada pela Equação (6.16).

$$\frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial \rho_v u}{\partial z} = \frac{4j_v}{D_v} - \frac{\partial j_{z,v}}{\partial z} \quad (6.16)$$

A Equação (6.17) representa a taxa de vazão mássica, a qual depende diretamente do coeficiente de difusão de massa e taxa com a qual a densidade de vapor varia no deslocamento de uma célula para outra.

$$j_{z,v} = -D \frac{\partial \rho_v}{\partial z} \quad (6.17)$$

onde

D – Coeficiente de difusão de massa (m<sup>2</sup>/s)

Logo, introduzindo a Equação (6.17) na Equação (6.16) obtém – se a Equação (6.18).

$$\frac{\partial \rho_v}{\partial t} = -\frac{\partial \rho_v u}{\partial z} + \frac{4j_v}{D_v} + D \frac{\partial^2 \rho_v}{\partial z^2} \quad (6.18)$$

O segundo termo da Equação (6.18) pode ser manipulado de forma que a derivada do produto de duas variáveis independentes pode resultar na soma de dois termos independentes, conforme Equação (6.19).

$$\frac{\partial \rho_v}{\partial t} = -\rho_v \frac{\partial u}{\partial z} - u \frac{\partial \rho_v}{\partial z} + \frac{4j_v}{D_v} + D \frac{\partial^2 \rho_v}{\partial z^2} \quad (6.19)$$

Nesta etapa da modelagem é necessária a inclusão da equação de conservação de massa de gás não condensável, conforme pode ser visualizado na Equação (6.20).

$$\frac{\partial \rho_{GNC}}{\partial t} + \frac{\partial \rho_{GNC} u}{\partial z} = -\frac{\partial j_{GNC}}{\partial z} \quad (6.20)$$

Aplicando-se o conceito relacionado a Lei de Fick, conforme pode ser visualizado na Equação (6.21), obtém-se a Equação (6.22).

$$j_{GNC} = -D \frac{\partial \rho_{GNC}}{\partial z} \quad (6.21)$$

$$\frac{\partial \rho_{GNC}}{\partial t} + \frac{\partial \rho_{GNC} u}{\partial z} = D \frac{\partial^2 \rho_{GNC}}{\partial z^2} \quad (6.22)$$

onde:

$\rho_{GNC}$  – densidade de gás não condensável – (kg/m<sup>3</sup>)

$j_{GNC}$  – taxa de difusão do gás não condensável no vapor – (kg/m<sup>2</sup> s)

O segundo termo da Equação (6.22) pode ser manipulado de forma que a derivada do produto de duas variáveis independentes pode resultar na soma de dois termos independentes, conforme pode ser visualizado na Equação (6.23).

$$\frac{\partial \rho_{GNC} u}{\partial t} = u \frac{\partial \rho_{GNC}}{\partial z} + \rho_{GNC} \frac{\partial u}{\partial z} \quad (6.23)$$

A segunda adaptação a ser feita é considerar que a velocidade do escoamento, não será mais a velocidade de escoamento de vapor e sim a velocidade da mistura de vapor e gás não condensável. Assim, ser faz necessário que, na equação de conservação de momentos, o parâmetro referente à densidade de

vapor deverá ser substituído pela densidade da mistura de vapor e gás não condensável, conforme pode ser visualizado na Equação (6.24).

$$\rho = \rho_v + \rho_{GNC} \quad (6.24)$$

onde:

$\rho$  – densidade da mistura de vapor e GNC – ( $\text{kg/m}^3$ )

Assim a versão da equação de conservação de momentos para o escoamento da mistura de vapor e gás não condensável pode ser visualizada na Equação (6.25).

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho u}{\partial z} + \rho u \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} - F_z u \quad (6.25)$$

O termo da Equação (6.25) referente à Equação (6.26) é definido pela equação de conservação de massa da mistura de vapor e gás não condensável.

$$u \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho u}{\partial z} = u \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho u}{\partial z} \right) \quad (6.26)$$

Após substituir a equação de conservação da mistura de vapor e gás não condensável na Equação (6.26) obtém – se a Equação (6.27).

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = -\rho u \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial P}{\partial z} - F_z u - u \frac{4j_v}{D_v} - u D \frac{\partial^2 \rho}{\partial z^2} \quad (6.27)$$

A diferença de pressão pode ser calculada pela Lei de Dalton, conforme pode ser visualizado nas Equações (6.28) e (6.29).

$$P = (\rho_v R_v + \rho_{GNC} R_{GNC}) T_v \quad (6.28)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \left( \frac{\partial \rho_v}{\partial z} R_v + \frac{\partial \rho_{GNC}}{\partial z} R_{GNC} \right) T_v + (\rho_v R_v + \rho_{GNC} R_{GNC}) \left( \frac{\partial T_v}{\partial z} \right) \quad (6.29)$$

onde:

$P$  – pressão da mistura de vapor e gás não condensável – (Pa)

$R_{GNC}$  – constante do gás não condensável – (J/molK)

As demais equações usadas para a modelagem do escoamento da mistura de vapor e gás não condensável são as mesmas que foram usadas para modelagem do escoamento de vapor, sem a necessidade de adaptação (equação de Clapeyron–Clausius e a equação para o cálculo da taxa de vazão mássica).

As condições iniciais assumem a hipótese de que existe a presença de GNC no canal de vapor.

$$T_w(z,0) = T_{amb};$$

$$T_v(z,0) = T_{v\_init};$$

$$P_v(z,0) = P_{sat}(T_{amb}) = P_o e^{\frac{\lambda}{R_v} \left( \frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_{amb}} \right)};$$

$$P_{GNC}(z,0) = P_{GNC\_init};$$

$$\rho_v(z,0) = \frac{P_{sat}(T_{amb})}{R_v T_{amb}};$$

$$\rho_{GNC}(z,0) = \frac{P_{GNC\_init}}{R_{GNC} T_{amb}};$$

$$j(z,0) = 0;$$

$$u(z,0) = 0$$

As condições de contorno abaixo assumem a hipótese de que existe a presença de GNC no canal de vapor.

$$T_w(0,t) = T_w, \quad T_w(L,t) = T_w;$$

$$T_v(0,t) = T_v, \quad T_v(L,t) = T_v;$$

$$P_v(0,t) = P_v, \quad P_v(L,t) = P_v;$$

$$P_{GNC}(0,t) = P_{GNC}, \quad P_{GNC}(L,t) = P_{GNC};$$

$$\rho_v(0,t) = \rho_v, \quad \rho_v(L,t) = \rho_v;$$

$$\rho_{GNC}(0,t) = \rho_{GNC}, \quad \rho_{GNC}(L,t) = \rho_{GNC};$$

$$j(0,t) = 0, \quad j(L,t) = 0;$$

$$u(0,t) = 0, \quad u(L,t) = 0.$$

As condições de contorno, assim como as condições iniciais, aplicadas à modelagem da mistura de vapor e gás não condensável são as mesmas que foram aplicadas na modelagem do escoamento de vapor. Apenas foram introduzidas novas condições de contorno, assim como condições iniciais, relativas à presença de gás não condensável no canal de vapor do tubo de calor.

## 6.2. Métodos numéricos para discretização das equações e algoritmos de solução

A equação da conservação de massa de vapor na forma discretizada pode ser visualizada na Equação (6.30).

$$\hat{\rho}_{v,k} = \rho_{v,k} + \frac{4j_{v,k}}{D_v} \Delta t + \left[ D \frac{(\rho_{v,k+1} + \rho_{v,k-1} - 2\rho_{v,k})}{\Delta z^2} - \rho_{v,k} \frac{(u_k - u_{k-1})}{\Delta z} - \frac{1}{2} \left( u_k \frac{(\rho_{v,k+1} - \rho_{v,k})}{\Delta z} + u_{k-1} \frac{(\rho_{v,k} - \rho_{v,k-1})}{\Delta z} \right) \right] \Delta t \quad (6.30)$$

A equação da conservação de massa de gás não condensável na forma discretizada pode ser visualizada nas Equações (6.31) e (6.32).

$$D_{f,k}^{GNC} = D \frac{\partial^2 \rho_{GNC}}{\partial z^2} \Big|_k = D \frac{(\rho_{GNC,k+1} + \rho_{GNC,k-1} - 2\rho_{GNC,k})}{\Delta z^2} \quad (6.31)$$

$$\hat{\rho}_{GNC,k} = \rho_{GNC,k} + \left[ D_{f,k}^{GNC} - \rho_{GNC,k} \frac{(u_k - u_{k-1})}{\Delta z} - \left( u_k \frac{(\rho_{GNC,k+1} - \rho_{GNC,k})}{\Delta z} \right) \right] \Delta t \quad (6.32)$$

Aplicando – se o método implícito de discretização na equação de conservação de momentos obtém - se a seqüência de Equações (6.33) – (6.41).

$$\bar{T}_{v,k} \approx 0.5(T_{v,k} + T_{v,k+1}) \quad (6.33)$$

$$\frac{\partial \hat{P}}{\partial z} \Big|_k \approx \frac{(\hat{\rho}_{v,k+1} - \hat{\rho}_{v,k})}{\Delta z} R_v \bar{T}_{v,k} + \frac{(\hat{\rho}_{GNC,k+1} - \hat{\rho}_{GNC,k})}{\Delta z} R_{GNC} \bar{T}_{v,k} \quad (6.34)$$

$$\hat{\rho}_k \approx \frac{1}{2}(\hat{\rho}_{v,k} + \hat{\rho}_{v,k+1} + \hat{\rho}_{GNC,k} + \hat{\rho}_{GNC,k+1}) \quad (6.35)$$

$$\hat{\rho}_k \frac{(\hat{u}_k - u_k)}{\Delta t} = - \left. \frac{\partial \hat{P}}{\partial z} \right|_k - F_z \hat{u}_k - \hat{u}_k \frac{4j_{v,k}}{D_v} - \hat{u}_k D \frac{(\rho_{k+1} + \rho_{k-1} - 2\rho_k)}{\Delta z^2} \quad (6.36)$$

$$\hat{u}_k = u_k + \frac{1}{\hat{\rho}_k} \left[ - \left. \frac{\partial \hat{P}}{\partial z} \right|_k \Delta t - F_z \hat{u}_k \Delta t - \hat{u}_k \frac{4j_{v,k}}{D_v} \Delta t - \hat{u}_k D \frac{(\rho_{k+1} + \rho_{k-1} - 2\rho_k)}{\Delta z^2} \Delta t \right] \quad (6.37)$$

$$\hat{u}_k = u_k - \frac{1}{\hat{\rho}_k} \left. \frac{\partial \hat{P}}{\partial z} \right|_k \Delta t - \frac{1}{\hat{\rho}_k} F_z \hat{u}_k \Delta t - \frac{1}{\hat{\rho}_k} \hat{u}_k \frac{4j_{v,k}}{D_v} \Delta t - \frac{1}{\hat{\rho}_k} \hat{u}_k D \frac{(\rho_{k+1} + \rho_{k-1} - 2\rho_k)}{\Delta z^2} \Delta t \quad (6.38)$$

$$\left( 1 + \frac{1}{\hat{\rho}_k} \left( F_z \Delta t + \frac{4j_{v,k}}{D_v} \Delta t + D \frac{(\rho_{k+1} + \rho_{k-1} - 2\rho_k)}{\Delta z^2} \Delta t \right) \right) \hat{u}_k = u_k - \frac{1}{\hat{\rho}_k} \left. \frac{\partial \hat{P}}{\partial z} \right|_k \Delta t \quad (6.39)$$

$$\left( \hat{\rho}_k + F_z \Delta t + \frac{4j_{v,k}}{D_v} \Delta t + D \frac{(\rho_{k+1} + \rho_{k-1} - 2\rho_k)}{\Delta z^2} \Delta t \right) \hat{u}_k = \hat{\rho}_k u_k - \left. \frac{\partial \hat{P}}{\partial z} \right|_k \Delta t \quad (6.40)$$

$$\hat{u}_k = \frac{\hat{\rho}_k u_k - \left. \frac{\partial \hat{P}}{\partial z} \right|_k \Delta t}{\left( \hat{\rho}_k + F_z \Delta t + \frac{4j_{v,k}}{D_v} \Delta t + D \frac{(\rho_{k+1} + \rho_{k-1} - 2\rho_k)}{\Delta z^2} \Delta t \right)} \quad (6.41)$$

Aplicando-se o método explícito de discretização na Equação de Clapeyron–Clausius (Equação 6.14) obtém-se a Equação (6.42).

$$T_{v,k}^2 = \frac{1}{\frac{1}{T_o} - R_v^2 \ln \left( \frac{P_k}{P_o} \right)} \quad (6.42)$$

Aplicando-se o método explícito de discretização na Equação (6.15) obtém-se a Equação (6.43).

$$j_{v,k}^2 = \frac{h(T_{w,k}^2 - T_{v,k}^2)}{\lambda} \quad (6.43)$$

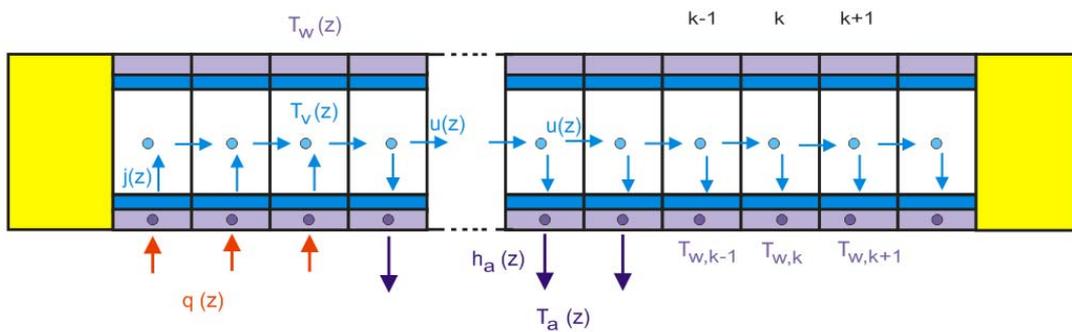
Após a conclusão do processo de discretização das equações referentes ao modelo matemático analítico, o algoritmo THOMAS (TDMA) foi usado para calcular os valores referentes ao perfil de temperaturas ao longo da parede do tubo de calor.

### 6.3. Algoritmo THOMAS (TDMA)

A aplicação do algoritmo THOMAS (TDMA) necessita que seja construída uma matriz tri-diagonal, na qual os coeficientes da matriz tridiagonal são as incógnitas do sistema de equações. Nesta seção as manipulações necessárias para encontrar os coeficientes da matriz tri-diagonal para a construção da matriz para o cálculo das temperaturas na parede do tubo de calor são apresentadas e discutidas.

A nomenclatura usada na discretização da Equação (6.1) está apresentada na Figura 6.2:

Figura 6.2 – Nomenclatura usada na discretização da equação de energia.



Fonte: elaborado pelo autor.

A versão da equação da condução de calor discretizada é apresentada na Equação (6.44).

$$\rho_w C_{p-w} \delta_w \left( \frac{\hat{T}_{w,k} - T_{w,k}}{\Delta t} \right) = \delta_w k_w \left( \frac{\hat{T}_{w,k+1} - 2\hat{T}_{w,k} + \hat{T}_{w,k-1}}{(\Delta z)^2} \right) + h(T_{v,k} - \hat{T}_{w,k}) + h_{amb}(T_{amb} - \hat{T}_{w,k}) + q \quad (6.44)$$

Reorganizando os termos da Equação (6.44) obtém-se a Equação (6.45).

$$\begin{aligned} \left( \frac{\rho_w C_{p-w} \delta_w}{\Delta t} \right) \hat{T}_{w,k} - \left( \frac{\rho_w C_{p-w} \delta_w}{\Delta t} \right) T_{w,k} = \left( \frac{\delta_w k_w}{(\Delta z)^2} \right) \hat{T}_{w,k+1} \\ - 2 \left( \frac{\delta_w k_w}{(\Delta z)^2} \right) \hat{T}_{w,k} + \left( \frac{\delta_w k_w}{(\Delta z)^2} \right) \hat{T}_{w,k-1} + h T_{v,k} - h \hat{T}_{w,k} + h_{amb} T_{amb} - h_{amb} \hat{T}_{w,k} + q \end{aligned} \quad (6.45)$$

Reagrupando os termos da Equação (6.45) de acordo com as variáveis da matriz tri-diagonal temos a equação (6.46):

$$\begin{aligned} - \left( \frac{\delta_w k_w}{(\Delta z)^2} \right) \hat{T}_{w,k-1} + \left( \left( \frac{\rho_w C_{p-w} \delta_w}{\Delta t} \right) + 2 \left( \frac{\delta_w k_w}{(\Delta z)^2} \right) + h + h_{amb} \right) \hat{T}_{w,k} - \left( \frac{\delta_w k_w}{(\Delta z)^2} \right) \hat{T}_{w,k+1} = \\ \left( \frac{\rho_w C_{p-w} \delta_w}{\Delta t} \right) T_{w,k} + h T_{v,k} + h_{amb} T_{amb} + q \end{aligned} \quad (6.46)$$

A Equação (6.46) pode ser aplicada em todas as células da parede do tubo de calor, exceto na primeira e na última célula. Nestes dois casos em específico se faz necessário o uso das condições de contorno para estabelecer as equações para cada caso em específico.

No caso da primeira célula, a condição de contorno usada na modelagem matemática é a seguinte:

$$T_{w,k-1} = T_{w,k}$$

No caso da última célula, a condição de contorno usada na modelagem matemática é a seguinte:

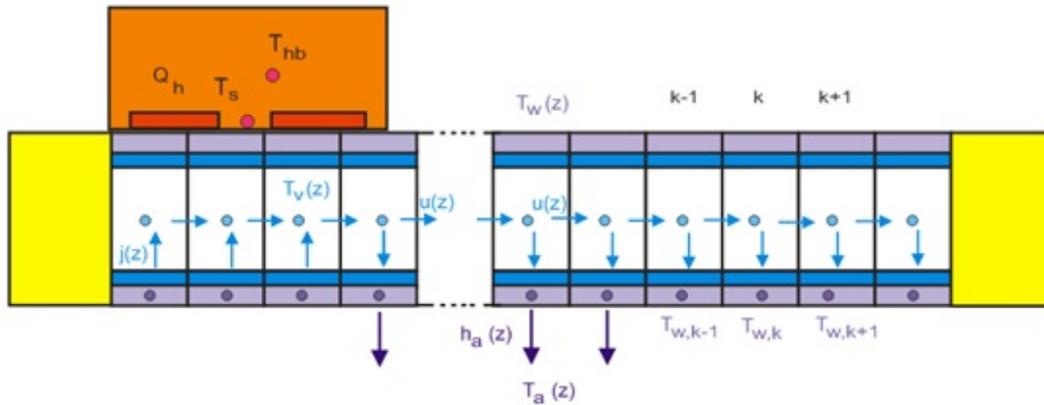
$$T_{w,k} = T_{w,k+1}$$

Após a aplicação das condições de contorno, obtêm-se os elementos da diagonal principal da matriz tri-diagonal. Assim, estas equações ainda na forma analítica foram transformadas em rotinas de cálculo numérico por meio da linguagem de programação FORTRAN.

#### **6.4. Inclusão do bloco aquecedor no modelo matemático**

A etapa final da modelagem matemática foi a inclusão do bloco aquecedor de forma simplificada no modelo matemático. Isto foi feito por meio do acoplamento da troca de calor entre bloco aquecedor, sensor de temperatura acoplado ao bloco e tubo de calor na equação de energia que governa a dissipação de calor sobre o tubo. O objetivo é adequar o modelo desenvolvido as condições encontradas em estudos experimentais. A Figura 6.3 mostra a nomenclatura usada nas Equações (6.47) e (6.48).

Figura 6.3 – Bloco aquecedor posicionado diretamente sobre o tubo de calor.



Fonte: elaborado pelo autor.

A modelagem do bloco aquecedor é composta por dois nós: um referente a temperatura do sensor acoplado ao bloco aquecedor e o outro referente ao bloco aquecedor.

$$(f_{hb} C_{hb} m_{hb}) \frac{dT_{hb}}{dt} = (1 - f_{HP}) Q_h(t) - G_{hb,s} (T_{hb} - T_s) \quad (6.47)$$

$$(C_s m_s) \frac{dT_s}{dt} = G_{hb,s} (T_{hb} - T_s) - h_{s,w} A_s (T_s - T_{w,k}) \quad (6.48)$$

onde:

$C_{hb}$  – calor específico do bloco aquecedor – (J/kgK)

$C_s$  – calor específico do sensor acoplado ao bloco aquecedor – (J/kgK)

$m_{hb}$  – massa do bloco aquecedor – (kg)

$m_s$  – massa do sensor acoplado ao bloco aquecedor – (kg)

$h_{sb}$  – coeficiente de transferência de calor (contato térmico) entre o sensor acoplado no bloco aquecedor e a parede do tubo de calor – (W/m<sup>2</sup>K)

$f_{hb}$  – fator de ajuste referente a capacidade térmica do bloco aquecedor menor do que 1.

$f_{HP}$  – fator de ajuste referente a fração da carga térmica que vai para o tubo de calor.

$G_{hb,s}$  – condutância térmica efetiva (contato térmico entre o bloco aquecedor e o sensor acoplado ao mesmo) – (W/K)

$A_s$  – área de sensor de temperatura em contato com o tubo de calor ( $m^2$ )

$k$  – número do nó (número da célula numérica) do modelo numérico do tubo de calor, sobre o qual está posicionado o sensor

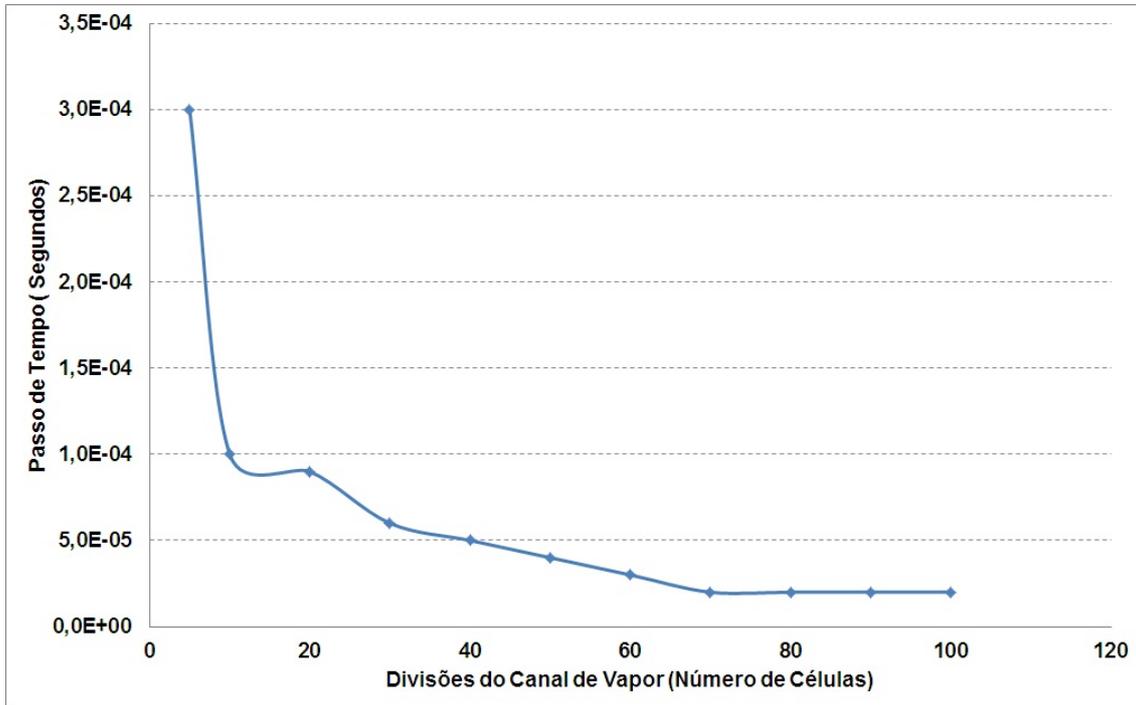
### **6.5. Testes numéricos para casos de escoamento em regime transiente com e sem a presença de gases não condensáveis**

Os testes numéricos aplicados no modelo matemático abordaram basicamente duas linhas de estudo:

- estabilidade numérica em função do número de divisões do canal de vapor;
- simetria do modelo matemático.

A Figura 6.4 apresenta a dependência do modelo numérico em relação ao número de células de acordo com a divisão do canal de vapor. Em muitas situações é desejável o refinamento do número de divisões para que uma precisão maior dos resultados seja atingida. Logo, é necessário diminuir o passo de tempo para integração numérica, de modo que a estabilidade numérica seja mantida.

Figura 6.4 – Dependência do passo de tempo em relação ao número de células corresponde à divisão do canal de vapor.

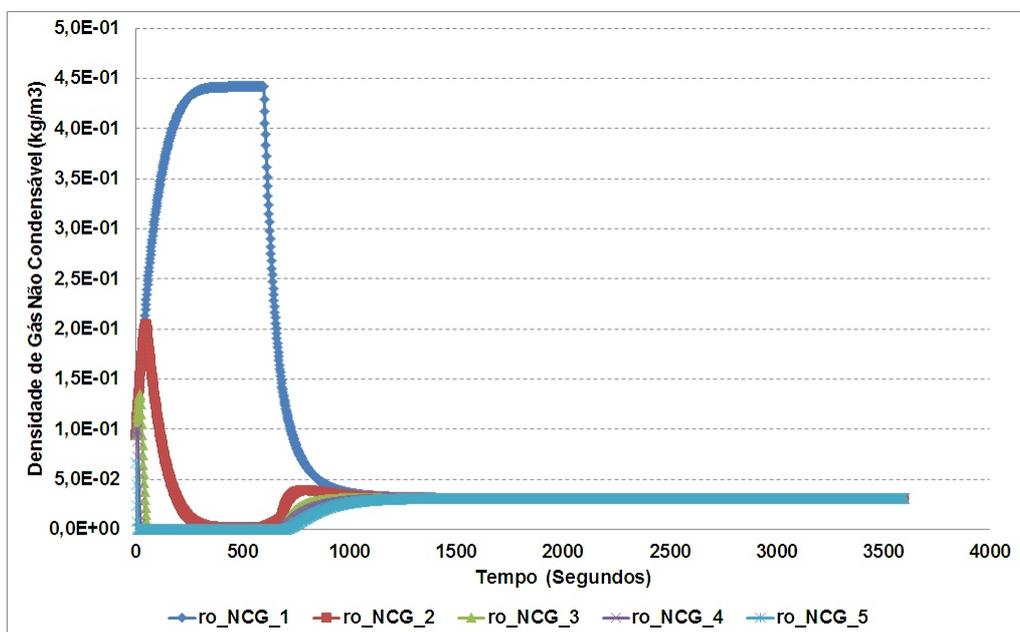


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A dependência do passo de tempo em relação ao número de divisões requer certa ponderação, uma vez que no caso de diminuir-se o passo de tempo aumenta-se muitas vezes de forma considerável o tempo de simulação, o que nem sempre é desejável.

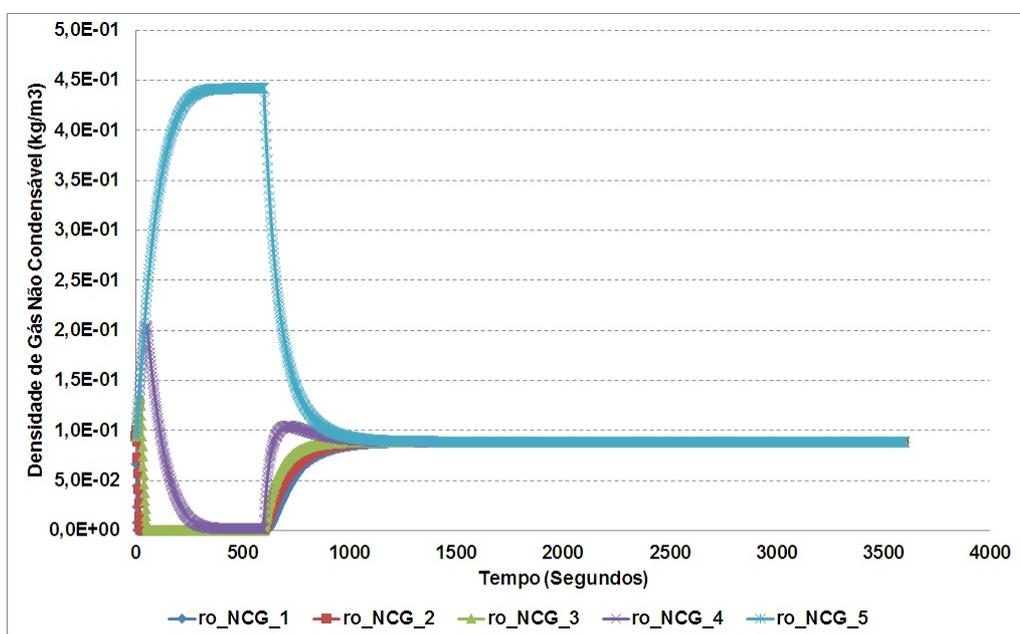
A simetria do modelo matemático também precisa ser verificada uma vez que as condições de contorno adotadas na modelagem matemática também podem ser simétricas (Figuras 6.5 – 6.9), ou seja, a carga térmica pode ser aplicada a partir de qualquer extremidade do tubo de calor. Os testes de simetria foram aplicados considerando-se diferentes casos, porém, sempre se considera a condição de que o fenômeno que está sendo simulado encontra-se em regime transiente.

Figura 6.5 – Fonte de calor posicionada sobre a última célula (ro\_NCG\_5) – com a presença de GNC



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 6.6 – Fonte de calor posicionada sobre a primeira célula (ro\_NCG\_1) – com a presença de GNC

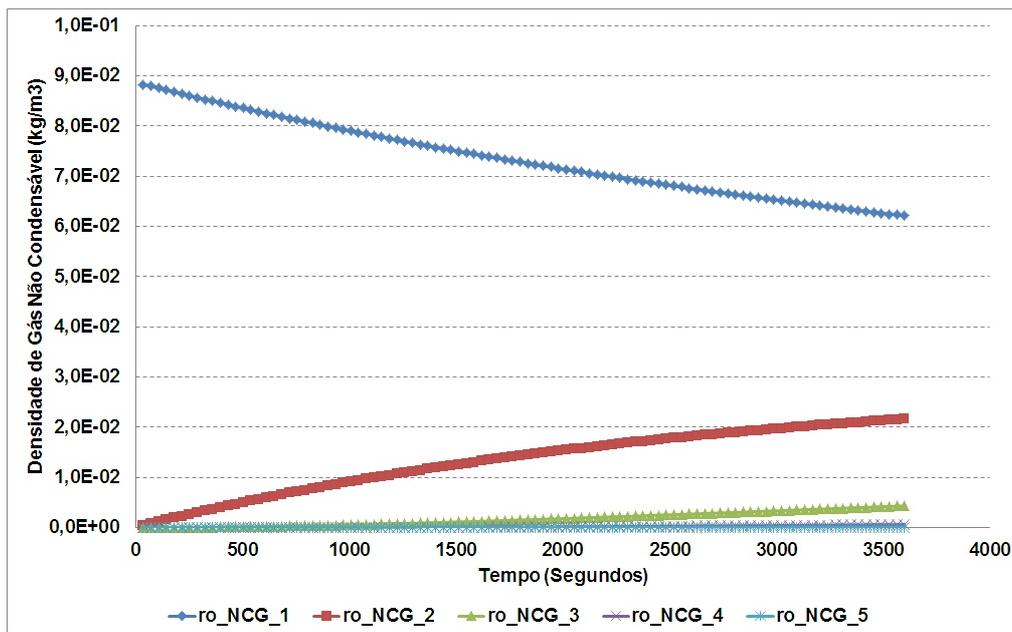


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

As figuras 6.5 – 6.6 apresentam os resultados obtidos a partir da mudança da posição da dissipação de calor ao longo do comprimento do tubo considerando que existe a presença de gás não condensável no canal de vapor. Neste caso,

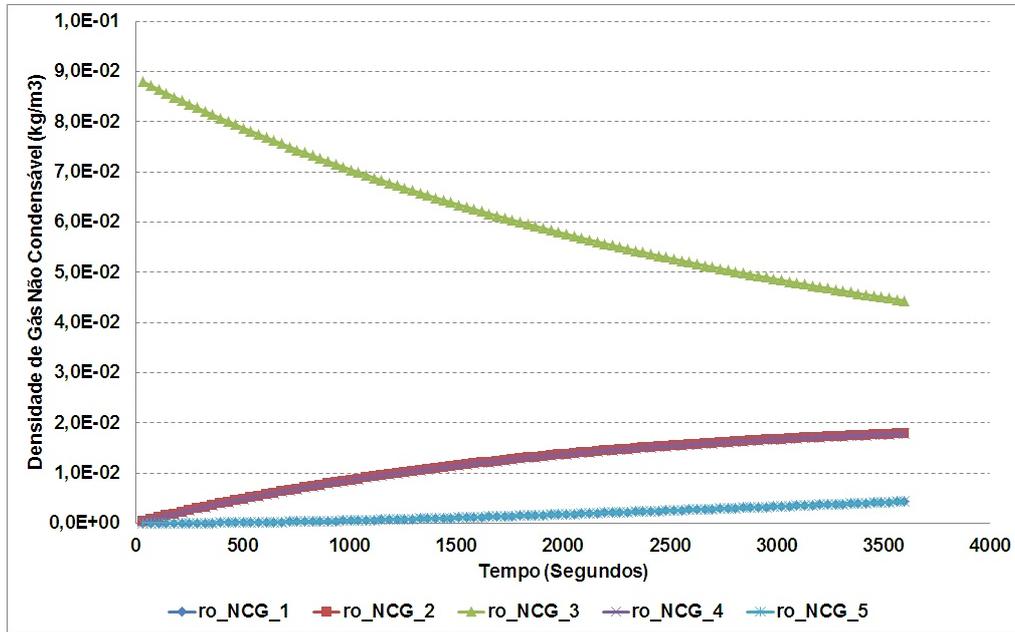
a fonte dissipadora de calor foi colocada nas extremidades do canal de vapor, sendo que a mesma foi simulada como se estivesse posicionada em uma extremidade de cada vez. A mesma estratégia foi aplicada no teste de simetria da posição da dissipação de calor quando foi considerado que não existia a presença de GNC no canal de vapor.

Figura 6.7 – Densidade inicial de GNC na primeira célula (ro\_NCG\_1).



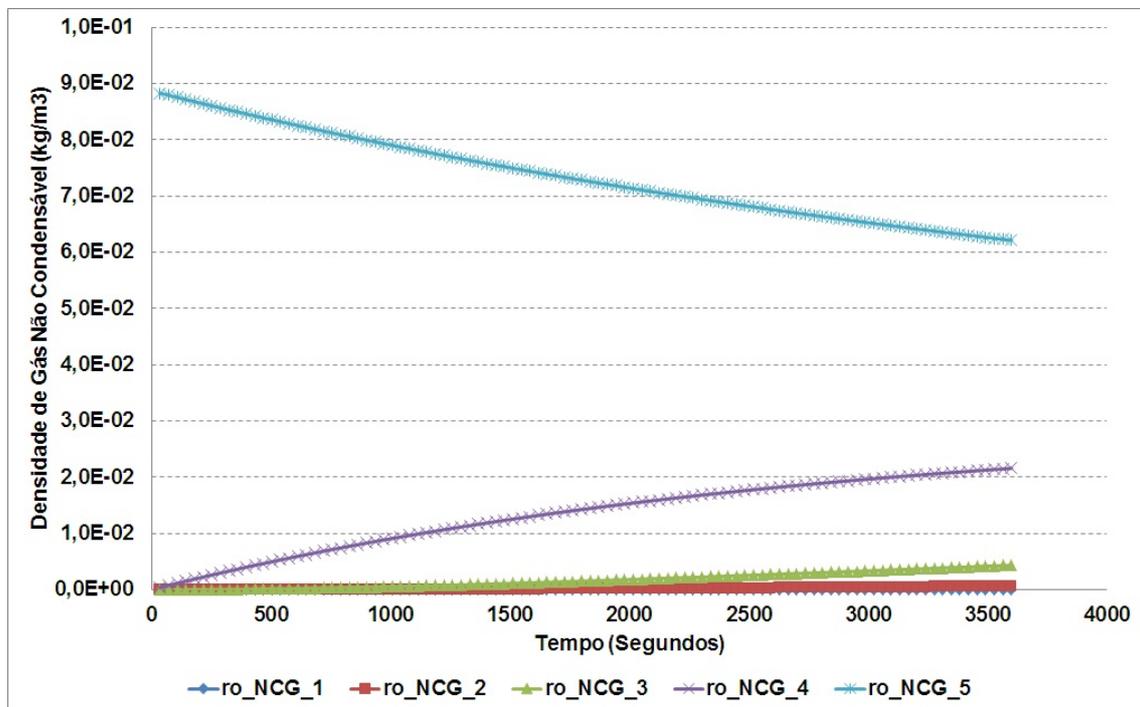
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 6.8 – Densidade inicial de gás não condensável na célula central (ro\_NCG\_3).



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 6.9 – Densidade inicial de gás não condensável na última célula (ro\_NCG\_5).



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

As Figuras 6.7 – 6.9 apresentam os resultados obtidos de acordo com a mudança da posição da densidade inicial de gás não condensável no canal de

vapor do tubo de calor. A simetria da difusão do gás não condensável foi verificada colocando a densidade inicial de gás não condensável nas extremidades do canal de vapor e na célula central. Assim, como na verificação da simetria da posição da dissipação de calor as posições da densidade inicial de gás não condensável foram simuladas uma de cada vez.

A análise dos resultados mostra que o modelo matemático apresenta simetria coerente com as condições de contorno estabelecidas para ambos os parâmetros verificados (posição da dissipação de calor e posição da concentração inicial de gás não condensável).

### **6.6. Validação qualitativa do modelo matemático**

Uma vez concluídos os testes numéricos aplicados no modelo matemático é necessária a validação qualitativa do mesmo. O objetivo é a simulação numérica de casos em que exista a presença de GNC ou não no canal de vapor do tubo de calor. As Figuras 6.10 – 6.18 mostram os resultados referentes à simulação do funcionamento de um tubo de calor carregado com amônia, considerando-se a presença de diferentes quantidades de gás não condensável no canal de vapor: 0 Pa, 1000 Pa e 180000 Pa (referente à temperatura ambiente) para modo *start up*.

O modo *start up* corresponde ao caso em que a temperatura inicial do tubo de calor é homogênea, igual à temperatura ambiente. O gás encontra-se perfeitamente misturado com vapor e está espalhado ao longo do tubo de forma homogênea. No instante inicial ( $t = 0$ ) toda carga térmica é aplicada diretamente sobre a região de evaporação.

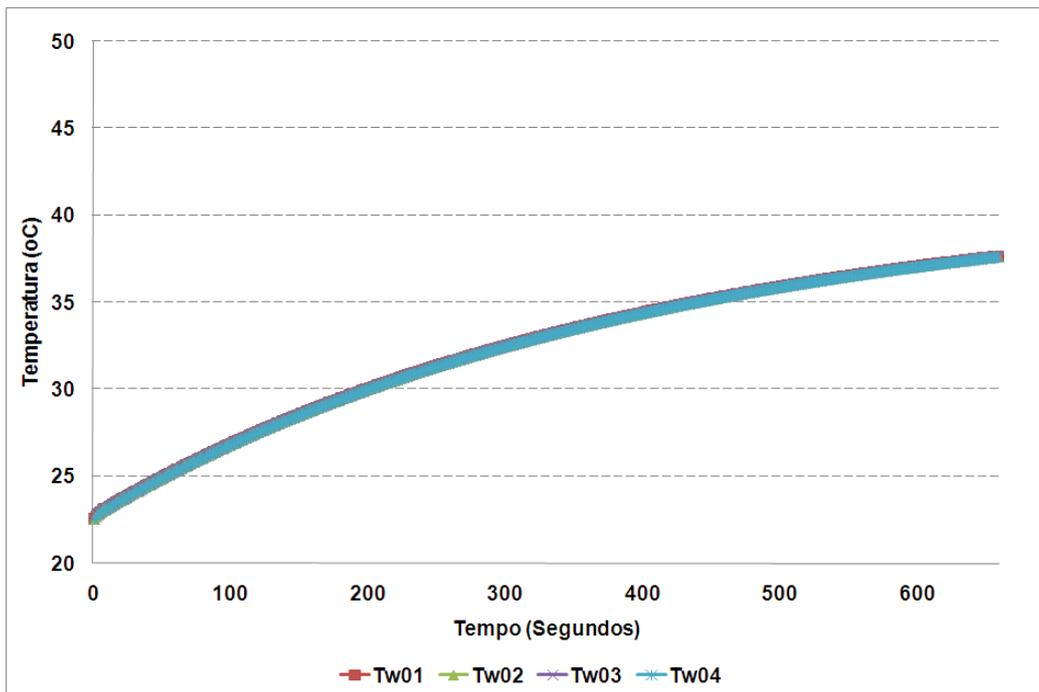
Nas simulações referentes à operação de um tubo de calor axialmente ranhurado operando em regime transiente foram usados os seguintes parâmetros:

- fluido de trabalho: amônia;
- comprimento: 0,73 m;

- comprimento do evaporador: 0,18 m;
- potência térmica no evaporador (bloco aquecedor): 60 W;
- troca de calor com ambiente: convecção natural;
- espessura de parede do tubo de calor: 1 mm;
- coeficiente de difusão (amônia – argônio):  $3,12 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ;
- número de células numéricas – 18.

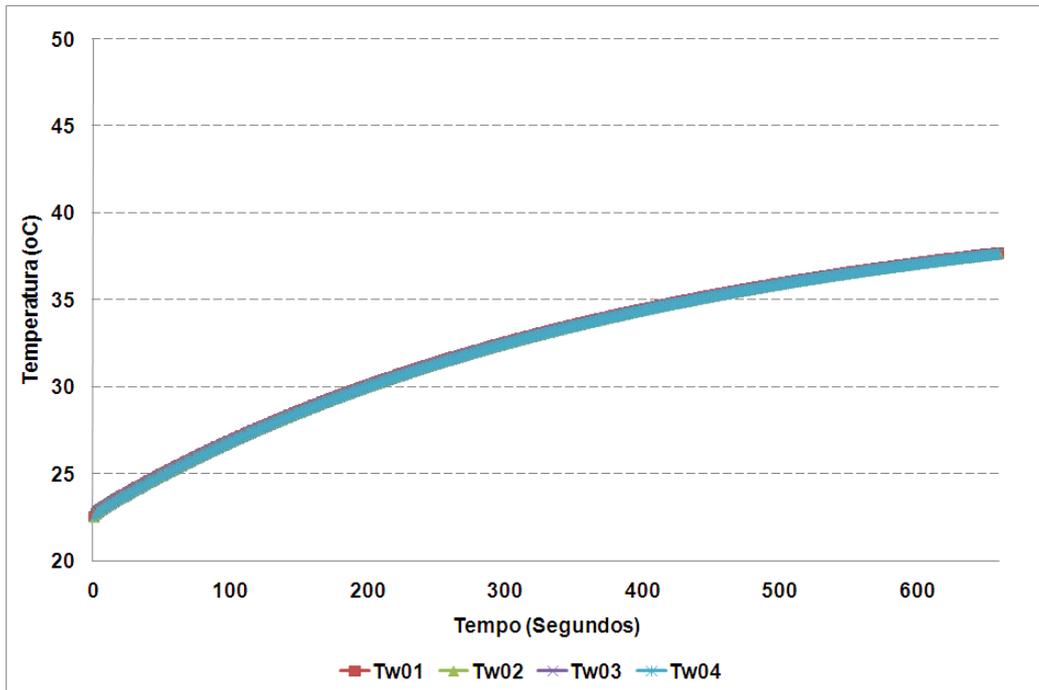
Nos resultados apresentados nas Figuras 6.10 – 6.18, os nós 01 a 04 correspondem à região de evaporação com intervalo entre eles de 40 mm. Os elementos 16 a 18 correspondem ao final da região de condensação.

Figura 6.10 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de evaporação – Pressão de GNC – 0 Pa.



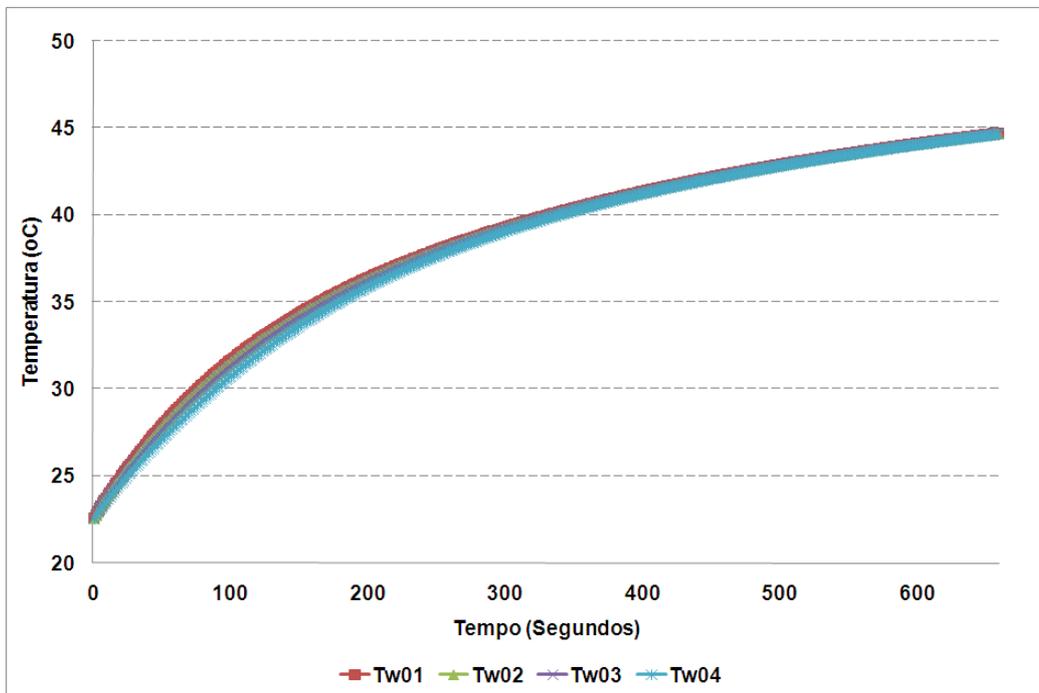
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 6.11 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de evaporação – Pressão de GNC – 1000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

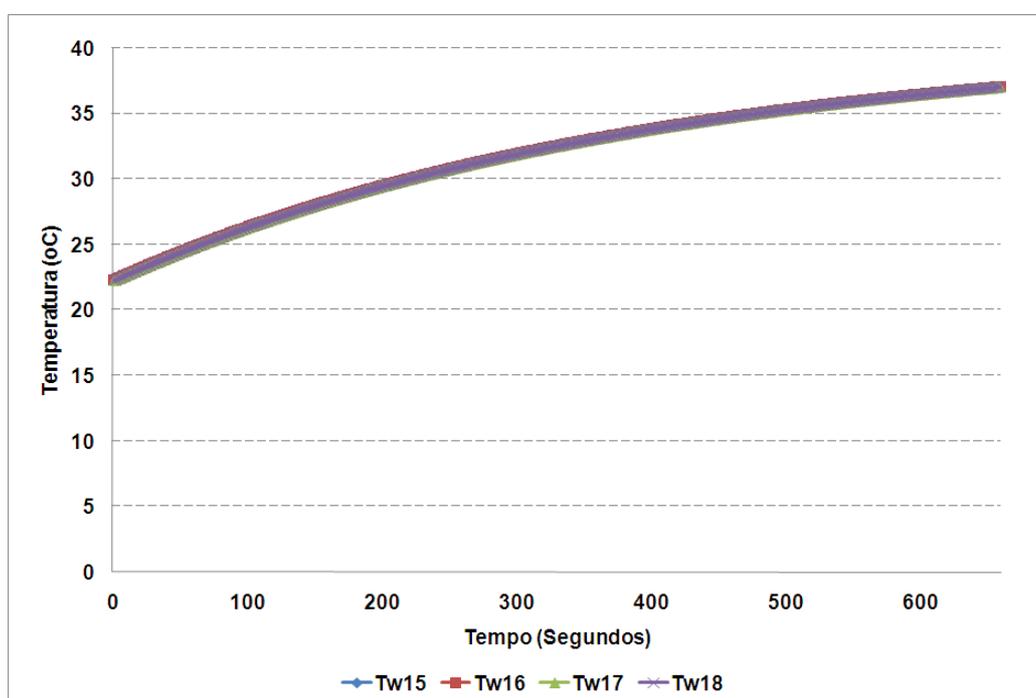
Figura 6.12 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de evaporação – Pressão de GNC – 180000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

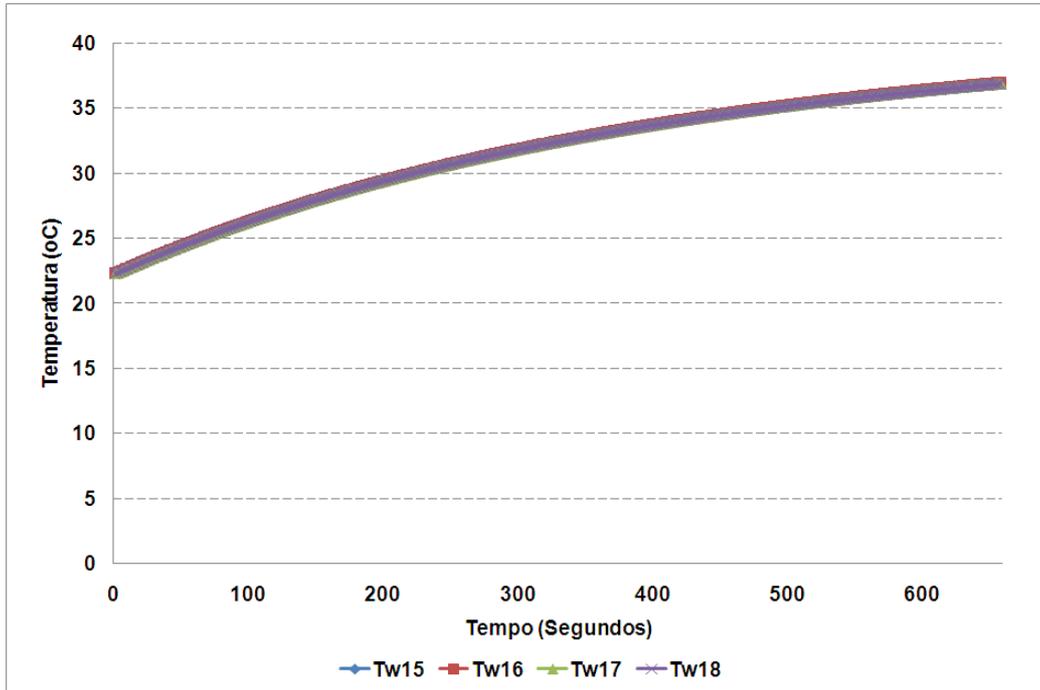
As Figuras 6.10 – 6.12 apresentam a evolução das temperaturas na região de evaporação do tubo de calor considerando-se o caso em que não exista a presença de GNC no canal de vapor, o caso em que exista uma pequena quantidade de gás e o caso em que exista uma grande quantidade de gás não condensável. Na medida em que a quantidade de gás não condensável aumenta é possível perceber que começa a aparecer uma diferença entre as temperaturas no início e no final da região de evaporação do tubo de calor.

Figura 6.13 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de condensação – Pressão de GNC – 0 Pa.



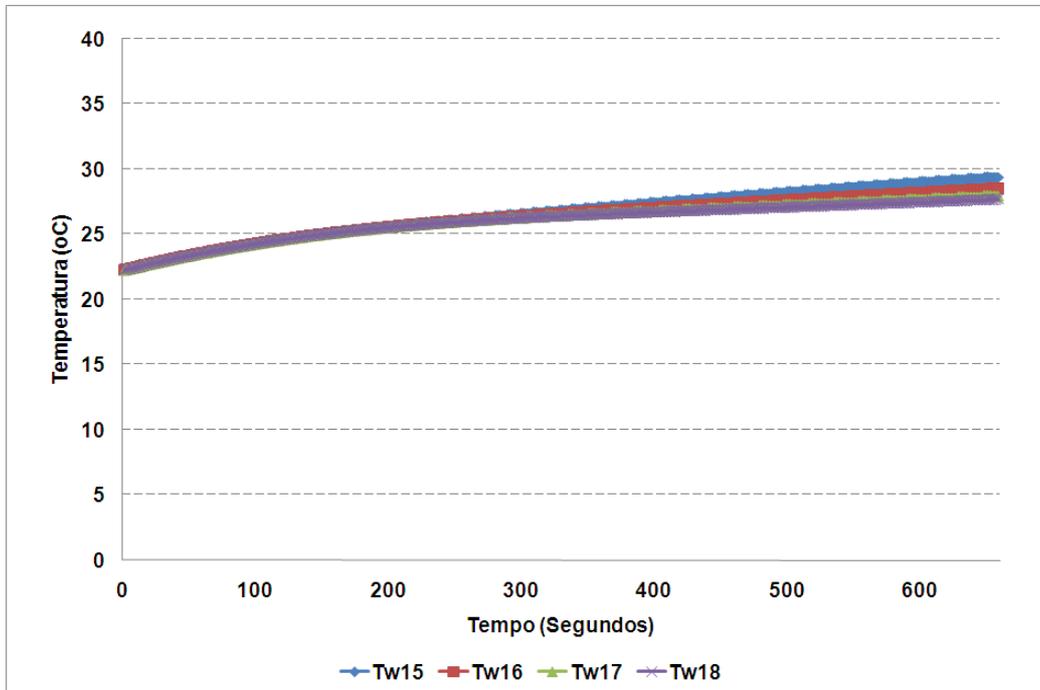
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 6.14 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de condensação – Pressão de GNC – 1000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

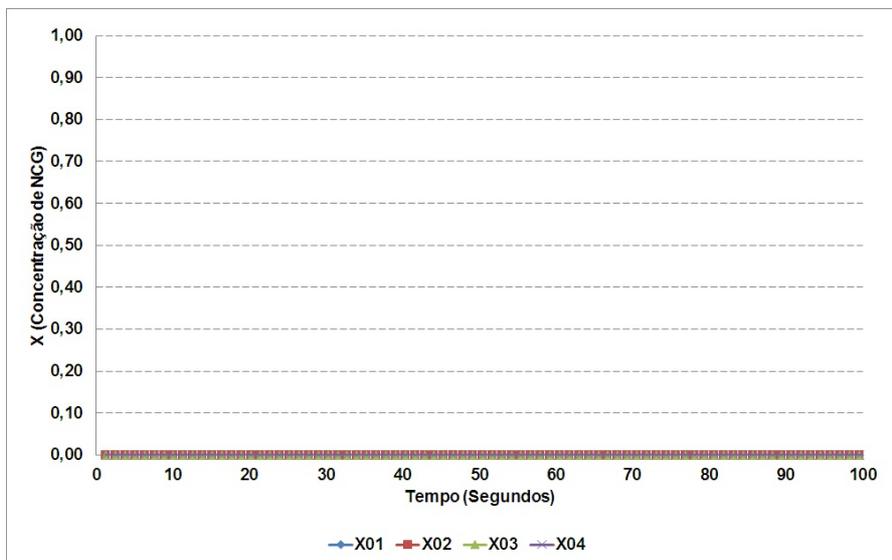
Figura 6.15 – Temperaturas na parede do tubo de calor axialmente ranhurado na região de condensação – Pressão de GNC – 180000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

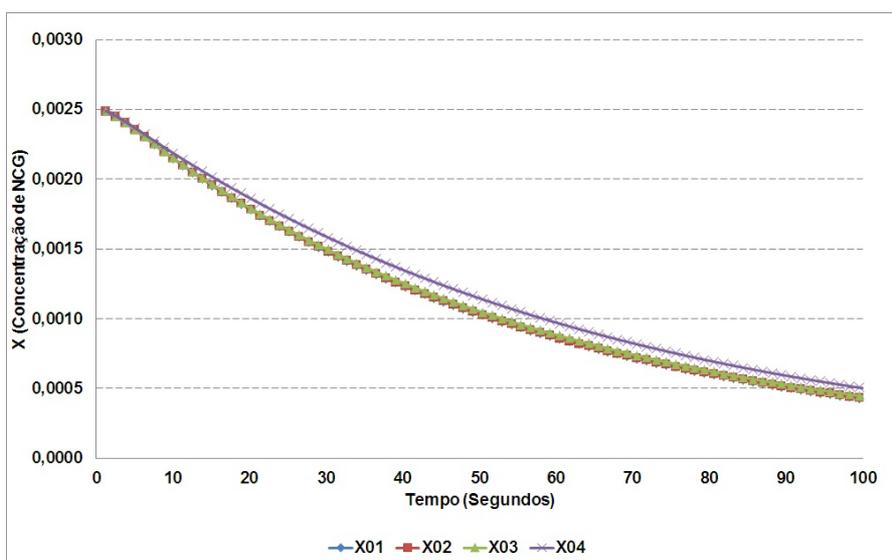
As Figuras 6.13 – 6.15 mostram a evolução das temperaturas na região de condensação do tubo de calor considerando-se o caso em que não exista uma pequena quantidade e o caso em que exista uma grande quantidade de gás não condensável no canal de vapor. A análise dos resultados mostra que na medida em que a quantidade de gás não condensável presente no canal de vapor aumenta, gradativamente diminui o valor da resposta do condensador.

Figura 6.16 – Concentração de GNC na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – Pressão de GNC – 0 Pa.



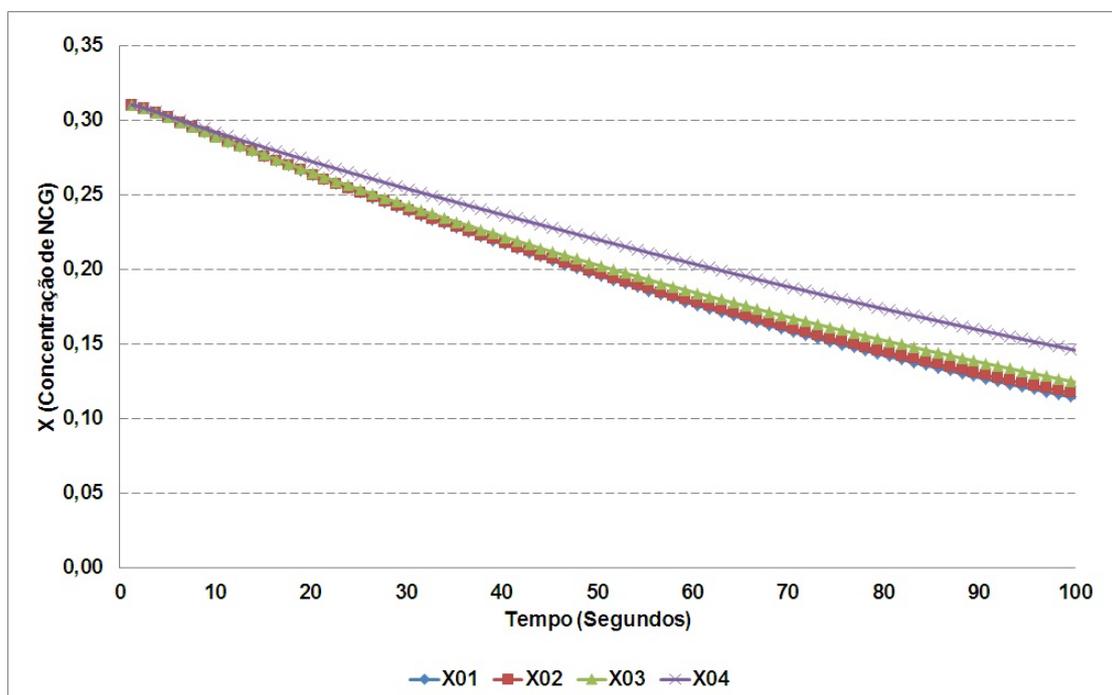
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 6.17 – Concentração de GNC na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – Pressão de GNC – 1000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 6.18 – Concentração de GNC na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – Pressão de GNC – 180000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

As Figuras 6.16 – 6.18 mostram a evolução da distribuição da concentração de gás não condensável na região de evaporação do tubo de calor.

Na Figura 6.17 é possível observar que o gás se desloca junto com vapor para a região mais fria do tubo de calor (zona de condensação); gradualmente a concentração de gás não condensável no evaporador vai diminuindo de forma que tende a zero. No caso da quantidade de gás não condensável ser alta (Figura 6.18), o gás apresenta um deslocamento mais lento a partir da região de evaporação, de forma que após 600 segundos de dissipação de calor, ainda existe uma concentração grande de gás não condensável no evaporador, principalmente na parte final da zona de evaporação (célula 04).

A uniformidade com a qual a distribuição da concentração de gás não condensável ocorre varia de acordo com a quantidade de gás não condensável existente no canal de vapor, conforme pode ser observado na comparação entre as Figuras 6.15 – 6.16.

Os resultados mostram que todos os fenômenos relacionados ao escoamento da mistura de vapor e GNC, considerando – se diferentes situações, podem ser reproduzidos pelo modelo matemático apresentado.

### **6.7. Validação quantitativa do modelo matemático em regime permanente**

A validação da modelagem matemática foi feita através da comparação dos resultados obtidos a partir do modelo matemático com resultados experimentais obtidos na literatura. Os resultados experimentais selecionados para a validação do modelo foram retirados da referência (TOWER; KAUFMAN, 1977). Os resultados experimentais foram comparados com os resultados obtidos através da simulação numérica das condições de operação de um tubo de calor de condutância variável, adaptando as condições descritas no relatório publicado por (TOWER; KAUFMAN, 1977) e as características da modelagem matemática proposta neste estudo.

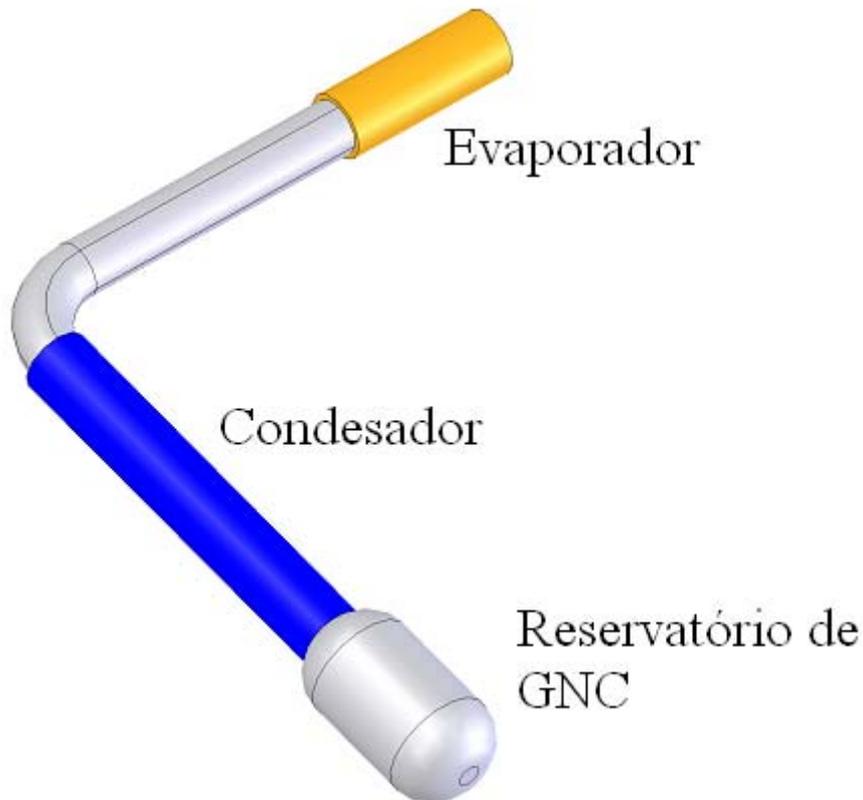
O tubo de calor usado como referência para a validação quantitativa foi fabricado com aço inoxidável (S304) (1,8 m de comprimento e 25,4 mm de diâmetro) e possui uma estrutura capilar composta por uma malha metálica (150 *mesh* por polegada), também, fabricada com aço inox (S316). O fluido de trabalho usado para a carga do tubo foi metanol (70,72 g). Além do fluido de trabalho, o tubo de calor foi carregado com  $1,79 \times 10^{-3}$  g de uma mistura de nitrogênio e hélio (90% Nitrogênio e 10% Hélio) (TOWER; KAUFMAN, 1977).

Os dados mais relevantes a montagem experimental (Figura 6.19) são os seguintes:

- Comprimento da zona de evaporação: 318 mm
- Comprimento do condensador: 966 mm
- Potência dissipada: 150 W

- Sistema de dissipação de calor utilizado: tubo de 25,4 mm de diâmetro (aço inoxidável), revestido com alumina, sobre o qual foi acoplada uma resistência metálica.
- Sistema de refrigeração utilizado: tubo de 25,4 mm de diâmetro (aço inoxidável) ao qual foi acoplado um sistema de circulação de fluido refrigerante (água, vazão mássica em torno de 1 kg/s).
- Número de termopares distribuídos ao longo do tubo de calor: 24 (Tipo J).

Figura 6.19 – Representação esquemática da montagem experimental apresentada por Tower e Kaufman (1977).



Fonte: elaborado pelo autor com base na referência de Tower e Kaufman (1977).

A Figura 6.19 apresenta de forma simplificada a montagem experimental apresentada por Tower e Kaufman (1977). A reprodução dos dados experimentais apresentados (TOWER; KAUFMAN, 1977) necessita que algumas simplificações sejam feitas, tais como:

- Não foi considerada a curvatura do tubo de calor.
- Não foi considerado o reservatório de GNC, apenas a presença de GNC no canal de vapor do tubo de calor.

Os parâmetros referentes ao perfil de temperaturas, obtido por meio de simulação numérica, usados para comparação com os resultados apresentados por Tower e Kaufman (1977), são apresentados na Tabela 6.1.

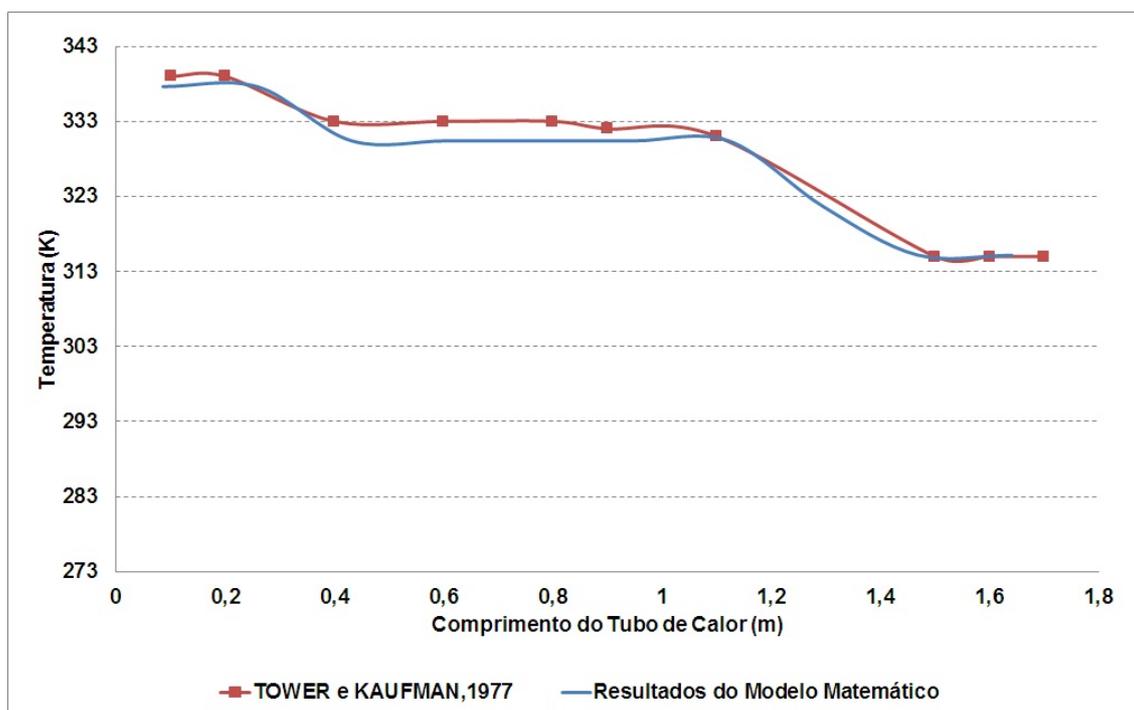
Tabela 6.1 – Parâmetros referentes à simulação numérica para validação quantitativa do modelo matemático.

Parâmetro	Valor	Unidade
P_NCG	39	Mbar
h_interno_evaporador	1000	W/m <sup>2</sup> K
h_interno_NCG	2300	W/m <sup>2</sup> K
h_amb_evaporador	2	W/m <sup>2</sup> K
h_amb_condensador	150	W/m <sup>2</sup> K

Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A Figura 6.20 apresenta a comparação dos resultados de simulação numérica e dos resultados experimentais apresentados por Tower e Kaufman (1977).

Figura 6.20 – Validação da modelagem matemática através da comparação dos resultados de resultados numéricos e resultados experimentais obtidos na literatura.



Fonte: elaborado pelo autor.

A análise dos resultados apresentados na Figura 6.20 mostra que a modelagem matemática foi validada dentro da faixa de incerteza de 0,4 – 2 %, uma vez que para chegar nesta correlação entre o modelo e dados experimentais, foram realizados ajustes de seguintes parâmetros: coeficiente de troca de calor interno ( $h_{\text{interno}}$ ), coeficiente de troca de calor com o ambiente

( $h_{amb}$ ) e pressão de NCG. Os resultados experimentais referentes ao trabalho de Tower e Kaufman (1977) correspondem ao caso do tubo de calor operar em regime permanente, assim esta condição foi adotada na validação do modelo matemático, o qual possibilitou a reprodução dos resultados experimentais apresentados na literatura com precisão de 2%.



## **7 ESTUDOS EXPERIMENTAIS REFERENTES A TUBOS DE CALOR COM GNC OPERANDO EM REGIME TRANSIENTE, *START UP* E *SHUT DOWN***

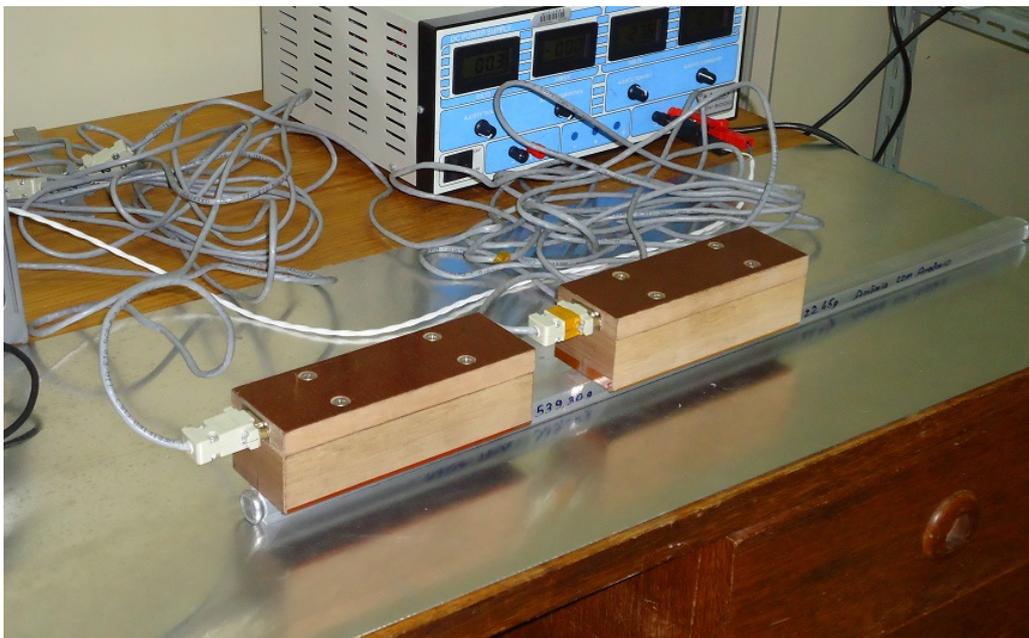
Em testes de verificação de tubo de calor embutidos em painéis estruturais, o tubo de calor funciona geralmente durante intervalos muito curtos, em modos transientes. Na maioria das vezes em que esses dispositivos são submetidos à dissipação de calor, eles nem chegam a atingir o regime permanente de transferência de calor. Na análise de resultados experimentais obtidos a partir de tubos de calor que operam em regime transiente de transferência de calor, são mostrados os instantes iniciais do período de funcionamento do tubo de calor, que permitem o estudo da resposta dinâmica do mesmo, tanto no período em que um fluxo de calor de valor conhecido está sendo dissipado sobre o tubo (*start up*), quanto durante o período de resfriamento do mesmo após a dissipação do calor ser interrompido (*shut down*). A resposta dinâmica pode ser avaliada através da avaliação das taxas de variação das temperaturas na zona de evaporação e na zona de condensação do tubo de calor a partir de dados experimentais.

A presença de GNC pode afetar de certa forma a resposta dinâmica do tubo de calor na zona de evaporação na zona de condensação, tanto na condição de *start up* quanto na condição de *shut down*. Desta forma a avaliação da resposta pode indicar a presença de GNC no interior do tubo de calor.

### **7.1. Descrição do Setup experimental**

Os estudos experimentais do comportamento dinâmico do escoamento da mistura vapor e GNC durante *startup* ou *shutdown* são de grande interesse, sendo que este assunto ainda não foi completamente explorado na literatura de tubos de calor. A metodologia experimental não invasiva (blocos aquecedores–medidores) pode ser usada também para esta finalidade, conforme pode ser visualizado na Figura 7.1.

Figura 7.1 – Montagem experimental para estudar o comportamento transiente de tubos de calor em condições de testes de verificação



Fonte: Bertoldo Junior et al. (2014).

O *Setup* dos testes é composto pelo tubo de calor, bloco-aquecedor e bloco medidor, fonte de alimentação de energia e sistema de aquisição de dados (SAD).

Os parâmetros geométricos referentes à seção transversal do tubo de calor usado neste estudo são as mesmas apresentadas na Tabela 3.1, assim como o comprimento do espécime utilizado.

Os termistores são do tipo NTC (série G1LTCS da DV Tecnologia, 10 KOhms), intercambiáveis de acordo com a faixa de valores referentes à resistência elétrica do mesmo, (variação de 1%), o que corresponde à faixa de incerteza  $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$  em um intervalo de temperaturas de 0 a  $+40^{\circ}\text{C}$ . A sensibilidade do SAD (Sistema de Aquisição de Dados) é de 5 casas digitais, o que corresponde a  $0,001^{\circ}\text{C}$  desta faixa de temperatura (0 a  $+40^{\circ}\text{C}$ ).

A potência dissipada pelos *heaters* sobre o tubo de calor é 40 W.

A carga dos tubos de calor utilizados neste estudo experimental foi realizada no LabCET–UFSC com assistência do grupo de pesquisa orientado pelo Professor

Dr. Edson Bazzo. Dois tubos de calor foram carregados, um com amônia e o outro com amônia e argônio (gás não condensável). A pressão de GNC carregado em um dos tubos em condições do laboratório ( $T=23\text{ C}$ ) é  $P'_{\text{GNC}} = 1,60\text{ bar}$ . A precisão do transdutor de pressão é  $0,0135\text{ bar}$  ( $\pm 1\%$ ).

O tubo em que existe a presença de GNC foi carregado inicialmente com Argônio, e em seguida com Amônia. Neste caso a carga de amônia é  $21,15\text{ g}$ .

A partir da pressão GNC (referente à carga de GNC no tubo de calor), a zona bloqueada pode ser calculada de acordo com o sistema de equações apresentado pelo (CHI, 1976) baseado na hipótese de barreira plana entre vapor e gás.

A quantidade de moles da GNC ( $n$ ) pode ser obtida a partir de lei dos gases ideais (Equação 7.1), sabendo a temperatura no ambiente de laboratório durante o carregamento:

$$V_{\text{HP}} P'_{\text{GNC}} = nRT_{\text{amb}} \quad (7.1)$$

onde

$P'_{\text{GNC}}$  – pressão do Argônio no instante carregamento (Pa)

$V_{\text{HP}}$  – volume interno do canal de vapor ( $\text{m}^3$ )

$n$  – número de mols

O volume interno do canal de vapor é calculado a partir da Equação (7.2):

$$V_{\text{HP}} = L_{\text{HP}} \frac{\pi D_v^2}{4} \quad (7.2)$$

$L_{\text{HP}}$  – comprimento do tubo de calor (m)

A quantidade de moles do GNC carregado no tubo é definida pela Equação (7.3):

$$n = \frac{P'_{GNC} L_{HP} \pi D_v^2}{4RT_{amb}} \quad (7.3)$$

De acordo com o balanço entre as pressões na fronteira entre vapor e mistura de vapor com GNC, segundo (CHI, 1976), a pressão de vapor na zona ativa (pode-se tomar como exemplo a zona de evaporação),  $P_{v,a}$ , é igual à soma de pressões parciais do GNC e do vapor em saturação corresponde à temperatura da zona inativa da zona de condensação; esta última é assumida igual a temperatura de ambiente (Equação 7.4):

$$P_{v,a} = P_{GNC} + P_{v,i} \quad (7.4)$$

As pressões de vapor são definidas por condições de saturação, dependem das temperaturas, e podem ser obtidas a partir de tabelas de saturação ou pela equação de Clapeyron – Clausius:

$$P_{v,a} = P_s(T_{evap}); \quad P_{v,i} = P_s(T_{amb})$$

A pressão parcial do GNC na zona de condensação já no tubo em funcionamento pode ser expressa pelo comprimento da zona bloqueada  $L_{GNC}$ , que é uma incógnita (Equação 7.5):

$$P_{GNC} = \frac{4nRT_{amb}}{L_{GNC} \pi D_v^2} \quad (7.5)$$

Substituindo a Equação (7.5) na Equação (7.4) obtém-se a Equação (7.6):

$$P_s(T_{evap}) - P_s(T_{amb}) = \frac{4nRT_{amb}}{L_{GNC} \pi D_v^2} \quad (7.6)$$

Após manipulações algébricas da Equação (7.6), obtém-se a Equação (7.7).

$$L_{GNC} = \frac{4nRT_{amb}}{\pi D_v^2 (P_s(T_{evap}) - P_s(T_{amb}))} \quad (7.7)$$

O comprimento da zona bloqueada pode ser calculado considerando-se os seguintes parâmetros:

Temperatura de operação no evaporador  $T_{\text{evap}} = 45^{\circ}\text{C}$

Pressão de Saturação da Amônia  $P_s(T_{\text{evap}}) = 17,9 \text{ bar}$

Temperatura Ambiente  $P_s(T_{\text{amb}}) = 9,0 \text{ bar}$

Pressão de GNC no instante da carga = 1,6 bar

Comprimento da zona bloqueada ( $L_{\text{GNC}}$ ) = 123 mm

No INPE foram realizados estudos experimentais usando blocos aquecedores medidores. A montagem experimental tem a proposta de reproduzir condições semelhantes às encontradas no caso das verificações do funcionamento de tubo de calor embutidos em painéis *honeycomb*. Isto foi feito posicionando o tubo de calor sobre uma chapa de alumínio (material usado na fabricação dos painéis *honeycomb*). A chapa de alumínio possui uma massa bem maior do que o tubo de calor, assim este elemento (chapa de alumínio) de certa forma representa o efeito da interação nas trocas de calor entre a estrutura do painel *honeycomb* com o tubo de calor embutido. Os resultados dos testes em regimes transientes de aquecimento e resfriamento são apresentados na próxima seção.

## **7.2. Resultados experimentais**

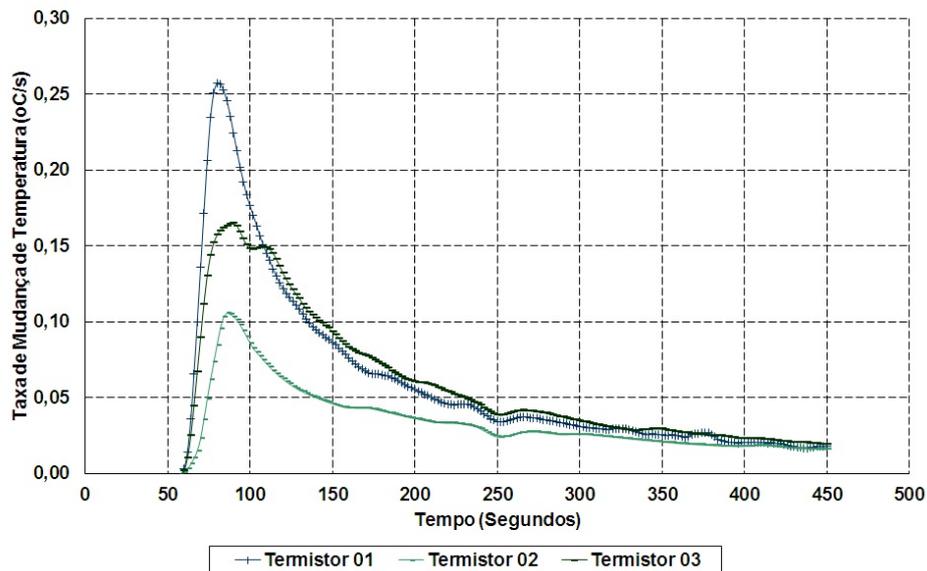
Os resultados experimentais referentes a este estudo correspondem à avaliação da resposta dinâmica de temperaturas as perturbações de ligar e desligar os *heaters* do bloco aquecedor.

As Figuras 7.2 – 7.9 apresentam os resultados relativos à variação de temperatura em relação ao tempo para as fases de *start up* e *shut down* do tubo de calor considerando situações em que exista ou não a presença de GNC, sendo que as Figuras 7.2 a 7.5 são referentes à evolução das

temperaturas no evaporador, e as Figuras 7.6 a 7.9 correspondem às respostas no condensador.

A Figura 7.2 mostra as taxas de mudança de temperatura na região de evaporação de um tubo de calor ranhurado sem GNC.

Figura 7.2 – Taxa de mudança das temperaturas na região do evaporador sem GNC – *start up*.

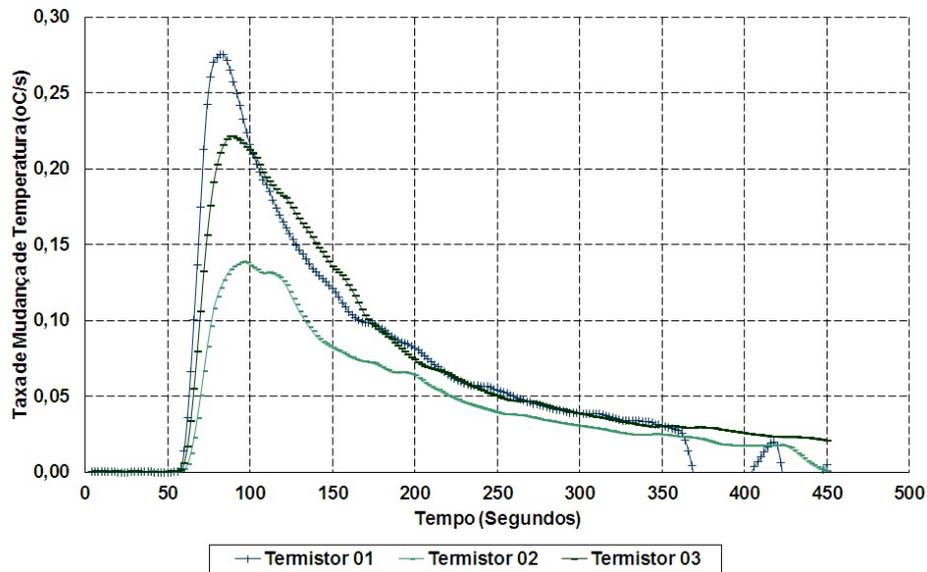


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A análise dos resultados não mostra nenhuma anomalia.

A Figura 7.3 mostra as taxas de mudança de temperatura na região de evaporação de um tubo de calor com GNC.

Figura 7.3 – Taxa de mudança das temperaturas na região do evaporador com GNC – *start up*.

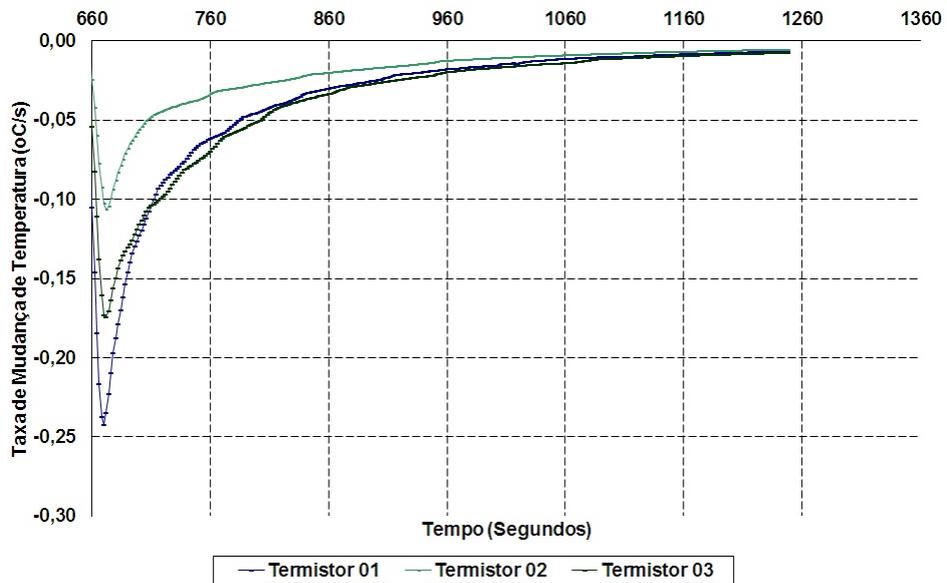


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A análise dos resultados mostra o valor referente ao ponto de inflexão da curva de cada uma das taxas de mudanças de temperatura é praticamente igual quando comparado ao caso sem GNC: a taxa máxima é  $0,26 \text{ }^{\circ}\text{C/s}$  sem GNC e  $0,275 \text{ }^{\circ}\text{C/s}$  com GNC. Esta diferença é muito pequena e fica dentro da faixa de incerteza.

A Figura 7.4 mostra as taxas de mudança de temperatura na região de evaporação de um tubo de calor a partir do momento em que a dissipação de calor sobre o tubo foi interrompida (*shut down*).

Figura 7.4 – Taxa de mudança das temperaturas na região do evaporador sem GNC – *shut down*.

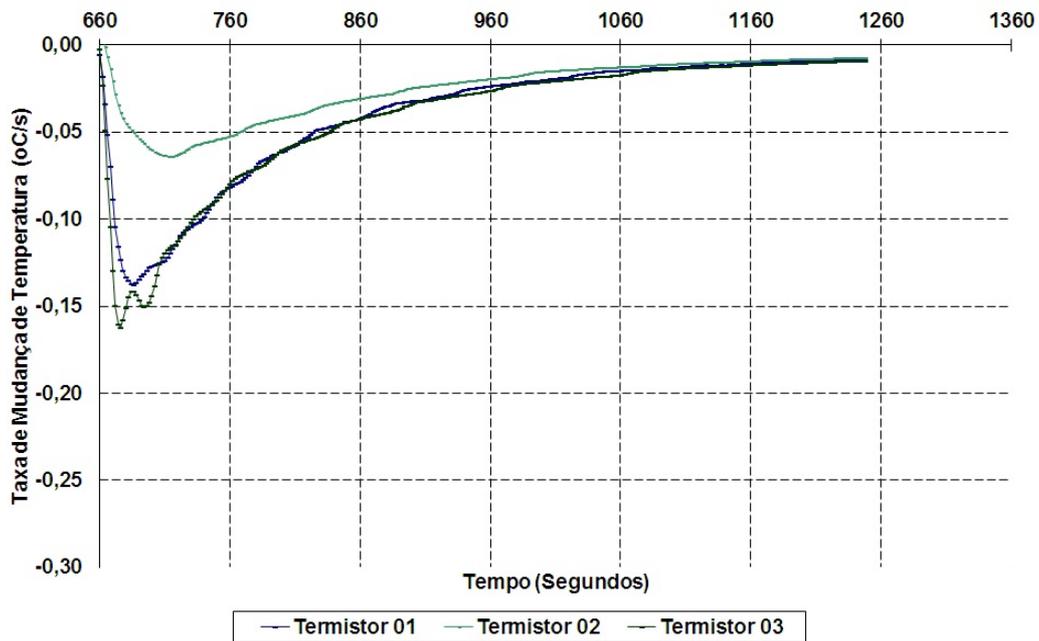


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A análise dos dados não mostra nenhuma anomalia.

A Figura 7.5 mostra as taxa de mudança de temperatura na região de evaporação a partir do momento em que a dissipação de calor sobre o tubo é interrompida (*shut down*).

Figura 7.5 – Taxa de mudança das temperaturas na região do evaporador com GNC – *shut down*.

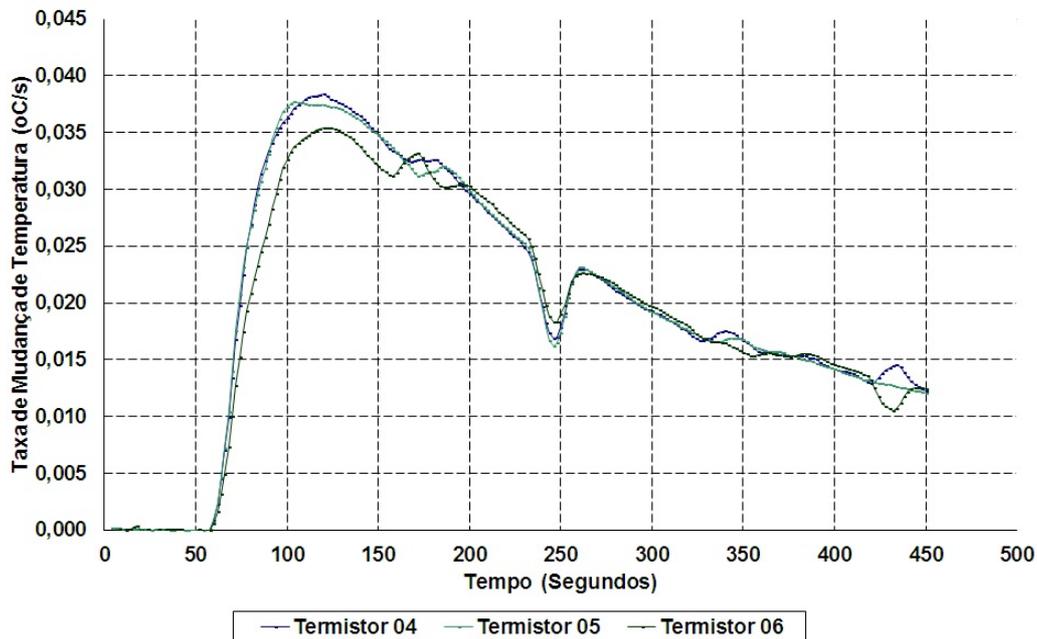


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A análise dos resultados mostra que a dinâmica de desenvolvimento da curva das taxas de mudança de temperatura no evaporador durante *shut down* é mais lenta (mais suave) para caso com NCG quando comparado com caso sem GNC (Figura 7.4). As taxas máximas chegam a  $(-0,245^{\circ}\text{C/s})$  (sem GNC) e  $(-0,16^{\circ}\text{C/s})$  (com GNC). Esta diferença nas taxas de mudança de temperatura, diferente de *start up*, já é significativa e pode servir como um dos indicadores da presença do GNC (Critério 5).

As Figuras 7.6 – 7.9 mostram as taxas de mudança de temperatura na região de condensação do tubo de calor com e sem a presença de gás não condensável.

Figura 7.6 – Taxa de mudança das temperaturas na região do condensador sem GNC – *start up*.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

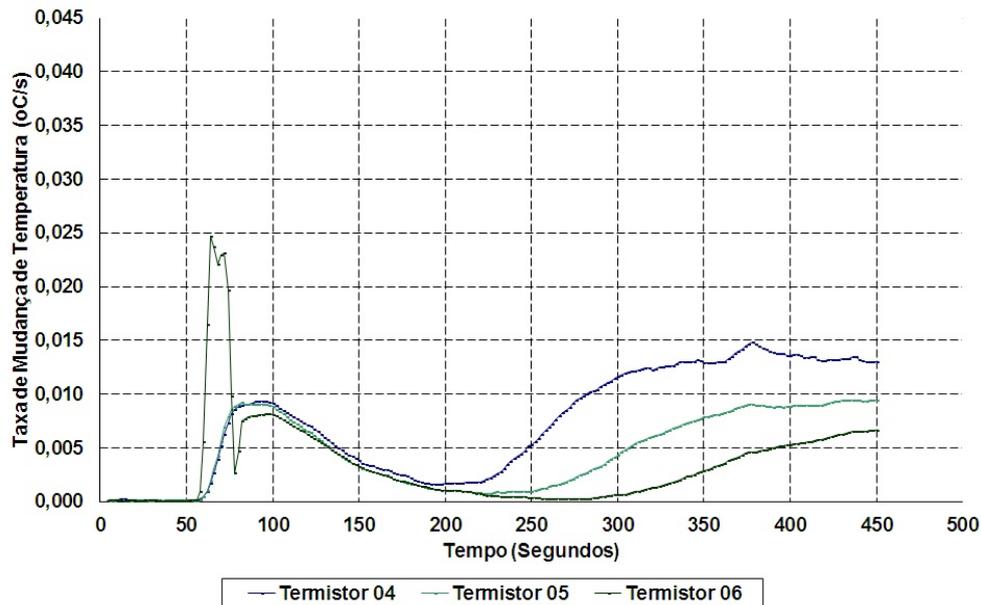
A Figura 7.6 que refere à taxa de mudança das temperaturas na região do condensador sem GNC (*start up*), não apresenta anomalia alguma na resposta dinâmica de acordo com a dissipação de calor (por exemplo, no momento em que o *heater* é ligado).

Algumas irregularidades observadas (p/ex em 250 seg) vão aparecendo devido a certa dificuldade de extrair a derivada do tempo a partir de dados experimentais de temperatura, quais têm certos ruídos. (Para diminuir este efeito, foram utilizados os valores referentes a 4 medidas de temperatura em um intervalo de leitura de 2 segundos, com intervalo de 10 seg para calcular a derivada; mas nem sempre todos os efeitos de ruído podem ser filtrados).

A taxa de mudança varia de acordo com padrão esperado: um aumento rápido da temperatura no início do processo de aquecimento e depois de atingido o ponto de inflexão, a taxa diminui, apresentando uma tendência a zero, ou seja, o fenômeno tende ao regime permanente de transferência de calor).

A figura 7.7 mostra a resposta ao *start-up* de taxas de mudança de temperatura na região de condensação.

Figura 7.7 – Taxa de mudança das temperaturas na região do condensador do tubo de calor com GNC – *start up*.

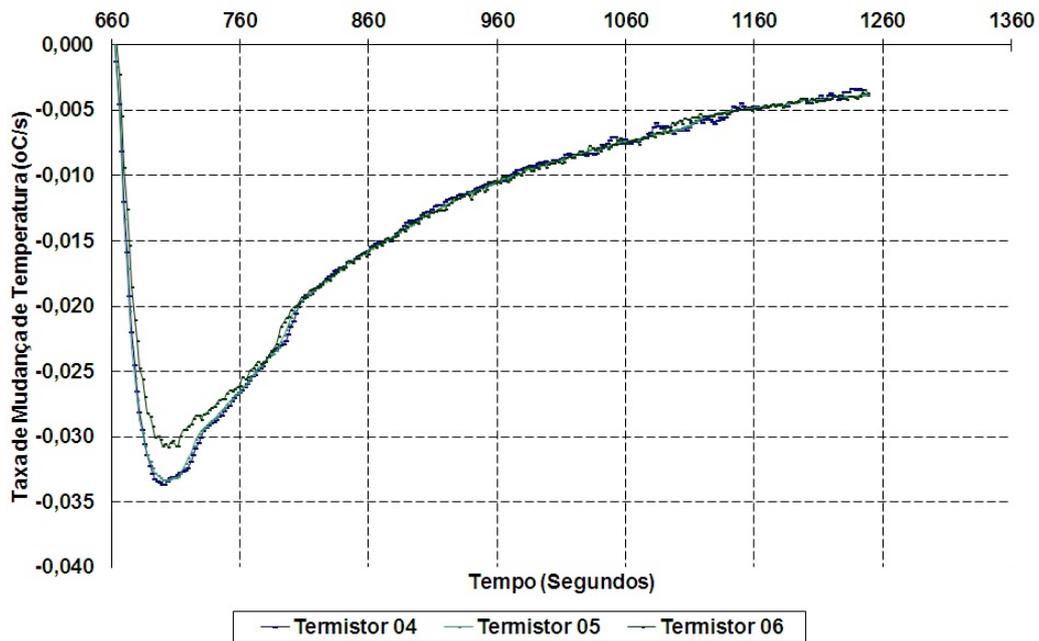


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A comparação da Figura 7.7 com a Figura 7.6 mostra que a evolução das taxas de mudança de temperatura no condensador durante *start up* é bastante afetada pela presença de GNC no canal de vapor. A resposta é lenta, irregular e com atraso.

Algumas irregularidades observadas (p/exemplo em 60...70 segundos) aparecem devido a peculiaridades (ruídos na aquisição de dados) no tratamento dos dados experimentais.

Figura 7.8 – Taxa de mudança das temperaturas na região do condensador sem GNC – *shut down*.

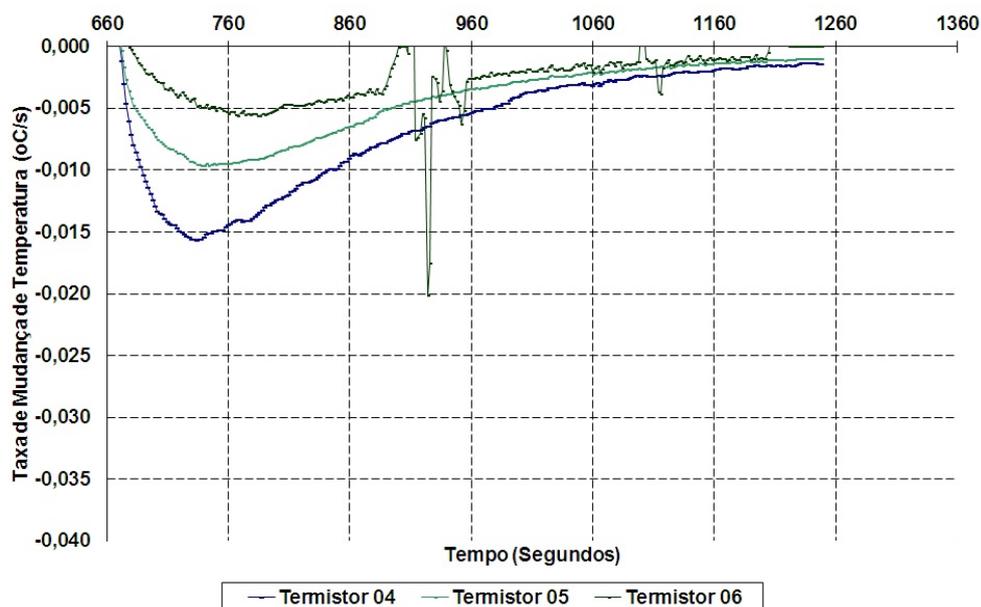


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A Figura 7.8 mostra a taxa de mudança das temperaturas na região do condensador sem GNC – *shut down*. O comportamento não apresenta anomalias na resposta dinâmica de acordo com a interrupção da dissipação de calor. A taxa de mudança de temperatura (negativa (resfriamento)) apresenta uma queda rápida no início do processo, logo após a interrupção da dissipação de calor sobre o tubo. As taxas de mudança de temperatura diminuem, apresentando uma tendência a zero, ou seja, o fenômeno de transferência de calor tende ao regime permanente).

A figura 7.9 mostra a resposta ao *shut down* de taxas de mudança de temperatura na região de condensação com GNC.

Figura 7.9 – Taxa de mudança das temperaturas na região do condensador do tubo de calor com a presença de GNC – *shut down*.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A comparação da Figura 7.8 com a Figura 7.7 mostra que o comportamento de taxas de mudança de temperatura no condensador é afetado pela presença de GNC no canal de vapor. A resposta, claramente, é mais lenta e as temperaturas ao longo de condensador (termistores TH04, TH05, TH06) têm seu comportamento diferente: a resposta do sensor mais distante do evaporador (TH06) é mais lenta do que de outros.

As reduções da taxa máxima de mudança de temperatura no *start up* foi de 0,038 para 0,009 °C/s e no *shut down* de -0,034 para -0,015 °C/s. Estes valores servem como referência para a aplicação do Critério 5.

Este estudo revela que o ruído experimental, desconsiderado anomalias locais, fica menor do que  $\pm 0,001$  °C/s, ou seja, os valores medidos podem ser considerados se a diferença for maior que esta magnitude ( $\pm 0,001$  °C/s).

Os resultados mostram que a presença de GNC misturados ao fluido de trabalho tem influência direta no comportamento da taxa de mudança das temperaturas em transientes rápidos especialmente na zona de condensação.

Estes resultados são de carácter inédito, uma vez não existe nada semelhante em publicações internacionais da comunidade científica de tubos de calor. Os resultados fornecem uma base experimental da viabilidade de usar taxas de mudança de temperatura como um novo critério de validação e verificação de tubos de calor (Critérios 4 e 5).

Os resultados confirmam, também, que a metodologia experimental não invasiva (blocos aquecedores–medidores) apresenta sensibilidade para detectar experimentalmente a presença de GNC na base de análise de taxas de mudança de temperaturas, medidas pelos sensores de blocos, sem instalação de sensores adicionais de temperatura diretamente no tubo de calor.

## **8 ESTUDOS REFERENTES À SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO *START UP* E DO *SHUT DOWN* DE TUBOS DE CALOR COM GNC**

A simulação numérica da resposta dinâmica de um tubo de calor a partir da dissipação de calor sobre o mesmo finaliza este estudo. A reprodução das condições de operação de um tubo de calor operando com e sem a presença de GNC é possível através da aplicação do modelo matemático apresentado no capítulo 6.

As etapas referentes à simulação numérica da operação de um tubo de calor em regime transiente são:

- estudos qualitativos da resposta transiente do *start up* e do *shut down* de acordo com a quantidade de gás não condensável.
- formação dinâmica da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa ao longo do tubo de calor.
- validação da modelagem matemática a partir de estudos experimentais.

### **8.1. Simulação de respostas dinâmicas de temperaturas no evaporador e condensador com e sem a presença do GNC**

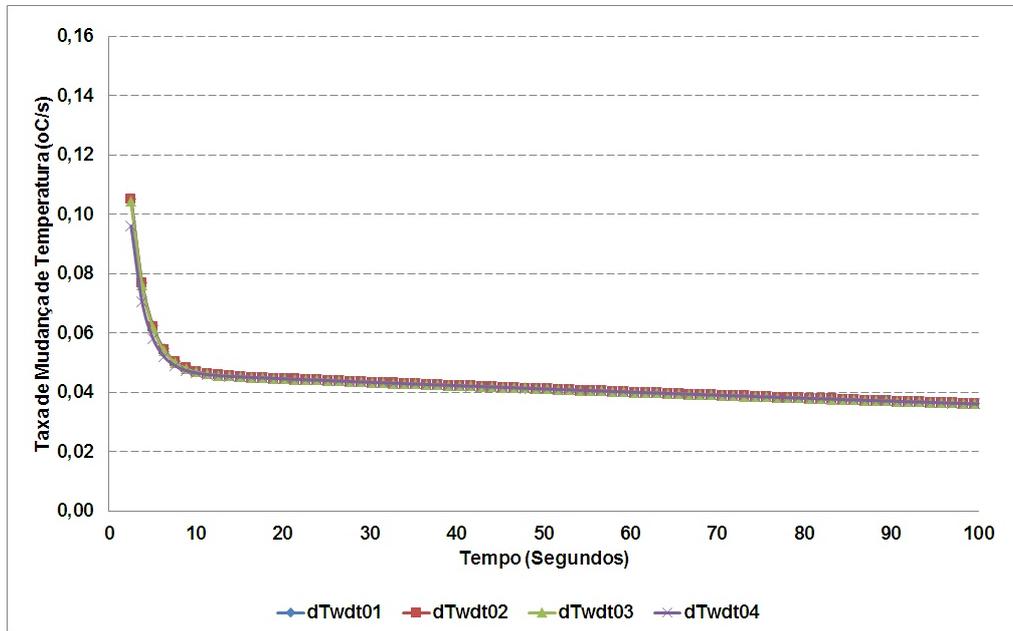
A resposta dinâmica do tubo de calor carregado com amônia, no qual existe a presença de GNC pode ser simulado através do modelo matemático desenvolvido.

O objetivo da simulação numérica é avaliar o comportamento transiente das taxas de mudança de temperatura durante o *start up* e *shut down* de tubos de calor para diferentes quantidades de GNC por meio da análise da sensibilidade do modelo em relação à quantidade de GNC. Assim, pode-se verificar a possibilidade do uso desta modelagem para aplicação em casos diversos e detectar o limite teórico da sensibilidade de método, ou seja, determinar qual quantidade mínima do GNC pode ser detectada a partir da evolução das taxas de temperatura.

Os resultados dessas simulações não podem ser comparados diretamente com dados experimentais apresentados no capítulo anterior, uma vez que estes dados experimentais foram obtidos pelos sensores acoplados aos blocos aquecedores – medidores (temperaturas obtidas a partir dos termistores) e o modelo matemático desenvolvido reproduz a distribuição das temperaturas em regime transiente no tubo de calor desconsiderando-se os blocos. A simulação e a incorporação de sub modelos dos blocos no modelo de tubo de calor é uma tarefa complicada e não faz parte do escopo da tese. Os blocos têm capacitância térmica alta e as temperaturas obtidas a partir dos termistores acoplados aos blocos podem ser diferentes das temperaturas no corpo do tubo de calor.

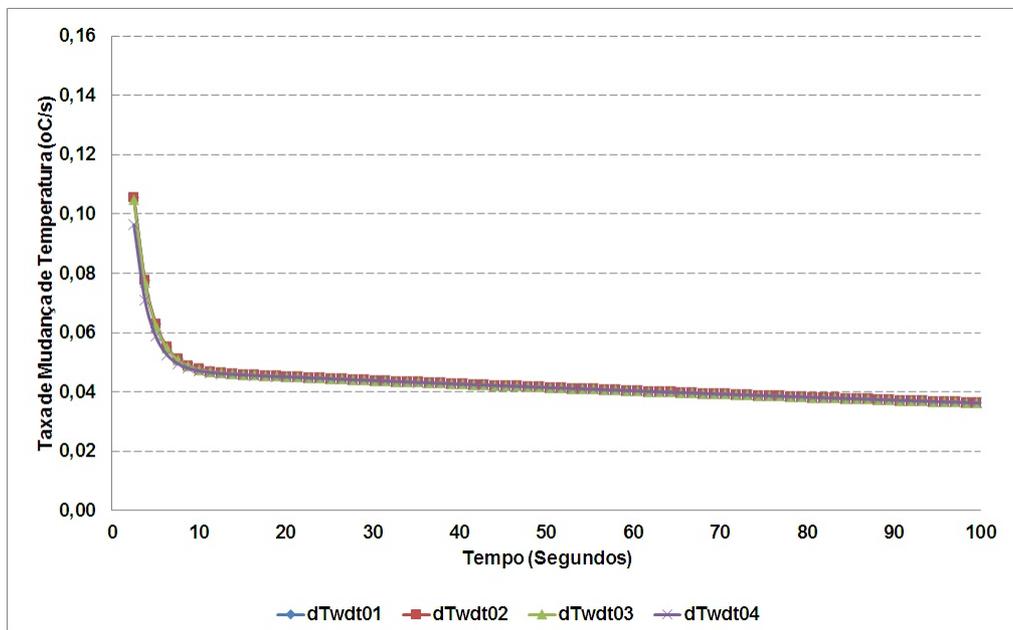
As Figuras 8.1 – 8.5 apresentam os resultados preliminares referentes à resposta dinâmica de um tubo de calor axialmente ranhurado carregado com amônia, considerando-se três hipóteses para quantidade de gás não condensável existente no canal de vapor do tubo de calor: 0 Pa (sem GNC), 1000 Pa (quantidade pequena) e 180000 Pa (quantidade grande) para modo de *start up*.

Figura 8.1 – Taxa de mudança de temperatura na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 0 Pa .



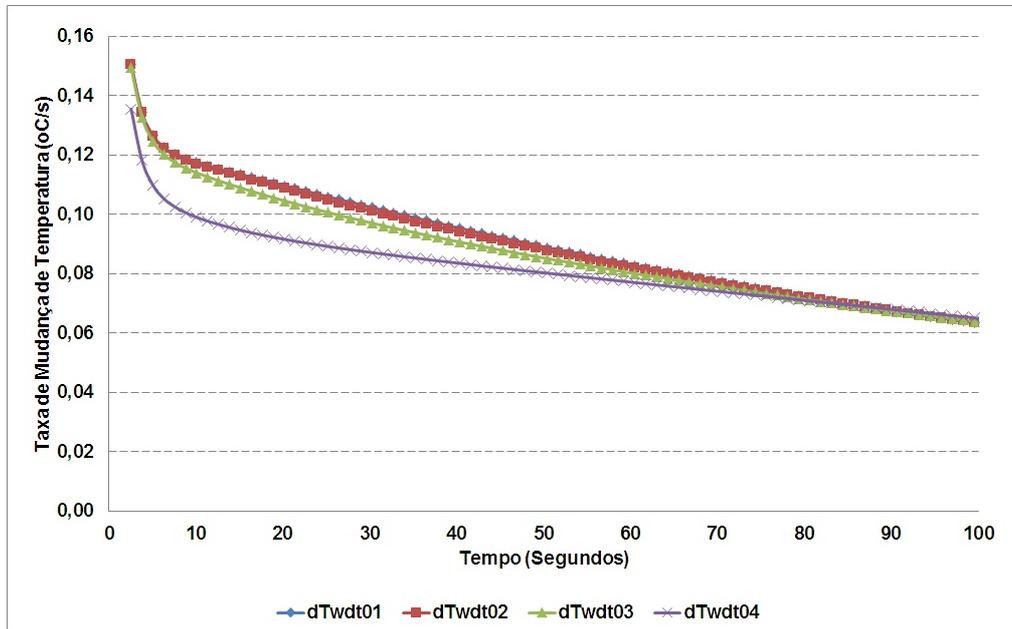
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 8.2 – Taxa de mudança de temperatura na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 1000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

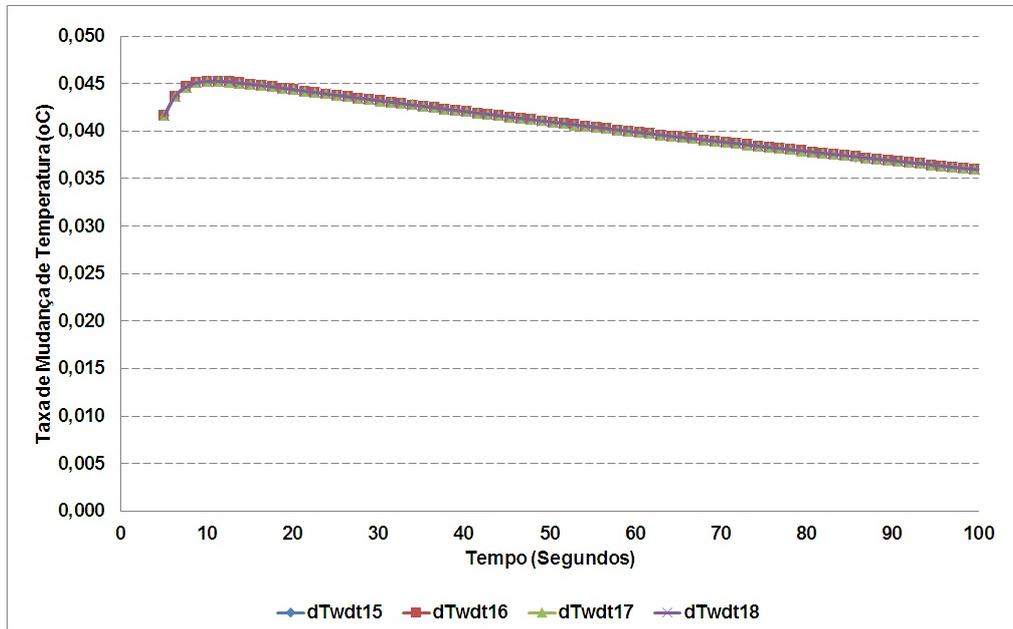
Figura 8.3 – Taxa de mudança de temperatura na região de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 180000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

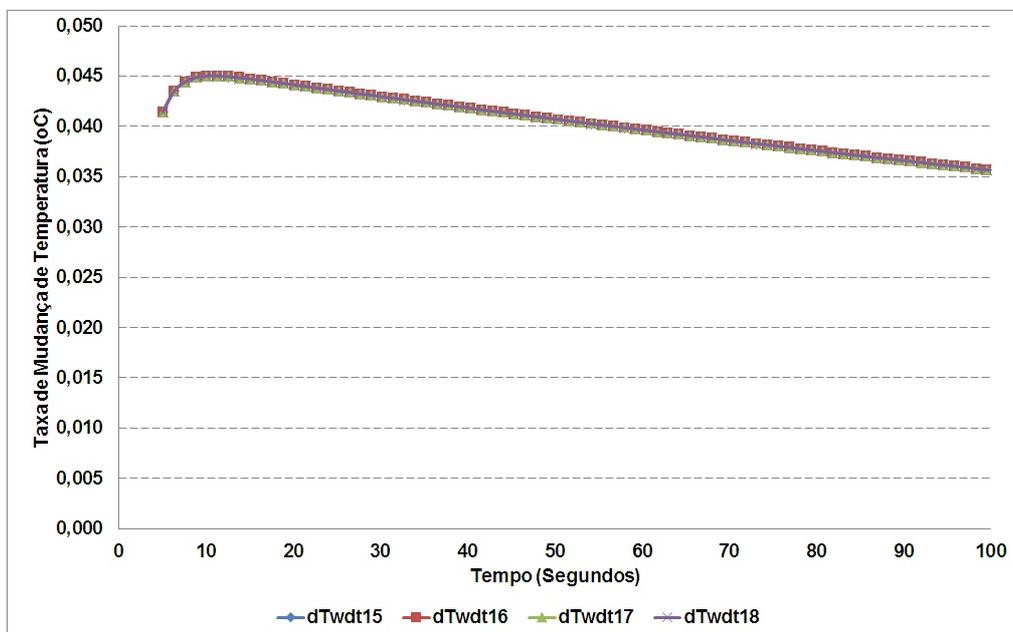
As Figuras 8.1 – 8.3 mostram os resultados referentes à resposta dinâmica da zona de evaporação de um tubo de calor axialmente ranhurado carregado com amônia com e sem a presença de GNC.

Figura 8.4 – Taxa de mudança de temperatura na região de condensação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 0 Pa.



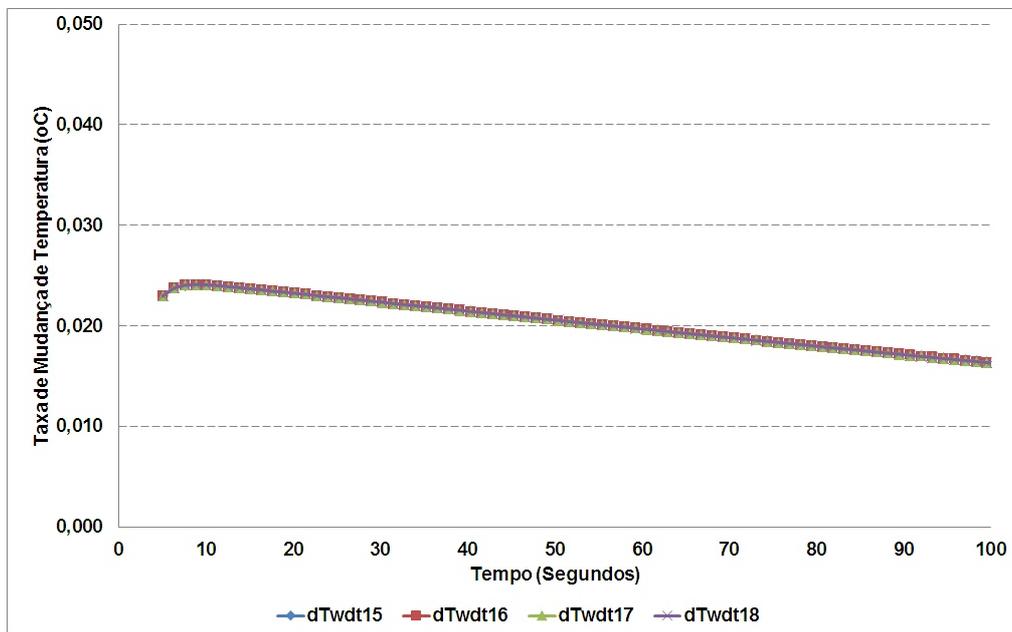
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 8.5 – Taxa de mudança de temperatura na região de condensação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 1000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 8.6 – Taxa de mudança de temperatura na região de condensação de um tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 180000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

As Figuras 8.4 – 8.6 mostram a resposta dinâmica da zona de condensação de um tubo de calor axialmente ranhurado carregado com amônia com e sem a presença de GNC. A análise dos resultados apresentados nas Figuras 8.1 – 8.6 mostra que a ordem de grandeza das taxas de mudança de temperatura, tanto na região de evaporação quanto na região de condensação é a mesma que foi encontrada nos resultados experimentais. Assim, verifica-se que o modelo matemático pode ser aplicado em casos semelhantes de forma a detectar a presença de GNC, além da possibilidade de estimar o possível comportamento do perfil de temperaturas.

Os estudos, tanto experimentais quanto de simulação numérica das fases de *start up* e *shut down* da operação de tubos de calor, com a presença ou não de GNC no canal de vapor, são de grande importância na evolução de estudos sobre a influência deste parâmetro (presença de GNC) na resposta dinâmica de tubos de calor em relação à dissipação de calor.

O propósito destes estudos é criar metodologias cada vez mais eficazes de verificação do funcionamento dos dispositivos de controle térmico de satélites,

porém, que necessitem de um curto espaço de tempo para a realização dos testes, a um custo cada vez menor.

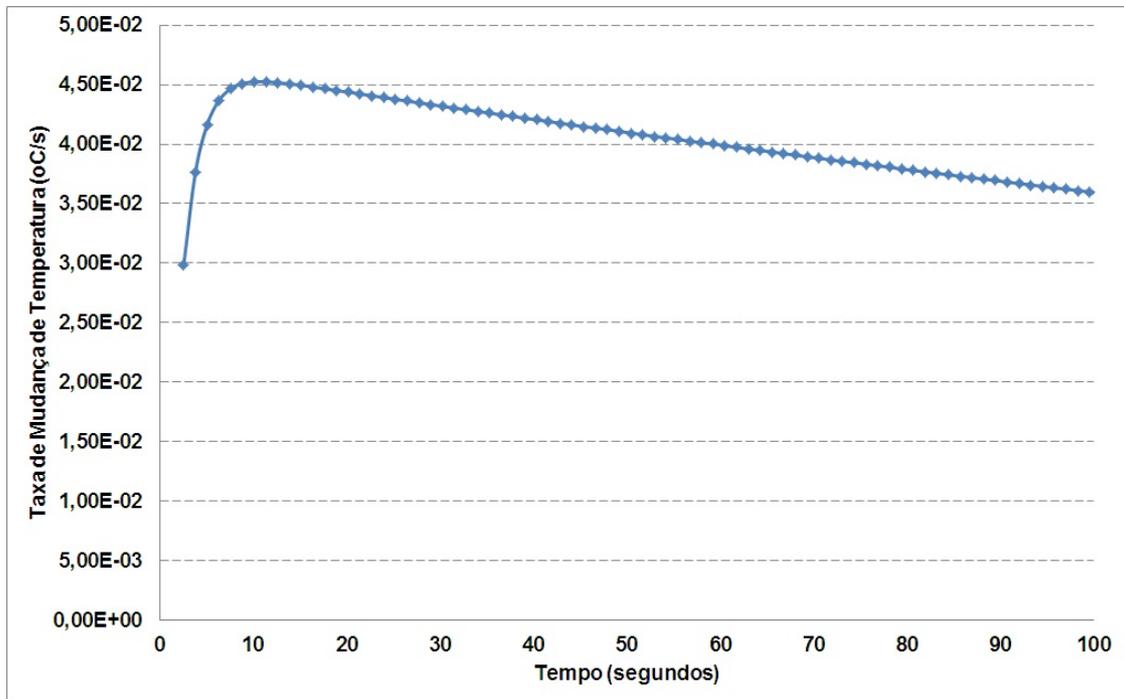
## **8.2. Sensibilidade na detecção da presença de gases não condensáveis no canal de vapor de um tubo de calor, obtida pelo modelo matemático**

Um objetivo importante deste estudo é detectar o limite teórico de sensibilidade de método, ou seja, determinar qual é quantidade mínima do GNC que pode ser detectada a partir de levantamento de taxas de temperatura. Isso pode ser realizado por meio de análise sensibilidade, variando quantidade de GNC. Os estudos experimentais, apresentados no capítulo 7, revelam que o limite de detecção da uma diferença, mas medidas das taxas de mudança de temperatura fica em  $\pm 0,001$  °C/s. Ou seja, em teoria, se a mudança na taxa fica maior, isso já é detectável pelos blocos.

A sensibilidade do modelo matemático na detecção da presença de GNC é avaliada através da comparação entre as taxas de mudança de temperatura no caso em que pressões da GNC diferentes. A comparação entre as taxas de mudança de temperatura na fase de *start up e shut down* confirma que a resposta dinâmica na parte final do condensador (último sensor do bloco medidor (TH06)) sofre maior influência da presença de GNC no canal de vapor.

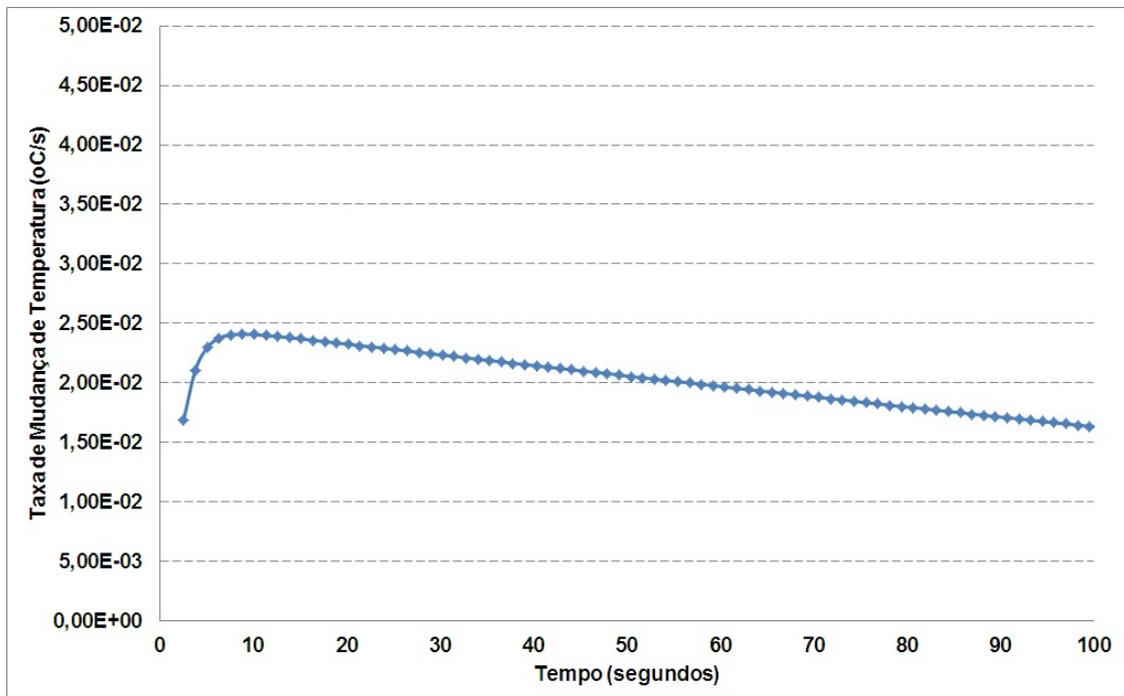
A taxa de mudança de temperatura no último sensor (TH06) do condensador foi simulada com e sem a presença de GNC.

Figura 8.7 – Taxa de mudança de temperatura – sensor TH06 – *Start Up* – P\_GNC 0 Pa.



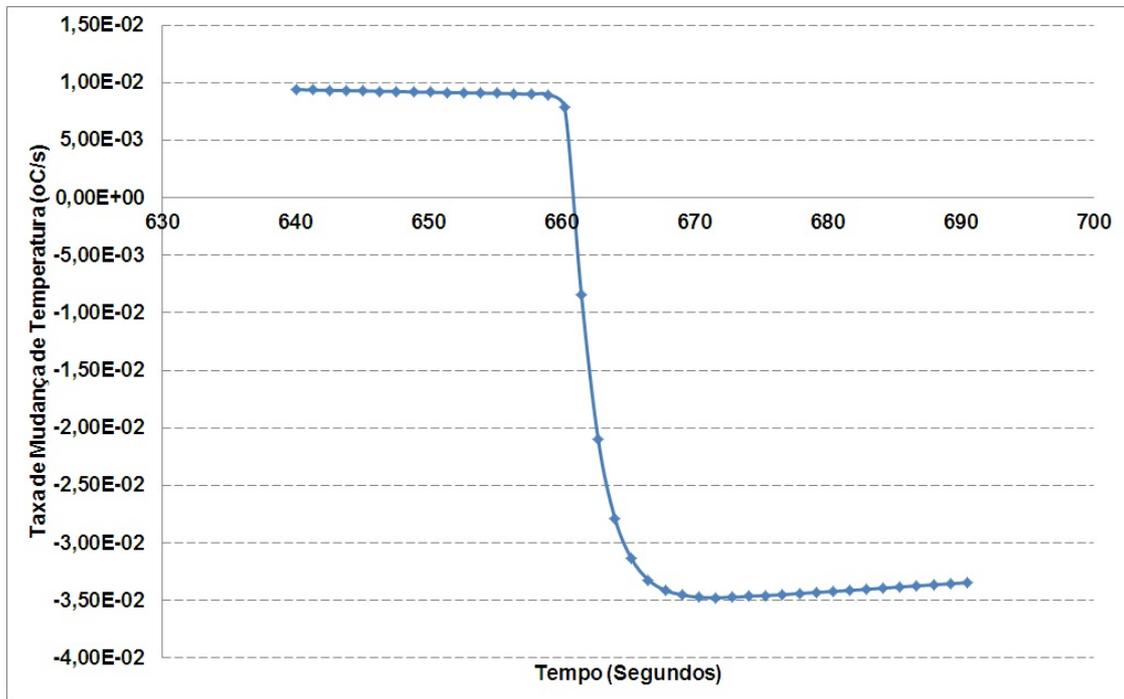
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 8.8 – Taxa de mudança de temperatura – sensor TH06 – *Start up* – P\_GNC 180000 Pa.



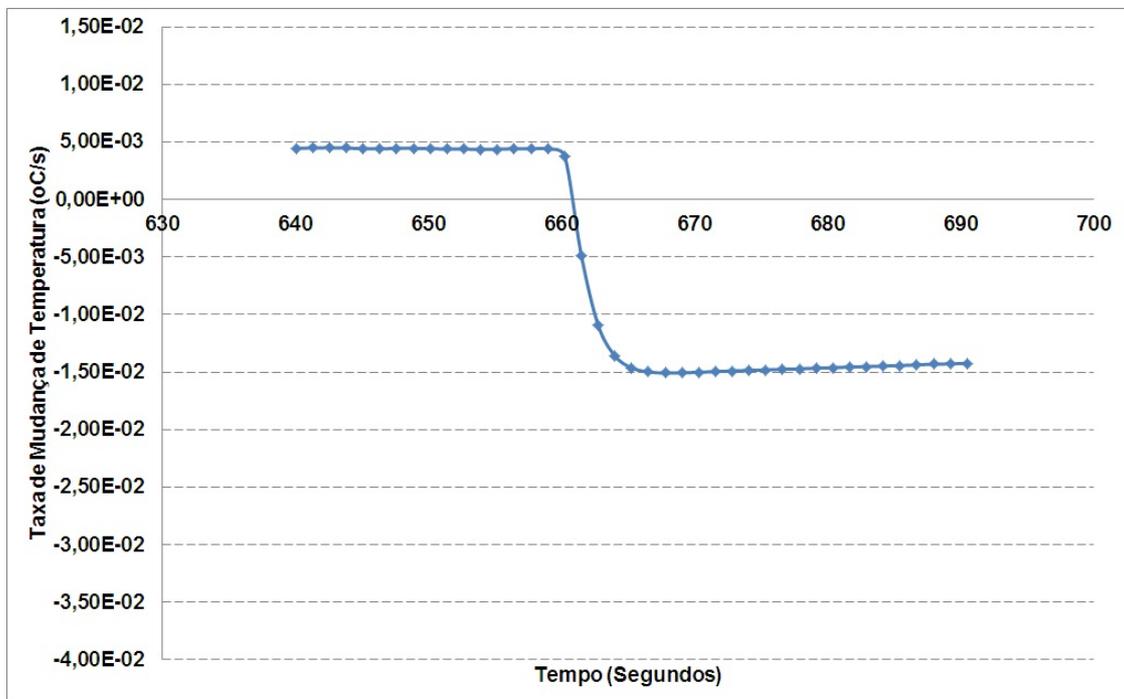
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 8.9 – Taxa de mudança de temperatura – sensor TH06 – *Shut down* – P\_GNC 0 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 8.10 – Taxa de mudança de temperatura – sensor TH06 – *Shut down* – P\_GNC 180000Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A comparação dos resultados, apresentados nas Figuras 8.7 e 8.8 (*start up* no condensador com e sem a presença de GNC), mostra que existe grande sensibilidade no modelo matemático em relação à presença de GNC. A mesma análise pode ser feita em relação aos resultados apresentados nas Figuras 8.8 e 8.10 (*shut down* no condensador com e sem a presença de GNC). A partir desta constatação é necessário verificar qual é a precisão do modelo em detectar a presença de GNC no canal de vapor, ou seja, qual seria a quantidade mínima de GNC que pode ser detectada.

A verificação da precisão pode ser feita avaliando a influência da pressão de GNC na taxa de mudança de temperaturas nas fases de *start up* e *shut down* nas regiões de evaporação e de condensação de tubos de calor. As Tabelas 8.1 e 8.2 mostram a influência da pressão de GNC nas taxas de mudanças de temperatura, assim, como a sensibilidade do modelo em relação a pressão de GNC.

Tabela 8.1 – *Start Up* – Taxa de Mudança de Temperatura Evaporador/Condensador com e sem a presença de GNC.

Pressão de GNC (Pa)	Evaporador Start Up (Média) (°C/s)	Varição (°C/s)/ Sensibilidade	Condensador Start Up (Média) (°C/s)	Varição (°C/s)/ Sensibilidade
0	0,157	(ref)	0,045	(ref)
5000	0,158	+0,001/1%	0,044	-0,001/2%
10000	0,159	+0,002/1%	0,043	-0,002/5%
20000	0,161	+0,004/3%	0,041	-0,004/9%

Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Tabela 8.2 – *Shut down* – Taxa de Mudança de Temperatura Evaporador/Condensador com e sem a presença de GNC.

Pressão de GNC (Pa)	Evaporador Shut Down (Média) (°C/s)	Sensibilidade	Condensador Shut Down (Média) (°C/s)	Sensibilidade
0	(-0,0234)	(ref)	(-0,00348)	(ref)
5000	(-0,0234)	0/0%	(-0,00343)	-0,0005/ 1%
10000	(-0,0234)	0/0%	(-0,00337)	-0,0011/3%
20000	(-0,0234)	0/0%	(-0,00321)	-0,0025/8%

Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Os resultados apresentados nas Tabelas 8.1 e 8.2 mostram que a sensibilidade do modelo em relação à pressão de GNC na região de evaporação tanto no *start up* quanto no *shut down* é praticamente igual a zero. No caso do condensador a influência da quantidade de GNC é detectável tanto na fase de *start up* quanto de *shut down*.

A sensibilidade do modelo matemático desenvolvido em detectar a presença de GNC é de  $\pm 0,001$  °C/s. Esta taxa pode ser visualizada na Tabela 8.1 para a  $P_{GNC}=10000$  Pa ( $-0,0012$  °C/s), *start up*, temperatura no de condensador. Assim, este valor ( $\pm 0,001$  °C/s) pode ser considerado como sendo o limite teórico da metodologia experimental não invasiva (blocos aquecedores–medidores). O valor do comprimento da zona bloqueada, que corresponde a esta pressão de operação ( $P_{GNC}=10000$  Pa) pode ser calculado resolvendo–se um sistema de duas equações (Equação (8.1) e Equação (8.2)), conforme (CHI, 1976).

$$n = \frac{P'_{GNC} L_{HP} \pi D_v^2}{4RT_{amb}} \quad (8.1)$$

$$L_{GNC} = \frac{4nRT_{amb}}{\pi D_v^2 (P_s(T_{evap}) - P_s(T_{amb}))} \quad (8.2)$$

A partir da Equação (8.1) pode-se obter quantidade de mols de GNC de acordo com a respectiva pressão de GNC ( $P'_{GNC}$ ), sabendo que o GNC ocupa todo volume interno do canal de vapor.

A Equação (8.2) define o comprimento da zona bloqueada em função de quantidade de GNC; nesta equação é assumido que a temperatura na zona inativa do condensador é igual à temperatura de ambiente.

Eliminando-se o termo “n” (número de mols), obtém-se a expressão necessária para o comprimento da zona bloqueada (Equação (8.3)):

$$L_{GNC} = \frac{P'_{GNC}}{(P_s(T_{evap}) - P_s(T_{amb}))} L_{HP} \quad (8.3)$$

O comprimento da zona bloqueada ( $L_{GNC}$ ) pode ser calculado para as condições de simulação: temperatura de operação no evaporador  $T_{evap} = 43,7^\circ\text{C}$  (pressão de saturação da Amônia é  $P_s(T_{evap}) = 17,3$  bar) e no condensador  $T_{cond} = 23,3^\circ\text{C}$  (a pressão de saturação é  $P_s(T_{cond}) = 9,6$  bar).

Uma vez que a pressão de GNC 0,1 bar (10000 Pa), definida como limite de sensibilidade do método baseado na análise das taxas de mudança de temperatura, a zona bloqueada detectável calculada é  $L_{GNC} 9,5$  mm ( $L_{HP}$  (comprimento do tubo de calor = 730 mm). Este limite é muito melhor do que o limite obtido pelo critério de diferença de temperaturas entre evaporador e condensador (sensores TH02-TH06),  $L_{GNC} = 70$  mm.

Este resultado é muito importante, pois mostra que o limite de sensibilidade de detecção da zona bloqueada do método baseado na análise das taxas de mudança de temperatura ( $L_{GNC} > 9,5$  mm) pode ser muito melhor do que o critério baseado na diferença de temperaturas entre evaporador e condensador ( $L_{GNC} > 70$  mm, para as mesmas condições de operação do tubo de calor).

## **9 ANÁLISE DA FORMAÇÃO DINÂMICA DA FRONTEIRA DIFUSA ATRAVÉS DA COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA E RESULTADOS EXPERIMENTAIS**

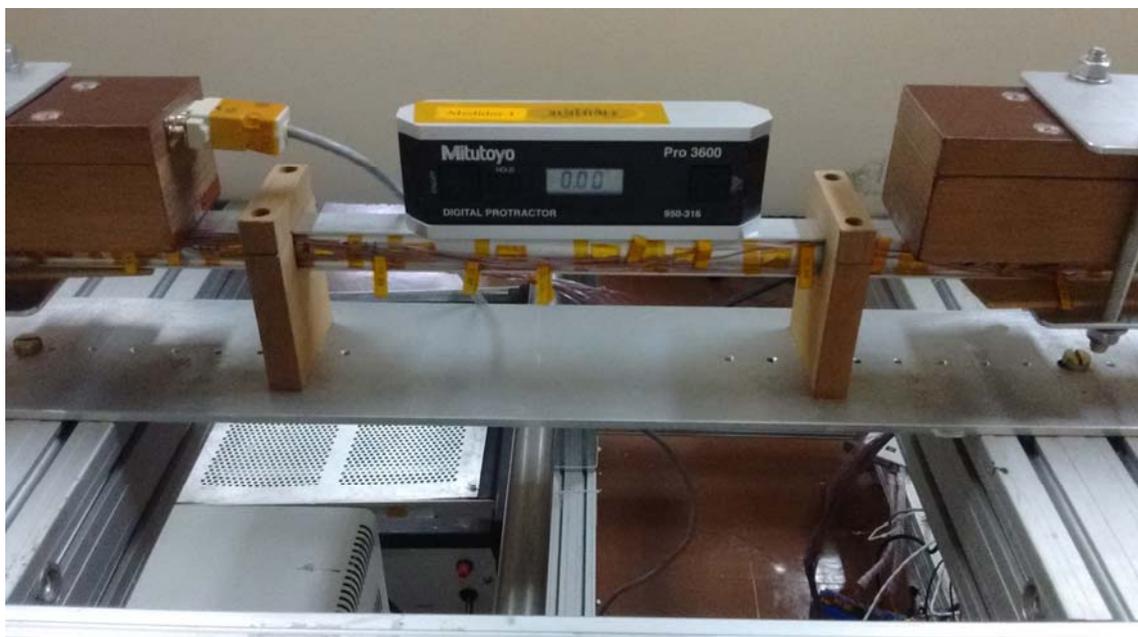
A formação dinâmica da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa do condensador pode ser verificada através da montagem experimental apresentada na Figura 9.1. O tubo de calor foi fixado na posição horizontal, de modo que a inclinação do mesmo é igual a zero. O objetivo é observar por meio dos perfis de temperatura ao longo do comprimento do tubo de calor a distribuição da concentração de GNC ao longo do canal de vapor considerando – se diferentes períodos de tempo (formação dinâmica da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa do condensador).

Os perfis de temperatura são obtidos a partir de 17 termopares (Tipo T) posicionados ao longo do comprimento do mesmo tubo de calor utilizado nos experimentos apresentados no capítulo 7 (carregado com amônia e argônio). Os termopares foram acoplados em posições que correspondem aos centros geométricos de cada célula numérica referente ao modelo matemático, de modo a simplificar a comparação entre os resultados experimentais e os resultados de d simulação numérica do do funcionamento do tubo de calor de acordo com as condições de contorno observadas na montagem experimental.

Além dos termopares, os blocos aquecedores-medidores foram posionados sobre o tubo de calor, os mesmos que foram utilizados nos estudos experimentais apresentados no capítulo 7 e que são usados nos testes de verificação de tubos de calor embutidos em paineis.

O aquecimento do tubo de calor foi realizado por meio do bloco aquecedor – medidor, conforme por ser visualizado na Figura 9.1.

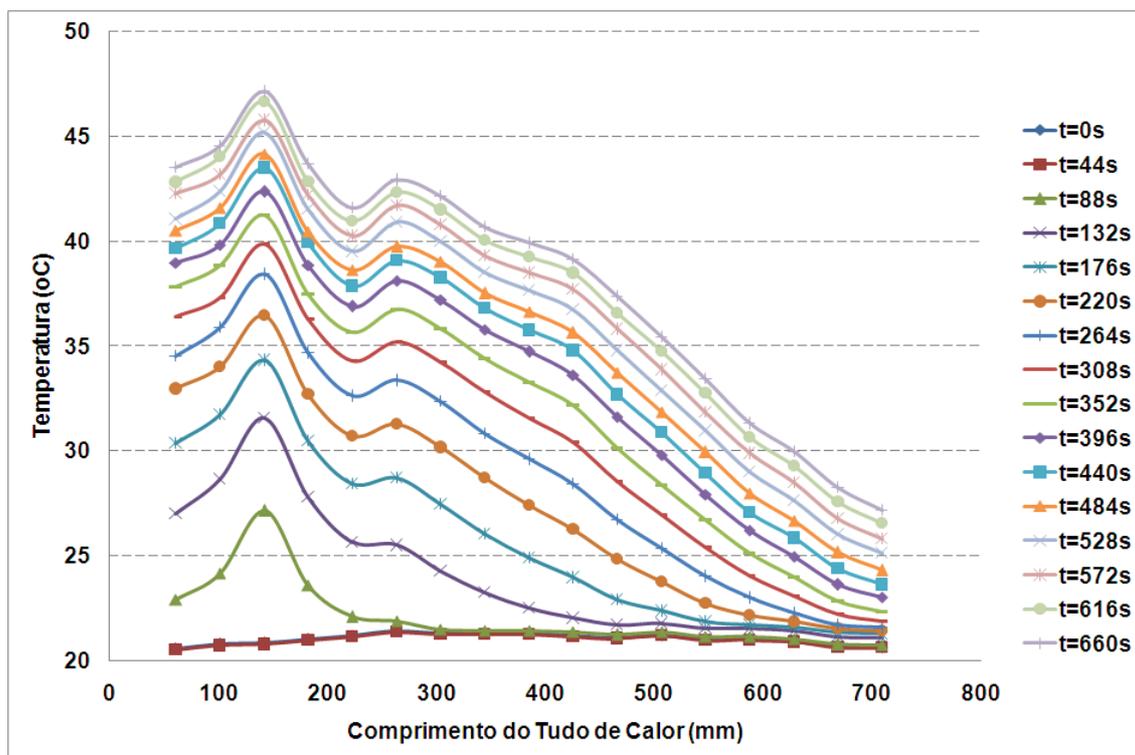
Figura 9.1 – Montagem experimental utilizada para observar a formação dinâmica da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa do condensador.



Fonte: foto tirada pelo autor.

A potência dissipada sobre a região de evaporação é de 40 W. Os resultados referentes aos perfis de temperatura na fase de *start up*, medidos pelos termopares distribuídos ao longo do tubo em diferentes momentos de tempo são apresentados na Figura 9.2.

Figura 9.2 – Formação dinâmica da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa do condensador – *Start Up*.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A análise dos resultados, apresentados na Figura 9.2, mostra como a formação dinâmica da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa do condensador do tubo de calor tem influência nos perfis de temperatura observados. A propagação da zona ativa do canal de vapor no sentido do condensador em função do aumento da temperatura na zona de evaporação pode ser observada nos resultados apresentados na Figura 9.2 (neste teste o *heater* foi ligado 60 segundos após o início da aquisição de dados).

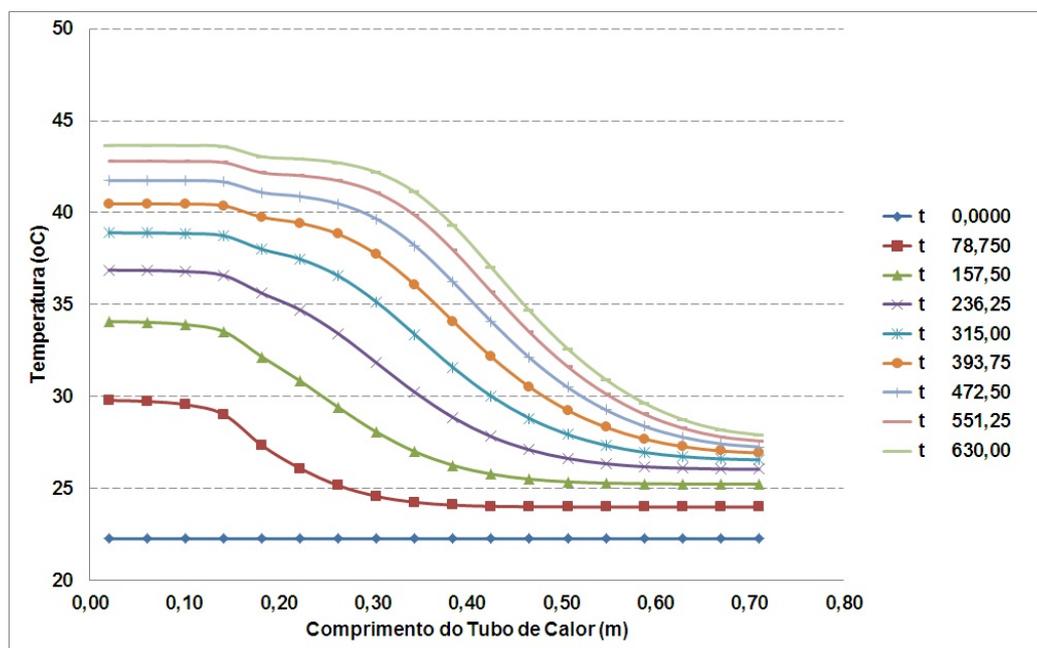
Algumas anomalias foram observadas no perfil da temperatura na zona de evaporação, o que pode ser explicado pela provável falta de preenchimento pelo fluido de trabalho na fase líquida (amônia) das ranhuras superiores do tubo de calor. Este fenômeno caracteriza-se pelo superaquecimento local e picos de temperatura, o que é observado especialmente no sensor de temperatura posicionado a aproximadamente 150 mm do início da zona de evaporação.

A falta de preenchimento das ranhuras superiores pode ocorrer devido ao fato de que o perfil do tubo de calor foi projetado para uso da acetona como fluido de trabalho, ou seja, as ranhuras do perfil apresentam largura relativamente grande (~1.2mm), o que é não usual para amônia. Assim, em experimentos realizados sob influência do campo gravitacional é esperado que as ranhuras superiores não apresentem preenchimento completo pelo fluido de trabalho na fase líquida, conforme foi observado nos resultados apresentados no capítulo 3, além das publicações de Latoui et al. (2010) e Bertoldo Junior et al. (2012).

Os parâmetros referentes ao experimento realizado para verificar a formação da fronteira difusa foram introduzidos no modelo matemático de forma a reproduzir de forma qualitativa os resultados experimentais. Além disso, os dados experimentais foram usados para ajustar os parâmetros do modelo que possuíram certo grau de incerteza, tais como a função de coeficiente interno efetivo de transferência de calor, coeficiente de transferência de calor com ambiente (acoplamento externo), coeficiente de difusão, fator de redistribuição de fluxo de calor de *heaters* entre o tubo e bloco (as perdas de calor no evaporador).

A Figura 9.3 apresenta os resultados referentes à simulação numérica da formação da fronteira difusa durante a fase de *start up* referente à mesma montagem experimental.

Figura 9.3 – Formação dinâmica da fronteira difusa – resultados de simulação numérica – *Start Up*.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

As temperaturas na zona de evaporação, observadas nos resultados de simulação numérica, durante o processo de *start up*, no final do aquecimento, apresentaram uma diferença de temperatura em torno de 2 a 3 °C em relação às temperaturas obtidas a partir da montagem experimental apresentada na Figura 9.1. Os efeitos da falta de preenchimento das ranhuras superiores pelo fluido na fase líquida não foram considerados no modelo transiente.

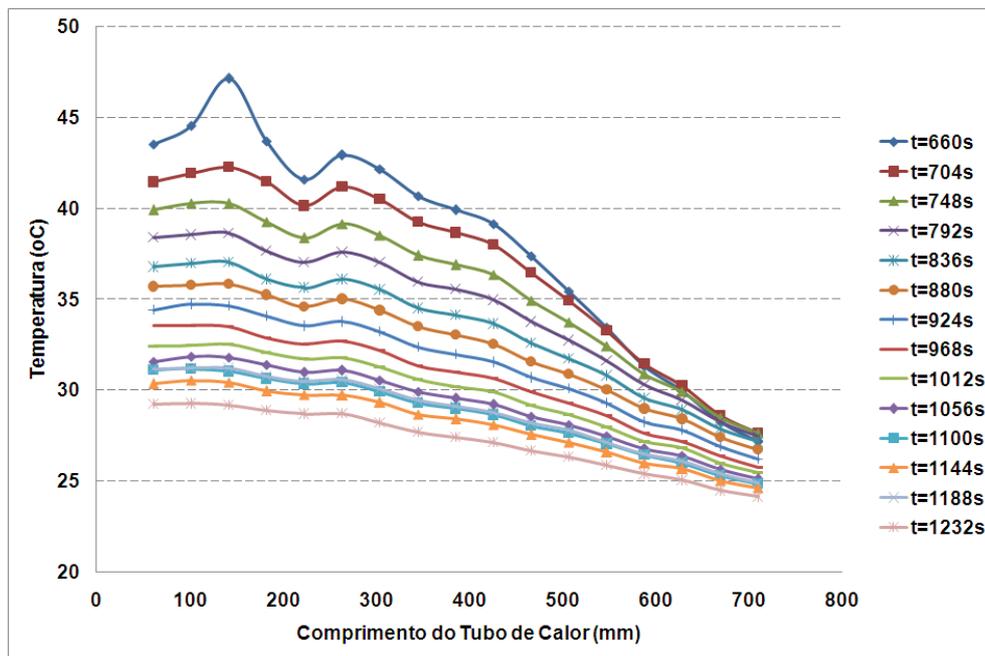
A temperatura média adquirida pelos demais sensores de temperatura posicionados na zona de evaporação do tubo de calor no final do regime transiente de transferência de calor foi (+44,1°C) (desconsiderando-se as temperaturas obtidas a partir do sensor posicionado a aproximadamente 150 mm do início da zona de evaporação), enquanto a temperatura média dos perfis obtidos a partir de simulação numérica é 43,6°C na zona de evaporação.

As temperaturas na zona de condensação (últimos 4 sensores de temperatura) obtidas pelo modelo de simulação numérica apresentaram valores mais homogêneos em relação aos resultados experimentais, entretanto as médias dos valores obtidos através dos 4 sensores de temperatura mostram resultados

bastante próximos ( $+27,9^{\circ}\text{C}$  contra  $+28,6^{\circ}\text{C}$  do modelo de simulação numérica).

Os resultados experimentais referentes aos perfis de temperatura na fase de *shut down*, logo após a dissipação de calor ser interrompida (600 segundos), são apresentados na Figura 9.4.

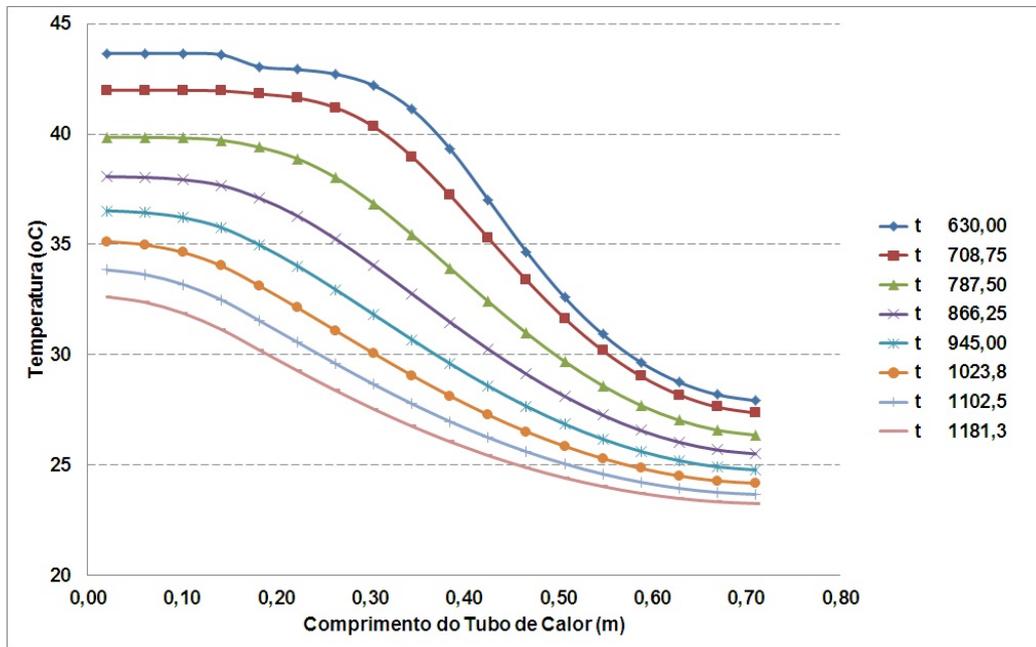
Figura 9.4 – Desaparecimento dinâmico da fronteira difusa entre as zonas ativa e inativa do condensador – *Shut Down*.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A Figura 9.5 apresenta os resultados referentes à simulação da redistribuição das concentrações de GNC ao longo do canal de vapor durante a fase de *shut down*.

Figura 9.5 – Formação da fronteira difusa – resultados de simulação numérica – *Shut Down*.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

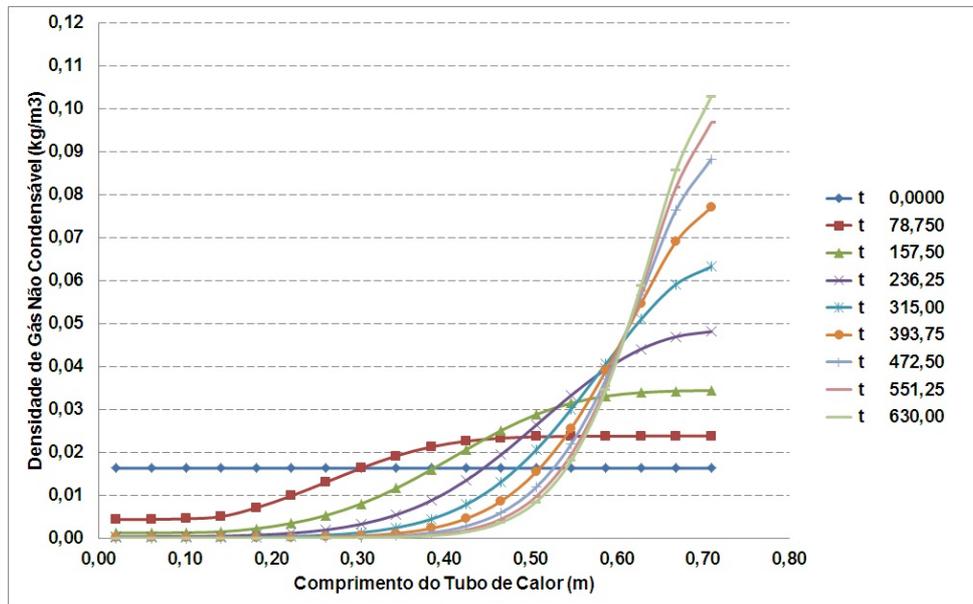
A dinâmica da formação da fronteira difusa e a redistribuição da concentração de GNC ao longo do canal de vapor observada nos resultados experimentais foram reproduzidas de forma qualitativa e quantitativa conforme pode ser observado nas Figuras 9.2 a 9.5.

Os resultados apresentados neste capítulo mostram que o modelo matemático pode ser usado para simulação da resposta dinâmica de um tubo de calor de acordo com a dissipação de calor sobre o mesmo, considerando-se diferentes condições de operação com e sem a presença de GNC. O modelo em questão é capaz de reproduzir os fenômenos de formação dinâmica de barreira difusa.

### 9.1. Influência da quantidade de GNC no canal de vapor na formação dinâmica da fronteira difusa

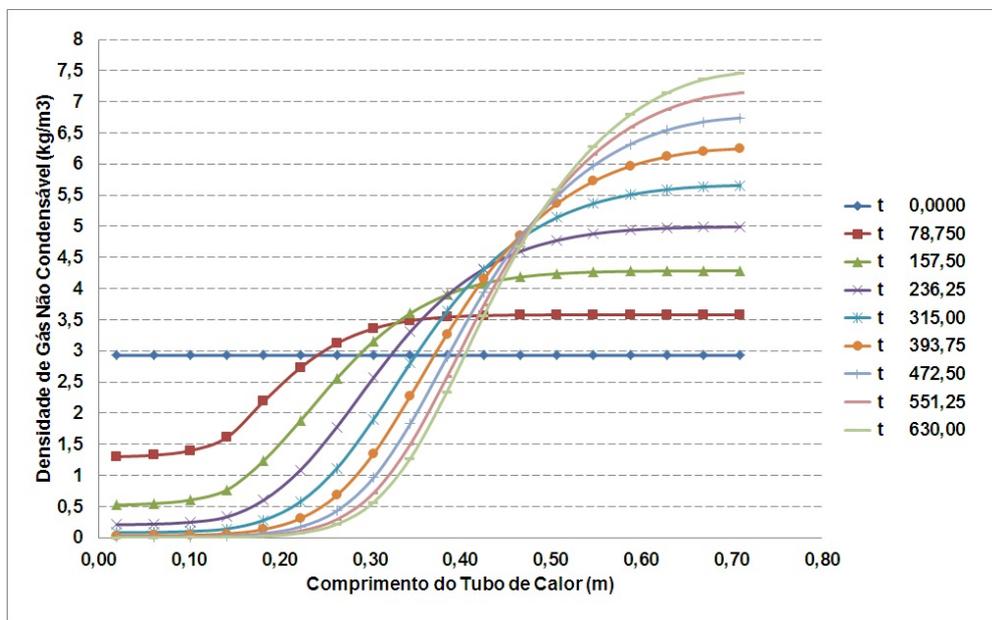
Após a validação do modelo matemático com dados obtidos na literatura de tubos de calor, o mesmo modelo matemático (validado) foi usado na simulação da formação da fronteira difusa existente entre as zonas inativa e ativa do condensador. Os resultados podem ser visualizados nas Figuras 9.6 – 9.10.

Figura 9.6 – Formação da fronteira difusa – densidade de gás não condensável – pressão de gás não condensável – 1000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 9.7 – Formação da fronteira difusa – densidade de gás não condensável – pressão de gás não condensável – 18000 Pa.

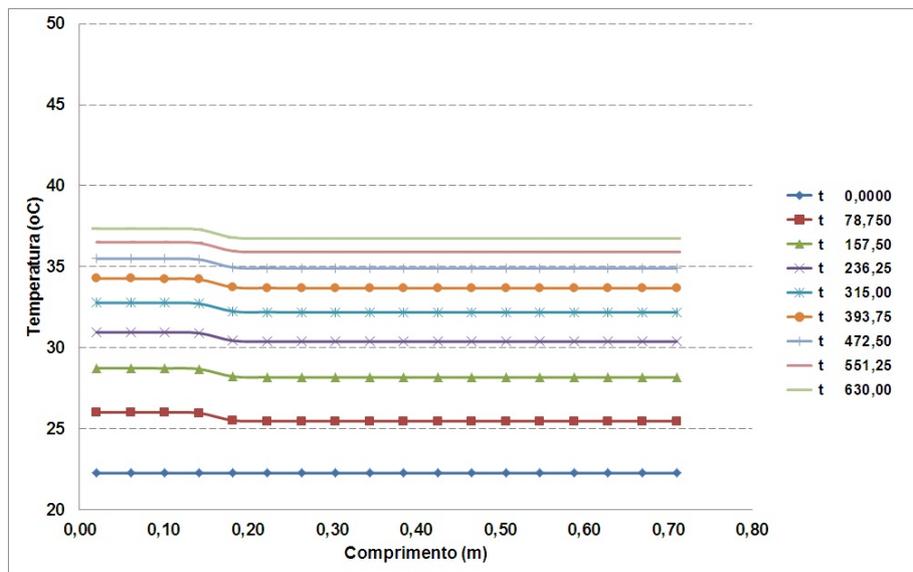


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A análise das Figuras 9.6 – 9.7 mostra que a quantidade de GNC existente no canal de vapor tem influência direta na difusão da concentração de GNC ao longo do canal de vapor e por consequência na formação da fronteira difusa entre a zonas inativa e ativa do condensador.

A distribuição ocorre de forma que a maior parte da quantidade da quantidade de gás não condensável se desloca para a região de condensação ocasionando praticamente o bloqueio total da zona de condensação quando existe uma grande quantidade de GNC no canal de vapor (após decorridos 560 segundos do processo de dissipação de calor) (Figura 9.7).

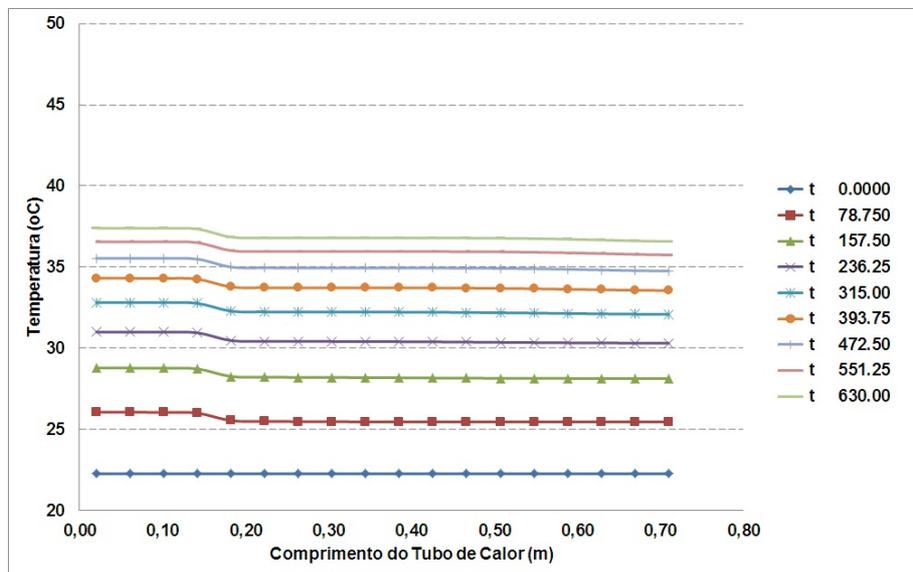
Figura 9.8 – Formação da fronteira difusa – temperatura na parede do tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 0 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

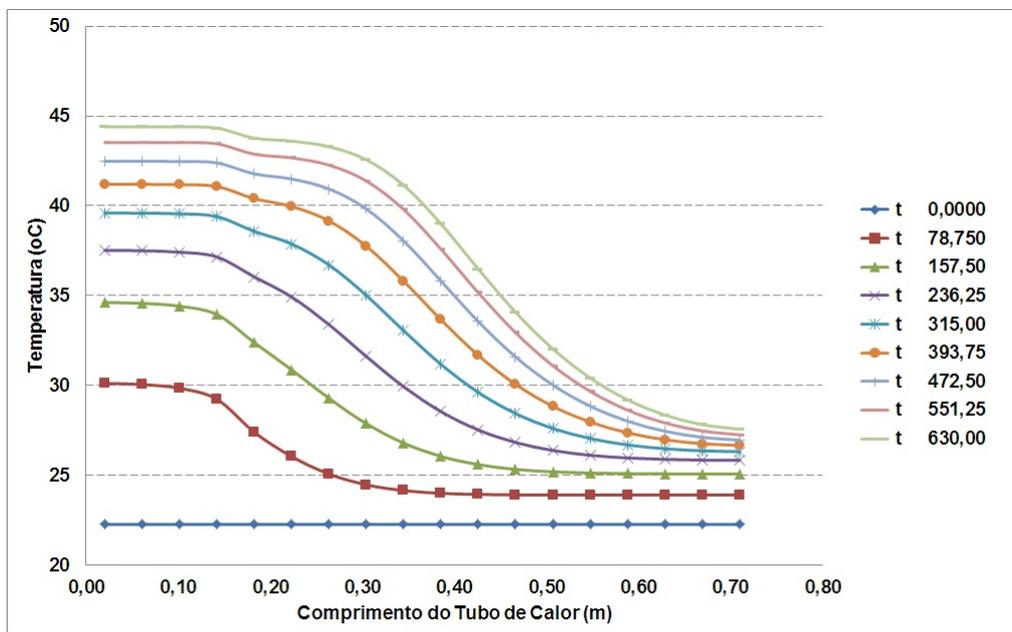
A Figura 9.8 mostra a distribuição dos perfis de temperatura ao longo de um tubo de calor axialmente ranhurado carregado com amônia sem a presença de GNC no canal de vapor.

Figura 9.9 – Formação da fronteira difusa – temperatura na parede do tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 1000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura 9.10 – Formação da fronteira difusa – temperatura na parede do tubo de calor axialmente ranhurado – pressão de gás não condensável – 180000 Pa.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

As Figuras 9.9 e 9.10 mostram a distribuição do perfil de de temperaturas ao longo de um tubo de calor axialmente ranhurado carregado com amônia considerando-se uma pequena ( $P_{GNC}=0,01\text{bar}$ ) e uma grande quantidade de

gás não condensável ( $P_{GNC}=1,8$  bar) presente no canal de vapor do tubo respectivamente. Ambos os perfis de temperatura são correspondentes respectivamente aos resultados referentes à distribuição da quantidade de gás não condensável ao longo do canal de vapor apresentados na Figuras 9.6 e 9.7. A distribuição da quantidade de gás não condensável tem influência direta nos perfis de temperatura ao longo do tubo de calor.

A diferença de temperatura entre a zona de evaporação e a zona de condensação é pequena (Figura 9.9), pois a quantidade de gás não condensável no canal de vapor é pequena. Os perfis de temperatura apresentados na Figura 9.10 correspondem a uma quantidade de gás não condensável bem maior, assim a diferença de temperatura entre a zona de evaporação e a zona de condensação também é maior.



## 10 CONCLUSÕES

As conclusões referentes a este estudo são apresentadas a seguir:

### **10.1. Modelo térmico matemático do tubo de calor sem gás não condensável, comparação de resultados experimentais e resultados de simulação:**

O modelo térmico do tubo de calor sem gás não condensável, obtido usando o software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP, reproduz as condições experimentais observadas na bancada de testes usada para avaliação do desempenho de um tubo de calor carregado com acetona, sem a presença de gás não condensável. Este modelo pode ser usado para a simulação de diversas hipóteses relacionadas ao projeto e aplicação de tubos de calor em satélites. Além disso, o modelo térmico matemático pode ser usado para a realização de estudos teóricos referentes à condutividade efetiva da estrutura capilar e da formação da piscina de líquido nas ranhuras inferiores da zona de evaporação do tubo.

Os sub modelos detalhados referentes à estrutura capilar a qual pode estar preenchida em diferentes níveis foram desenvolvidos especificamente para estimar-se os valores dos coeficientes de transferência de calor internos referentes às zonas de evaporação e condensação.

### **10.2. *Gas Plug Test*, comparação dos resultados experimentais com os resultados do modelo térmico matemático de forma a estimar-se o comprimento da zona bloqueada na zona de condensação de um tubo de calor carregado com amônia.**

A aplicação do *gas plug test* permitiu o cálculo da quantidade de gás não condensável existente no canal de vapor do tubo de calor carregado com amônia. O cálculo da quantidade de gás não condensável foi possível através do modelo térmico matemático desenvolvido através do software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP. O modelo térmico matemático reproduziu as condições referentes à montagem experimental do *gas plug test*. Este modelo

pode ser utilizado em outras aplicações semelhantes ao *gas plug test*, além da verificação de diferentes hipóteses relacionadas à presença de GNC.

### **10.3. Metodologia não invasiva aplicada na verificação do desempenho de tubos de calor embutidos em painéis estruturais de satélites.**

Este estudo propôs e apresentou os resultados obtidos a partir de uma metodologia experimental não invasiva (usando blocos aquecedores–medidores fabricados com material isolante) para verificação do funcionamento de tubos de calor embutidos em painéis estruturais de satélites.

Os cinco critérios para a detecção da presença de GNC apresentados neste estudo foram propostos com bases nos resultados experimentais obtidos a partir do uso dos blocos aquecedores–medidores na verificação de tubo de calor embutidos ou não em painéis *honeycomb*. Três destes critérios possibilitam a detecção de grandes quantidades de GNC ou da perda total do mesmo. Os dois critérios restantes apresentam características dinâmicas, que podem auxiliar na detecção de pequenas quantidades de gás não condensável.

A montagem experimental referente à metodologia não invasiva (blocos aquecedores – medidores) foi reproduzida por meio de um modelo térmico matemático, obtidos usando o software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP. O modelo térmico matemático reproduz o funcionamento de um tubo de calor embutido em um painel *honeycomb* sobre o qual estão posicionados estes blocos. A comparação dos resultados referentes ao modelo térmico matemático com os resultados experimentais permite tanto a detecção da presença de GNC quanto à estimativa do comprimento da zona bloqueada na região de condensação.

### **10.4. Desenvolvimento do modelo matemático (analítico e numérico) de tubos calor com a presença de gases não condensáveis no canal de vapor operando em regime transiente.**

O desenvolvimento de um modelo matemático (analítico e numérico) detalhado em regime transiente para modelar o canal de vapor com e sem a presença de GNC permitiu a simulação dos processos de *start up* e *shut down* de tubos de calor, incluindo processos de difusão dinâmica de GNC no fluido de trabalho na fase de vapor.

O modelo matemático foi validado com dados obtidos na literatura de tubos de calor e com os dados experimentais obtidos neste estudo.

#### **10.5. Estudos experimentais referentes à operação de tubos de calor em regime transiente com a presença de gás não condensável no canal de vapor**

Os estudos experimentais realizados em tubos de calor com e sem a presença de gás não condensável mostra que tanto o desempenho dos mesmos quanto as taxas de mudança de temperatura são diretamente afetados pela presença de gás não condensável.

A aplicação do modelo numérico para simular o funcionamento de tubos de calor em regime transiente apresentou resultados satisfatórios, uma vez que os perfis das taxas de mudança de temperatura do tubo de calor foram reproduzidos com a mesma ordem de grandeza, além do fato do perfil das taxas de mudança de temperatura ser qualitativamente semelhante aos perfis das taxas de mudança de temperatura observados nos resultados experimentais.

#### **10.6. Análise dos limites de detecção da zona bloqueada através do critério de diferenças de temperatura e através do critério de evolução das taxas de mudança de temperaturas**

Os limites relacionados à sensibilidade de detectar a presença de GNC por meio de diferentes critérios foram analisados com base nos modelos de simulação numérica desenvolvidos. A nova metodologia que usa como base a análise das taxas de mudança de temperatura apresentou resultados melhores

do que o critério baseado na diferença de temperaturas entre evaporador e condensador ( $L_{GNC} > 9.5$  mm contra  $L_{GNC} > 70$  mm) para as mesmas condições experimentais (testes de verificação de tubos de calor embutidos em painéis estruturais do satélite, tanto nos painéis separados quanto no satélite integrado).

## 11 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

As sugestões para trabalhos futuros são apresentadas a seguir:

- Inserção do modelo matemático proposto nos modelos de simulação desenvolvidos por meio do uso do software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP apresentados neste estudo (desempenho de tubos de calor axialmente ranhurados inseridos em painéis *honeycomb* afetados pela presença de GNC). Assim, será possível uma avaliação mais completa em relação ao funcionamento de tubos de calor com a presença de GNC em regime transiente.
- Aperfeiçoar a modelagem matemática de tubos de calor embutidos em painéis *honeycomb* de modo que os blocos aquecedores medidores com os seus respectivos sensores acoplados com sensores sejam incluídos no modelo matemático, assim será possível reproduzir os resultados obtidos com o software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP.
- Modelagem numérica do experimento TUCA que será inserido no satélite Amazônia – 1.



## **12 TRABALHOS APRESENTADOS PARA PUBLICAÇÃO**

### **12.1. Anais de congressos**

BERTOLDO JUNIOR, J.; VLASSOV, V.; SANTOS, N.; Modelagem Matemática dos Fenômenos de Transferência de Calor e Massa Existentes no Canal de Vapor de Tubos de Calor. 6º Workshop em Engenharia e Tecnologias Espaciais, São José dos Campos – SP, 2015.

BERTOLDO JUNIOR, J.; VLASSOV, V. V.; GENARO, G.; Desempenho de Tubos de Calor com ranhuras axiais e secções transversais semelhantes carregados com amônia e acetona para aplicação espacial. VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Uberlândia - MG - Brasil. CONEM 2014, 10 a 15 de Agosto de 2014.

SANTOS, N.; BERTOLDO JUNIOR, J.; BRAZOLIN, H.; GONDO, S. M. H.; CANDIDO, P. A.; VLASSOV, V.; BATISTA NETO, J. A.; KCHOUKINA, O.; Preliminary analysis of results of comparative life test of 6063 aluminum anodized and non-anodized thermosyphons charged with acetone as working fluid. Simpósio Aeroespacial Brasileiro, SAB – 2014, São José dos Campos - SP, 27 a 29 de Maio de 2014.

VLASSOV, V.; BERTOLDO JUNIOR, J.; GUEDES, U. T. V.; An accelerated technique of the tilt performance test of straight axially grooved heat pipes. Second International Conference Heat Pipes for Space Applications, 2º HPSA, Moscow, 15 a 19 de Setembro de 2014.

BERTOLDO JUNIOR, J.; VLASSOV, V.V.; GENARO, G.; SANTOS, N.; CANDIDO, P. A.; A noninvasive technique of verification of embedded heat pipes in integrated satellites. Second International Conference Heat Pipes for Space Applications, 2º HPSA, Moscow, 15 a 19 de Setembro de 2014.

SANTOS, N.; VLASSOV, V.; BERTOLDO JUNIOR, J.; GENARO, G.; BATISTA NETO, J. A.; MENDES, G. O.; KCHOUKINA, O.; CANDIDO, P. A.; COSTA, R. L.; PETRY, M.; TUCA Heat Pipes Experiment. In: Second International

Conference Heat Pipes for Space Applications, 2<sup>o</sup> HPSA, Moscow, 15 a 19 de Setembro de 2014.

## **12.2. Publicações em revista**

BERTOLDO JUNIOR, J.; VLASSOV, V. V.; GENARO, G.; GUEDES, U. T. V. Dynamic test method to determine the capillary limit of axially grooved heat pipes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 60, p. 290-298, 2015.

## **12.3. Trabalhos técnicos**

SANTOS, N.; BERTOLDO JUNIOR, J.; VLASSOV, V. V. Plano de teste de caracterização do tubo de calor ranhurado de perfil Omega, 2016.

BERTOLDO JUNIOR, J.; SANTOS, N.; GENARO, G.; COSTA, R. L.; VLASSOV, V. V. Test results and analysis of heat pipes performance embedded into CBERS 3&4 STM Sun facing floor panel (SM16), 2015.

BERTOLDO JUNIOR, J.; SANTOS, N.; VLASSOV, V. V. Performance test results and analysis of heat pipes embedded into the CBERS 3&4 STM battery panel and Sun facing central wall panel, 2015.

CÂNDIDO, P. A.; BERTOLDO JUNIOR, J.; SANTOS, N.; MENDES, A. C. C.; VLASSOV, V. Carregamento de Amônia em Tubos de Calor em Alumínio 6063, 2014.

GENARO, G.; CANDIDO, P. A.; BATISTA NETO, J. A.; KCHOUKINA, O.; BERTOLDO JUNIOR, J.; SANTOS, N.; VLASSOV, V. V. Teste de Pressão de Ruptura para os Tubos de Calor de Alumínio, 2014.

GENARO, G.; CANDIDO, P. A.; BATISTA NETO, J. A.; KCHOUKINA, O.; BERTOLDO JUNIOR, J.; SANTOS, N. ; VLASSOV, V. V. Plano de teste de pressão de ruptura para o tubo de calor de alumínio 6063, 2013.

SANTOS, N.; BERTOLDO JUNIOR, J. ; KCHOUKINA, O. ; BATISTA NETO, J. A.; VLASSOV, V. V. Plano de teste de caracterização de tubos de calor de acetona, 2013.

BERTOLDO JUNIOR, J.; KCHOUKINA, O.; CANDIDO, P. A.; SANTOS, N.; VLASSOV, V. V. Procedimento de Calibração de Termopares, 2013.

GENARO, G.; BERTOLDO JUNIOR, J.; BATISTA NETO, J. A.; KCHOUKINA, O. V.; CÂNDIDO, P. A.; VLASSOV, V. RBB-TAR-1006(F4)/00 Performance Test Results Analysis of Heat Pipes Embedded into CBERS – FM4 Panels During Satellite Storage – Second test campaign, 2012.

GENARO, G.; BERTOLDO JUNIOR, J.; BATISTA NETO, J. A.; KCHOUKINA, O. V.; CÂNDIDO, P. A.; VLASSOV, V. RBB-TAR-1007(F4)/00 Performance Test Results Analysis of Heat Pipes Embedded into CBERS – FM4 Panels During Satellite Storage – Third test campaign, 2012.

GENARO, G.; BERTOLDO JUNIOR, J.; BATISTA NETO, J. A.; CÂNDIDO, P. A.; VLASSOV, V. RBB-TES-1021(F4)/00 Test Specification of Heat Pipes Embedded into the CBERS – FM4 Panels During Satellite Storage, 2012.

GENARO, G.; BERTOLDO JUNIOR, J.; BATISTA NETO, J. A.; KCHOUKINA, O. V.; CÂNDIDO, P. A.; VLASSOV, V. RBB – TAR – 1005(F4)/00 Performance Test Results Analysis of Heat Pipes Embedded into CBERS – FM4 Panels During Satellite Storage – First test campaign, 2011.

BERTOLDO JUNIOR, J.; CÂNDIDO, P. A.; KCHOUKINA, O.; BATISTA NETO, J. A.; GENARO, G. Incoming Acceptance Test Data Report of the Heat Pipes CBERS4 Flight Model, 2011.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANTONOV, V. A.; ALEKSEEV, V. A. The honeycomb panel with heat pipe and heat accumulating material. In: INTERNATIONAL CONFERENCE HEAT PIPES FOR SPACE APPLICATIONS, 1., 2009, Moscow, Russia. **Proceedings...** Moscow, 2009.

BARANTSEVICH, V.; SHABALKIN, V. Heat pipes for thermal control of ISS solar battery drive. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, p. 1119–1123, 2003.

BERTOLDO JUNIOR, J.; VLASSOV, V. V.; CANDIDO, P. A.; GENARO, G.; KISEEV, V. M. Experimental performance comparison of axially grooved heat pipes charged with acetone and ammonia. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 16., 2012, Lyon. **Proceedings...** Lyon, 2012.

BERTOLDO JUNIOR, J.; VLASSOV, V.; GENARO, G. Desempenho de tubos de calor com ranhuras axiais e seções transversais semelhantes carregados com amônia e acetona para aplicação espacial. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 8., 2014, Uberlândia, Minas Gerais. **Anais... ABCM**, 2014. ISBN 2178-180X.

BERTOLDO JUNIOR, J.; VLASSOV, V.V.; GENARO, G.; SANTOS, N.; CANDIDO, P. A.; A noninvasive technique of verification of embedded heat pipes in integrated satellites. In: INTERNATIONAL CONFERENCE HEAT PIPES FOR SPACE APPLICATIONS, 2., / INTERNATIONAL CONFERENCE HEAT PIPES FOR SPACE APPLICATIONS, 2., 2014, Moscow, Russia. **Proceedings...** Moscow, 2014.

BERTOLDO JUNIOR, J.; VLASSOV, V. V.; GENARO, G.; GUEDES, U. T. V. Dynamic test method to determine the capillary limit of axially grooved heat pipes. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 60, p. 290-298, 2015.

CAO, Y.; FAGHRI, A. Analytical solutions of flow and heat transfer in a porous structure with partial heating and evaporation on the upper surface. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 37, n. 10, p. 1525–1533, 1994.

CHEN, Y. P., SHI, M. H.; CHENG, P.; PETERSON, G. P. Condensation in microchannels. **Nanoscale and Microscale Thermophys. Eng.**, v. 12, p. 117–143, 2008.

CHEN, Y.; ZANG, C.; SHI, M.; WU, J.; PETERSON, G. P. Study on flow and heat transfer characteristics of heat pipe with axial “ $\Omega$ ” – shaped microgrooves. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 636–643, 2009.

CHI, S. W. **Heat pipe theory and practice**. London: McGraw-Hill Book Company, 1976.

COTTER, T. P. **Theory of heat pipes**. Los Alamos, New Mexico: Los Alamos Scientific Laboratory, 1965. (LA – 3246 – MS).

ERNEST, D. M. **Study of a heat rejection system for the nuclear electric propulsion (NEP) spacecraft**. Pasadena, California: Jet Propulsion Laboratory, 1982. (NASA – CR – 169921).

FAGHRI, A. **Heat pipe science and technology**. London: Taylor & Francis, 1995.

GILMORE, D. G. **Satellite thermal control handbook**. El Segundo, CA: The Aerospace Corp. Press, 1994.

GONCHAROV, K., KOCHETKOV, A., KALACHEVA, L., ANTONOV, V. Comparison of contact thermal resistance values obtained when different thermal conductive materials are used for units mounting to thermal honeycomb panels. In: INTERNATIONAL CONFERENCE HEAT PIPES FOR SPACE APPLICATIONS, 2., 2007, Moscow, Russia. **Proceedings...** Moscow, 2014.

GUOQIANG, L.; ZENGFU, P. In orbit thermal performance evaluation for heat pipes of CBERS – 2 satellites. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 14., 2007, Florianópolis, Brazil. **Proceedings...** Florianópolis, 2007.

HALL, M. L.; DOSTER, J. M. A sensitivity study of the effects of evaporation/condensation coefficients on transient heat pipe modeling. **International Journal Heat and Mass Transfer**. v. 33, n. 3, p 465–481, 1990.

HARWELL, W.; KAUFMAN, W.; TOWER, L. Reentrant groove heat pipe. In: AIAA THERMOPHYSICS CONFERENCE, 12., 1977 New York. **Proceedingas...** New York: AIAA, 1977. p. 131–147.

HOLM, F. W.; GOPLEN, S. P. Heat transfer in the meniscus thin film transition region. **ASME Journal Heat and Mass Transfer**, v. 101, p. 543–547, 1979.

KOBAYASHI, Y.; IKEDA, S.; IWASA, M. Evaporative heat transfer at the evaporative section of a grooved heat pipe. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 10, n. 1, 83–89, 1996.

JIAO, A. J.; MA, H. B.; CRITSER, J. K. Evaporation heat transfer characteristics of a grooved heat pipe with micro – trapezoidal grooves. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, p. 2905–2911, 2007.

KISEEV, V. **Assessment for modeling, development and characterization of two and three-phase thermal control devices**. São Paulo: Fapesp, 2009. (Relatório referente ao projeto FAPESP 2008/00397-0).

KUZMICHEV, D.; KHMELNITSKY, A. Carbon honeycomb panels with embedded heat pipes. In: INTERNATIONAL CONFERENCE HEAT PIPES FOR

SPACE APPLICATIONS, 1., 2009, Moscow, Russia. **Proceedings...** Moscow, 2009.

LATAOUI, Z.; ROMESTANT, C.; BERTIN, Y.; JEMNI, A.; PETIT, D. Inverse thermal analysis of the drying zone of the evaporator of an axially grooved heat pipe. **Experimental thermal and fluid science**, v. 34, p. 562–574, 2010.

LOBANOV, A. D.; YATSENKO, A. A.; PARFENTIEV, M. D.; BARKOVA, L. V. Life tests of aluminum axial groove heat pipes with acetone as working fluid. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON SPACE ENVIRONMENTAL CONTROL SYSTEMS, 4., 1991, Noordwijk, Netherlands. **Proceedings...** ESA, 1991. v. 1, p. 583–586, 1991.

MA, H. B.; PETERSON, G. P. Experimental investigation of the maximum heat transport in triangular grooves. **ASME Journal Heat Transfer**, v.118, p. 740–745, 1996.

MA, H. B.; PETERSON, G. P. Temperature variation and heat transfer in triangular grooves with evaporating film. **Journal Thermophysics Heat Transfer**, v.1, n. 1, p. 90–97, 1997.

MASHAYEK, F. Dynamic of evaporating drops. Part I: formulation and evaporating model. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 44, p. 1517–1526, 2001.

MARCUS, B. D.; EDWARDS, D. K.; ANDERSON, W. T. **Variable conductance heat pipe technology**. - Redondo Beach, CA: NASA. Ames Research Center - TRW Systems, 1973. 133 p. 945480 cm. (NASA CR-114686)(TRW Research Report), 4).

MARCUS, B. D. **NASA Theory and design of variable conductance heat pipes**. Washington, D.C.: NASA, 1972. 912293 cm. (NASA CP-2018).

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. New York: Hemisphere, 1980.

PETERSON, G. P. **An introduction to heat pipes: modeling, testing and applications**. Wiley, 1994. 368p. ISBN: 978-0-471-30512-5.

RAMSON, V. H. Some new directions in system transient simulation. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON SIMULATION METHODS IN NUCLEAR ENGINEERING, 2., 1986, Montreal, Canada. **Proceedings...** 1986.

RASSAMAKIN, B.; KHAYRNASOV, S.; RASSAMAKIN, A.; TARASOV, G.; KOZHUKHOV, V. Modeling and analysis of on – earth and flight tests of honeycomb panels containing heat pipes on board of “AMPOS CM – KF” spacecraft. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 12., 2002, Moscow, Russia. **Proceedings...** Moscow, 2002.

RASSAMAKIN, B. M.; KHAYRNASOV, S. M.; ZARIPOV, V. K.; ALPHEROVA, O. V.; SMAKOVSKY, D. S. Aluminum profiled heat pipes and honeycomb panels. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 14., 2007, Florianópolis, Brazil. Florianópolis, 2007.

RASSAMAKIN, B. M.; KHAYRNASOV, S. M.; SMAKOVSKY, D. S.; RASSAMAKIN, A. B. 3D simulation of temperature field for honeycomb panels joint by heat pipes with radiation heat transfer. In: INTERNATIONAL CONFERENCE HEAT PIPES FOR SPACE APPLICATIONS, 1., 2009, Moscow, Russia. **Proceedings...** Moscow, 2009.

REAY, D. A.; JOHNSON, M. P. The formation of diacetone alcohol during life tests on acetone heat pipes constructed using aluminum and stainless steel. In: ESA HEAT PIPES, 2., 1976, Bologna. **Proceedings...** ESA, 1976. p. 393–399.

SANTOS, N.; BERTOLDO JUNIOR, J.; BRAZOLIN, H.; GONDO, S. M. H.; CANDIDO, P. A.; VLASSOV, V.; BATISTA NETO, J. A.; KCHOUKINA, O.; Preliminary analysis of results of comparative life test of 6063 aluminum anodized and non-anodized thermosyphons charged with acetone as working fluid. In: SIMPÓSIO AEROESPACIAL BRASILEIRO, 2014, São José dos Campos. **Proceedings...** SAB, 2014.

SANTOS, N.; BERTOLDO JUNIOR, J.; KCHOUKINA, O.; BATISTA NETO, J. A.; VLASSOV, V. V. Plano de teste de caracterização de tubos de calor de acetona. São José dos Campos: Inpe, 2013. Relatório Técnico Interno.

SMIRNOV, H. F.; KOCHETKOV, A.; TRETJAKOV, S. V. Express control method of heat pipe performance. In: HEAT PIPES FOR SPACE APPLICATION, 2009, Moscow, Russia. **Proceedings...** Moscow, 2009.

STEPHAN, P. C.; BUSSE, C. A. Analysis of the heat transfer coefficient of grooved heat pipe evaporator walls. **International Journal Heat and Mass Transfer**, v. 33, p. 383–391, 1992.

THOMAS, S. K.; DAMLE, V. C. Fluid flow in axial reentrant grooves with application to heat pipes. **Journal of Thermophysics Heat Transfer**, v.19, p. 395–405, 2005.

TOURNIER, J. M.; EL-GENK, M. S. “**HPTAM**”, a two dimensional heat pipe transient analysis model, including a startup from a frozen state. Albuquerque, NM: NASA, 1995. Final report No. UNM – ISNPS – 4.

VLASSOV, V. V. transient model of a grooved heat pipe embedded in the honeycomb structural panel. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 35., 2005, Rome, Italy. **Proceedings...** 2005.

VLASSOV, V. V. Analysis of heat spreading performance of acetone – filled heat pipe at low temperatures for using in satellite honeycomb panels. **Journal of Aerospace Engineering, Sciences and Applications**, v.1, n. 1–17, 2008.

WAYNER, P. C. Thermal and mechanical effects in the spreading of liquid film due to a change in the apparent finit contact angle. **ASME Journal Heat Transfer**, v. 117, p. 938–945, 1994.

WU, J. F.; CHEN, Y. P.; SHI, M. H.; FU, P. P.; PETERSON, G. P. Three dimensional numerical simulation for annular condensation in rectangular micro channels. **Nanoscale, Microscale Thermophys. Eng.**, v. 13, p. 13–29, 2009.

ZHANG, J. T.; WANG, B. X.; PENG, X. F. Thermodynamic aspect of the shift of concave liquid – vapor interfacial phase equilibrium temperature and its effect on bubble formation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 44, p. 1681–1686, 2001.

ZHANG, C.; CHEN, Y.; SHI, M.; PETERSON, G. P. Optimization of heat pipe with axial “ $\Omega$ ” – shaped micro grooves based on a niched Pareto genetic algorithm (NPGA). **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 3340–3345, 2009.



## **APÊNDICE A – CONCEITOS RELACIONADOS AO PROCESSO DE EVAPORAÇÃO NA ESTRUTURA CAPILAR (RANHURAS AXIAIS)**

Este capítulo apresenta os modelos de simulação propostos para a reprodução das montagens experimentais utilizadas nesta tese. Os modelos têm por objetivo reproduzir os fenômenos observados nos resultados experimentais, assim como verificar possíveis hipóteses que possam explicar com caráter mais profundo os resultados experimentais apresentados nesta tese.

Alguns conceitos relacionados aos aspectos teóricos que descrevem o desempenho de tubos de calor axialmente ranhurados também são discutidos neste capítulo. Estes conceitos são importantes para o entendimento das estratégias utilizadas para a reprodução de fenômenos de transporte observados em tubos de calor, tanto internos, quanto externos.

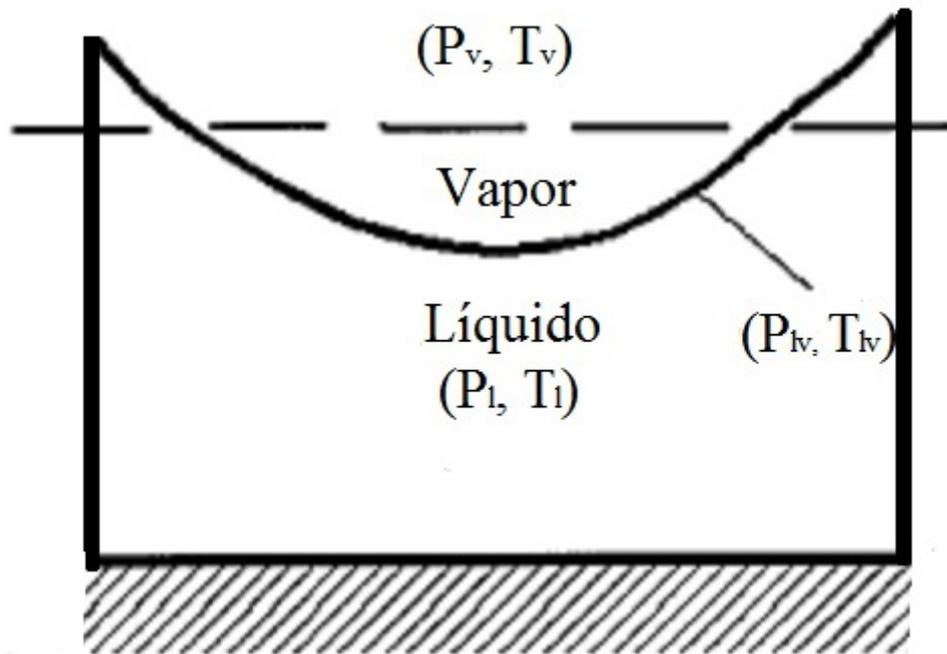
### **A.1 Evaporação em ranhuras de geometrias variadas**

O processo de evaporação do fluido na fase líquida ocorre devido a entrada de calor na base da estrutura capilar. A partir do aquecimento tem início o processo de evaporação de parte do fluido, e por diferença de pressão, o vapor se desloca através do canal de vapor.

### **A.2 Ranhuras Retangulares**

A tensão superficial inerente a cada fluido de trabalho ocasiona a diferença existente entre a pressão relativa ao fluido na fase líquida e a pressão relativa ao fluido na fase de vapor, que por sua vez tem influência direta no processo de evaporação. O processo de evaporação é caracterizado pelo surgimento de uma superfície côncava (menisco) na interface líquido–vapor, o qual pode ser visualizado na Figura A.1. A superfície côncava proporciona a evaporação a partir da superfície da coluna de líquido contida em uma ranhura de geometria qualquer (ZHANG; WANG; PENG, 2001).

Figura A.1 – Diagrama físico do processo de evaporação em uma ranhura.



Fonte: adaptado de Zhang, Wang e Peng (2001).

A nomenclatura usada na Figura A.1 é descrita a seguir:

$P_v$  – Pressão na fase de vapor

$T_v$  – Temperatura na fase de vapor

$P_{iv}$  – Pressão na interface líquido - vapor

$T_{iv}$  – Temperatura na interface líquido – vapor

$P_l$  – Pressão na fase de líquido

$T_l$  – Temperatura na fase de líquido

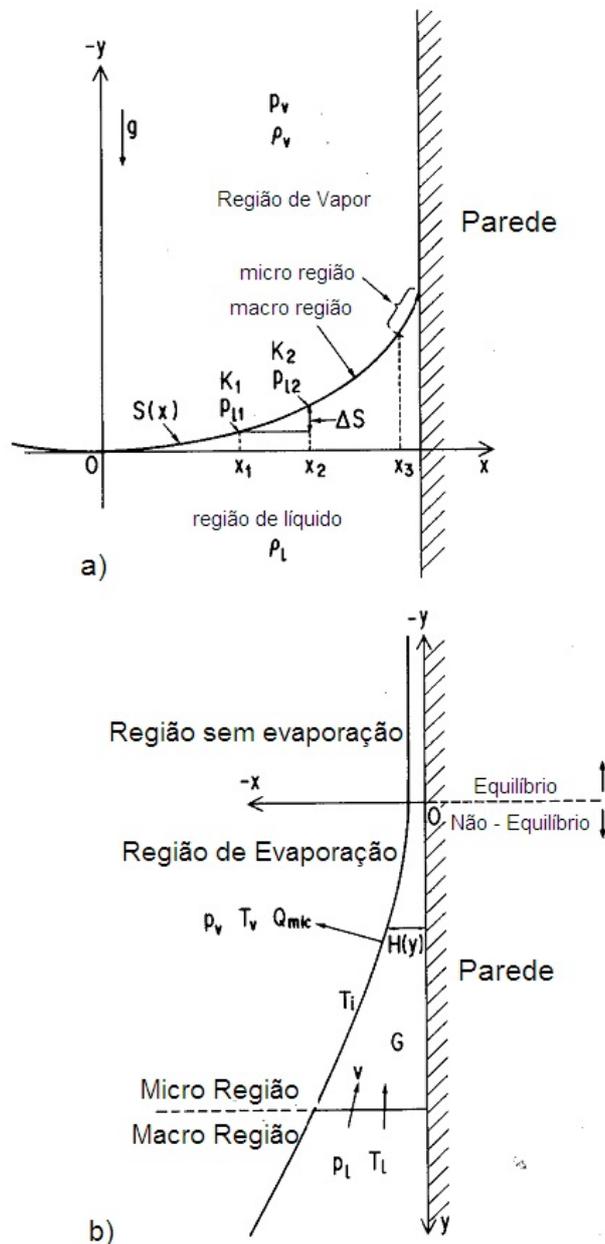
A diferença de pressão entre o fluido na fase líquida e na fase de vapor sofre uma inversão de sentido quando passamos do processo de evaporação para o processo de condensação (ZHANG; WANG; PENG, 2001), porém, sem a ocorrência do menisco.

O valor da temperatura na interface líquido - vapor  $T_{iv}$  é aproximadamente igual a temperatura da massa de vapor  $T_v$  (ZHANG; WANG; PENG, 2001; FAGHRI, 1994).

A transferência de calor ocorre com maior intensidade na região da interface líquido-vapor, onde a camada de líquido encontra-se em contato com a parede da ranhura (HOLM; GOPLEN, 1979; STEPHAN; BUSSE, 1992; JIAO; MA; CRITSER, 2007), assim podemos dividir a interface líquido - vapor em três regiões: região de equilíbrio, onde não ocorre evaporação, região de evaporação e região de menisco (Figura A.2) (KOBAYASHI; IKEDA; IWASA, 1996).

Estudos conduzidos por Wainer (1994) e Ma e Peterson (1996) mostraram que quando o fluxo de calor através da interface líquido-vapor aumenta, diminuem os valores do raio do menisco e do ângulo de contato entre o fluido de trabalho e o substrato da estrutura, resultando na diminuição da resistência térmica e no aumento do coeficiente de transferência de calor de evaporação. O aumento do ângulo de contato resulta no aumento da resistência térmica, o que diminui o coeficiente de transferência de calor, influenciando diretamente no valor da condutividade efetiva total (JIAO; MA; CRITSER, 2007).

Figura A.2 – Regiões da interface entre o canal de vapor e o fluido na fase de líquido.

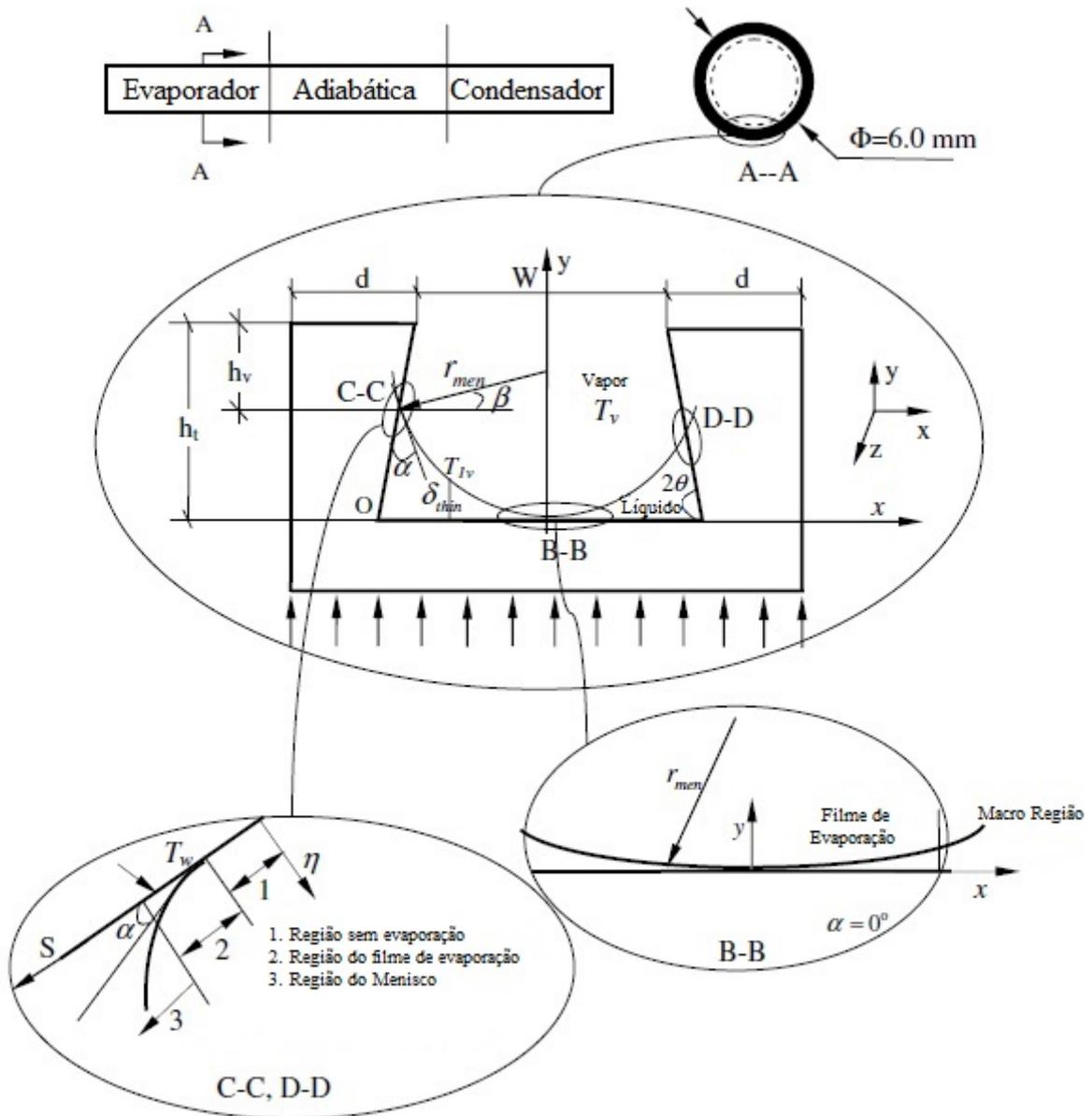


Fonte: adaptado de Kobayashi, Ikeda e Iwasa (1996).

Uma vez que o fluxo de calor atinge a máxima capacidade de transporte de calor, ou seja, limite capilar da ranhura, a taxa de suprimento de fluido na fase de líquido para a zona de evaporação através da ranhura diminui. Desta forma acaba sendo superado pela taxa da evaporação, o que provoca a recessão do menisco. O fenômeno é ilustrado na Figura A.2 (JIAO; MA; CRITSER, 2007).

A espessura da interface líquido-vapor pode ser igual a zero (ponto B, Figura A.3), o que intensifica a evaporação local e por sua vez acelera o processo de secagem do canal, até que ocorra a secagem total (dry out) (JIAO; MA; CRITSER; 2007).

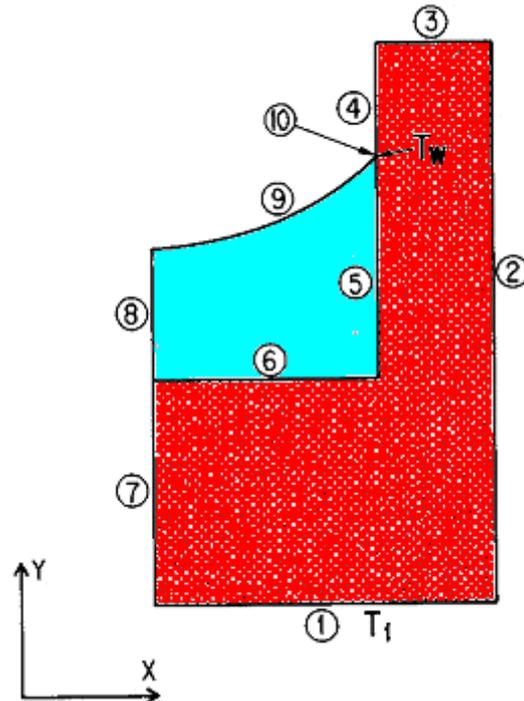
Figura A.3 – Desenho esquemático do menisco em ranhura trapezoidal em recessão do menisco.



Fonte: adaptado de Jiao, Mae Critser (2007).

A Figura A.4 mostra esquematicamente uma área de seção transversal da estrutura de uma ranhura retangular preenchida parcialmente com líquido.

Figura A.4 – Seção transversal de uma ranhura retangular da região de evaporação.



Fonte: adaptado de Kobayashi, Ikeda e Iwasa (1996).

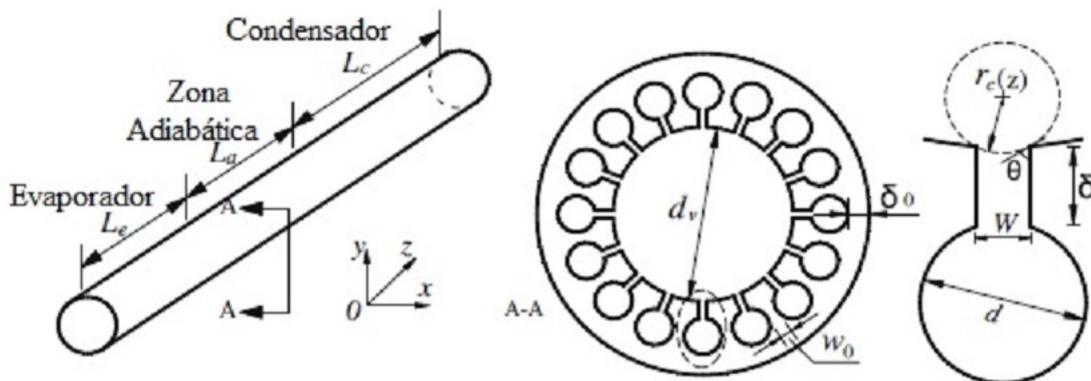
A convecção local do volume de fluido na fase líquida contido na ranhura está associada com o fenômeno de transferência de calor existente através da região 10 (Figura A.4) (KOBAYASHI; IKEDA; IWASA, 1996). O micro movimento do fluido na região 10 (Figura A.4), associado com o processo de evaporação do fluido nesta região aumenta a condutividade efetiva do líquido, o que resulta no aumento da condutividade efetiva de toda estrutura capilar.

O coeficiente de transferência de calor através da interface líquido-vapor depende do raio do menisco e do fenômeno de superaquecimento da coluna de líquido existente na ranhura (MA; PETERSON, 1997).

#### A.4 Ranhura Ômega

Tubos de calor com ranhuras axiais do tipo Ômega “ $\Omega$ ” foram introduzidos como uma alternativa bastante viável em aplicações de controle térmico em naves espaciais e controle de temperatura de equipamentos eletrônicos. Estas ranhuras possuem uma geometria característica que proporciona o aumento da capacidade de transporte de calor em condições de microgravidade (HARWELL; KAUFMAN, 1977; THOMAS; DAMLE, 2005; CHEN, et al, 2009). A geometria destas ranhuras apresenta uma reentrância retangular que se encontra com um canal circular, conforme pode ser visualizado na Figura A.5.

Figura A.5 – Desenho esquemático da ranhura retangular.



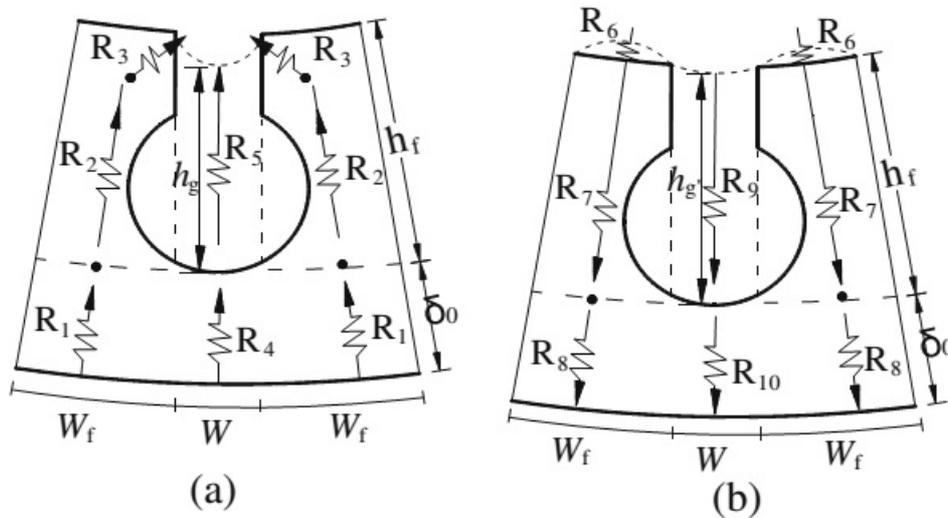
Fonte: Adaptado de Chen et al. (2009).

A capacidade de bombeamento de líquido aumenta consideravelmente com o uso de ranhuras do tipo ômega devido à estreita largura do canal retangular. Estas ranhuras apresentam baixos valores de perdas hidráulicas nos escoamentos axiais do fluido na fase líquida através dos canais circulares. Além disso, o arrasto do fluido na fase de líquido pelo fluxo de vapor contracorrente é menor quando comparado aos demais tipos de ranhura (CHEN et al, 2009).

A formação de meniscos com raio muito pequeno, característicos deste tipo de ranhura, provoca o aumento da pressão capilar (CHEN et al, 2009).

As resistências térmicas existentes em ranhuras do tipo Ômega são apresentadas na Figura A.6. As resistências térmicas radiais de ranhuras do tipo ômega apresentam valores superiores a resistência térmica total de ranhuras retangulares.

Figura A.6 – Resistências térmicas ranhura Ômega a) Região de Evaporação b) Região de Condensação.



Fonte: Adaptado de Zhang et al. (2009).

O caminho percorrido pelo fluxo de calor no substrato metálico nas ranhuras do tipo ômega é um pouco maior quando comparado a ranhuras retangulares, tanto na região de evaporação quanto na região de condensação. A resistência térmica do caminho direto de fluxo de calor ( $R_5$  ou  $R_9$ ) é maior por conta da altura do canal Omega ( $h_f$ ) (ZHANG et al, 2009).

A abordagem deste trabalho busca um caminho alternativo para o cálculo das resistências térmicas totais, diferente de Zhang et al. (2009) que utilizou algoritmos genéticos para calcular as resistências térmicas totais em tubos de calor com ranhuras axiais do tipo  $\Omega$ .

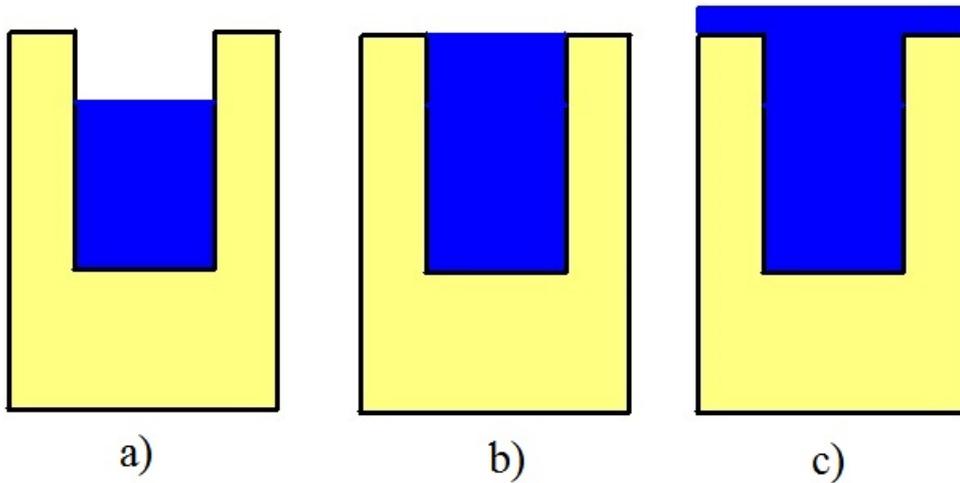
## **APÊNDICE . B – CONCEITOS RELACIONADOS À CONDUTIVIDADE EFETIVA DA ESTRUTURA CAPILAR (RANHURAS AXIAIS)**

Os modelos de simulação, utilizando o software SINDA FLUENT THERMAL DESKTOP, abordam três linhas de estudo distintas:

- Ranhuras retangulares preenchidas com fluido na fase líquida com menisco plano, simulados como sólidos.
- Ranhuras retangulares preenchidas com fluido na fase líquida com menisco, simulados a partir da construção de geometrias em duas dimensões e extrusão da malha numérica na direção longitudinal do tubo.
- Ranhuras no formato ômega com menisco, simuladas a partir da construção de geometrias em duas dimensões e extrusão da malha numérica na direção longitudinal do tubo.

Em cada uma das linhas de estudo apresentadas, foram exploradas as seguintes configurações, (Figura B.1): a) recessão de menisco que corresponde à zona de evaporação com fluxo de calor elevado, ou preenchimento parcial da ranhura por falta de suplemento de líquido (por exemplo, ranhuras superiores em testes sob a ação da gravidade); b) menisco quase plano que corresponde a zona de evaporação com fluxo de calor baixo; c) ranhura inundada de fluido, situação que pode ocorrer na zona de condensação ou na zona de evaporação pela formação da piscina nas ranhuras inferiores da seção transversal do tubo (BERTOLDO JUNIOR et al., 2014).

Figura B.1 - Modelo de geometria simplificada da ranhura para diferentes condições de preenchimento.



Fonte: Bertoldo Junior et al. (2014).

A simulação do processo de transferência de calor, considerando todas as configurações de preenchimento da ranhura propostas neste estudo, permite o cálculo da temperatura na base da ranhura. O valor desta temperatura é inserido na Equação (B.1), por meio da qual se obtém o valor da condutividade efetiva ( $k_{eff}$ ) para todas as configurações propostas.

$$k_{eff} = \frac{q_e h}{(T_b - T_v)} \quad (B.1)$$

onde:

$q_e$  = fluxo de calor aplicado na ranhura ( $W/m^2$ )

$T_b$  = temperatura na base da ranhura ( $^{\circ}C$ )

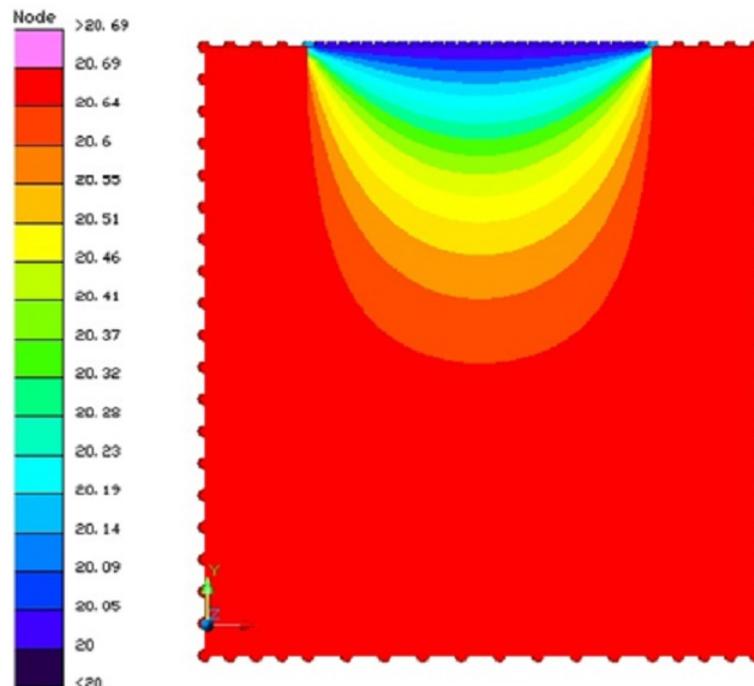
$T_v$  = temperatura média na superfície do líquido ( $^{\circ}C$ )

$L_{cf}$  = altura da coluna de fluido que preenche a ranhura (m)

### B.1 Ranhuras retangulares com fluido na fase líquida com menisco plano, simuladas como sólidos.

O elemento que simula o fluido na fase líquida contido na ranhura apresenta uma divisão nodal de 30 nós na direção X e 30 nós na direção Y. A Figura B.2 apresenta a distribuição da temperatura ao longo do volume de fluido que preenche 100% da ranhura.

Figura B.2 – Campo de temperaturas do fluido presente na ranhura.

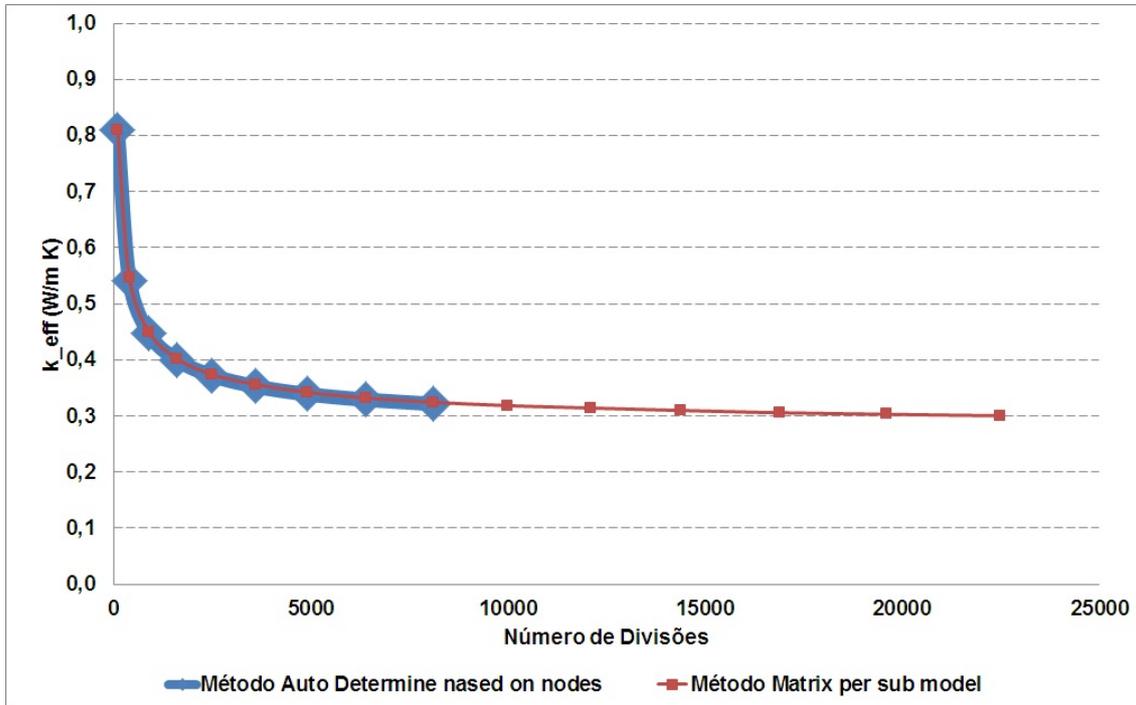


Fonte: resultados obtidos pelo autor usando o software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP.

Na Figura B.2 pode ser observado que a temperatura na superfície do líquido é uniforme. A condição de uniformidade depende do coeficiente de convecção e também da condutividade do fluido de trabalho na fase líquida. Esta condição é obtida uma vez que o coeficiente de contato por convecção ( $h = 50000 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ) entre o vapor e o líquido utilizado garante esta condição de contorno, hipótese adotada por (CAO; FAHGRI, 1994; MASHAYEK, 2001).

A Figura B.3 apresenta o estudo da sensibilidade da condutividade efetiva em relação a variação da divisão nodal da malha numérica.

Figura B.3 – Análise da sensibilidade da malha para o modelo construído com sólidos.

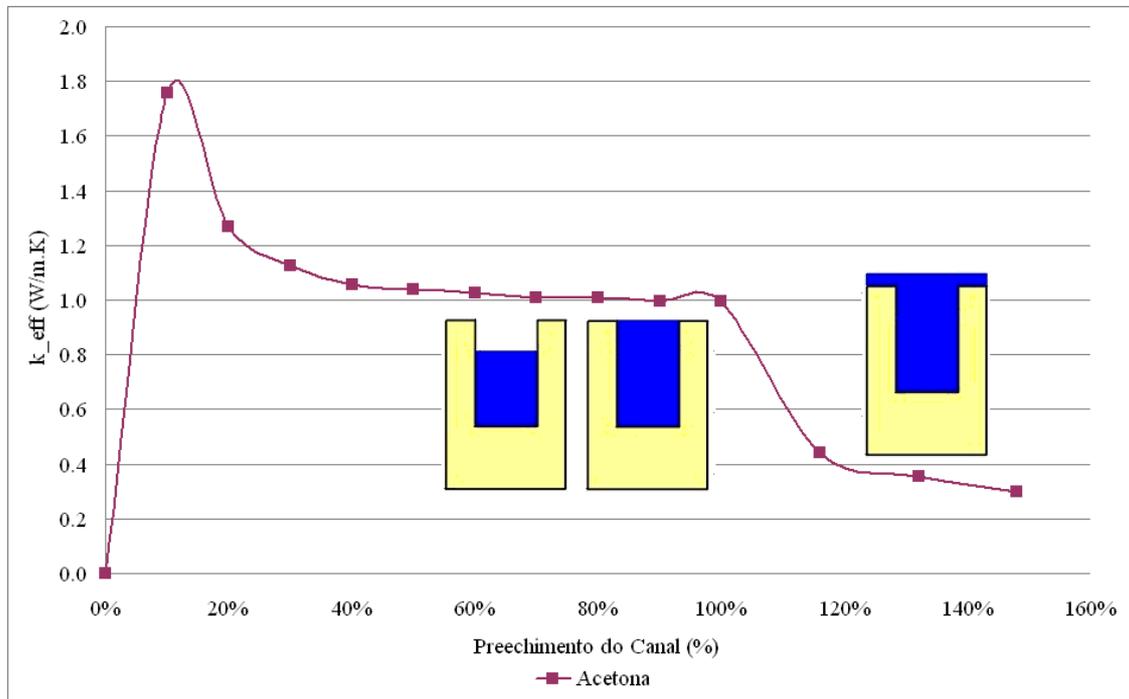


Fonte: resultados obtidos pelo autor.

O estudo da sensibilidade do modelo estende-se a comparação dos resultados obtidos usando dois métodos numéricos distintos disponíveis no pacote computacional SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP, Método Iterativo e Matrix per sub model. A análise dos resultados mostra que o valor obtido para a condutividade efetiva da estrutura capilar independe do método numérico usado na simulação do modelo proposto.

O valor da condutividade efetiva da estrutura capilar apresenta uma dependência direta do volume da ranhura preenchido pelo fluido na fase líquida, conforme pode ser visualizado na Figura B.4.

Figura B.4 – Variação da  $k_{eff}$  em função do volume da ranhura preenchido pelo fluido na fase líquida.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Os resultados de simulações mostram que a condutividade efetiva diminui em função do excesso de líquido (preenchimento > 100%), uma vez que este excesso forma uma camada do líquido acima do ranhura que tem a resistência térmica elevada (situação c) da Fig. B.1).

Por outro lado, no caso de preenchimentos pequenos (< 20%), o valor do  $k_{eff}$  é elevado, pois a camada de líquido torna-se fina e já não apresenta resistência térmica elevada (conforme pode ser constatado na Figura B.4).

O ponto do gráfico relativo ao preenchimento de 0% da ranhura trata-se de um ponto artificial, que corresponde a secagem total da ranhura (*dry out*), onde a interface entre líquido e vapor não existe mais, por isso foi adotado o valor  $k_{eff} = 0$ .

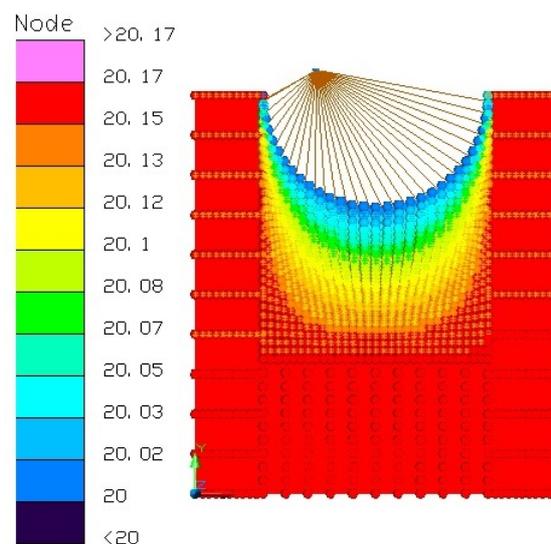
## B.2 Ranhuras retangulares com menisco, simuladas a partir da construção de geometrias obtidas por extrusão da malha numérica.

Este modelo tem uma proposta um pouco diferente da abordagem anterior, pois apresenta duas importantes diferenças em relação à modelagem anterior: o uso da extrusão da malha numérica em duas dimensões. A abordagem anterior é satisfatória, porém tem como limitação o fato de não ser possível o fenômeno de recessão do menisco e a mudança do seu ângulo de contato com a superfície da ranhura.

O resultado da simulação referente ao estudo preliminar pode ser visualizado na Figura B.5. Este estudo tem por objetivo verificar a viabilidade desta abordagem, e, além disso, é uma tentativa de reproduzir o processo de transferência de calor através da coluna de líquido considerando-se a formação do menisco.

A Figura B.5 mostra a distribuição de temperatura na coluna de fluido na fase líquida, sendo que a mesma preenche 67% do volume da ranhura. Ainda não foi explorado neste caso o fenômeno de recessão do menisco.

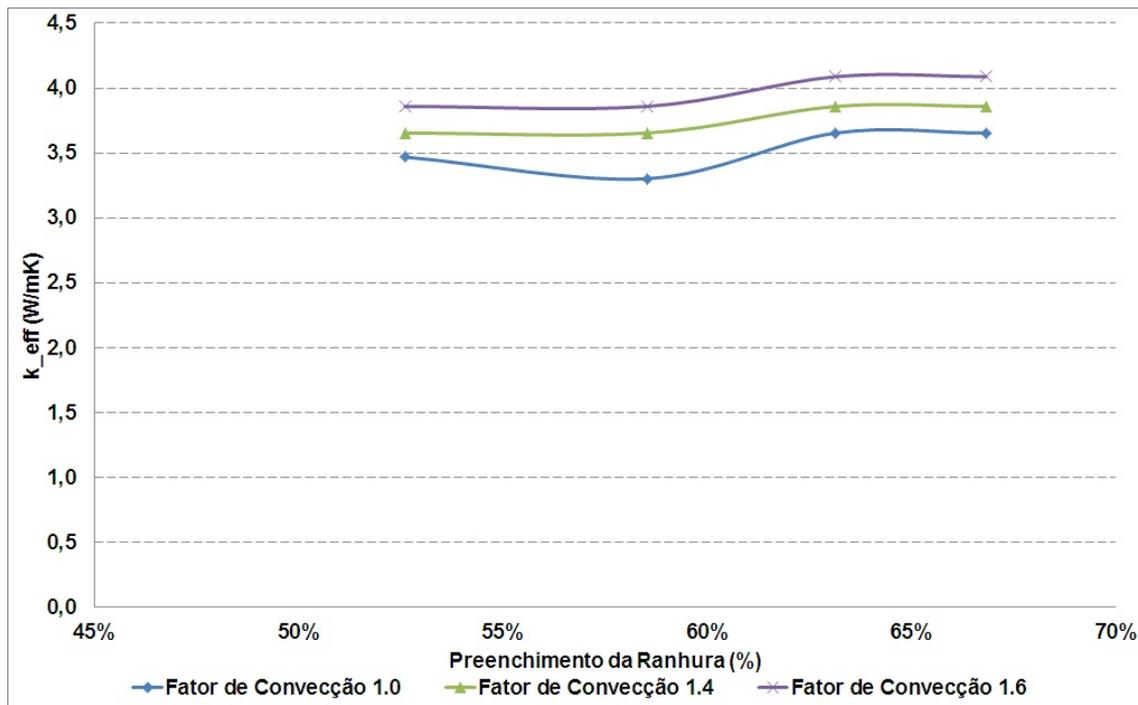
Figura B.5 – Perfil de temperaturas ranhura com a formação de menisco na coluna de líquido



Fonte: resultados obtidos pelo autor usando o software SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP.

Os resultados referentes ao cálculo da condutividade efetiva a partir do presente modelo, considerando a recessão de menisco (variação da altura da coluna de fluido na fase líquida) com o ângulo de contato fixo (4 graus), são apresentados na Figura B.6.

Figura B.6 – Variação da  $k_{eff}$  em função do volume preenchido pelo fluido na fase líquida na ranhura, com recessão do menisco.



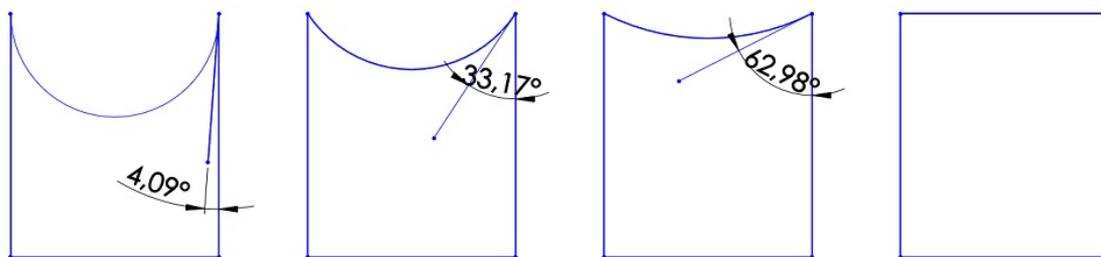
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

A condutividade efetiva da estrutura capilar não sofre grande mudança quando 53 a 67 % do volume da ranhura é preenchido, semelhante ao caso do menisco plano. Entretanto neste caso o valor da condutividade é alto, variando entre 3,3 e 3,7 W/m/K (fator de convecção igual a 1.0). Estes valores são diferentes dos resultados obtidos pela metodologia que usa sólidos, que representa o caso de menisco plano ( $k_{eff} = 0,99... 1,06$  W/m/K). A explicação para este resultado é que a espessura média do filme de líquido em micro região de evaporação e o ângulo de contato sendo pequenos, logo proporcionam uma resistência térmica pequena quando comparada ao mesmo parâmetro observado em situações em que o ângulo de contato é grande (menisco plano).

A condutividade referente ao fluido de trabalho na fase líquida é multiplicada por um fator de correção de modo a incorporar ao modelo de simulação os fenômenos relacionados à micro convecção do fluido na região do menisco onde o mesmo está em contato com a ranhura. Os resultados apresentados na Figura B.6 mostram a influência deste fator multiplicador sobre a condutividade efetiva da ranhura.

Além de simular a variação do volume da ranhura preenchido pelo fluido de trabalho (acetona) com a formação do menisco, também foram construídos modelos onde foi considerada a variação do ângulo de contato entre o menisco formado na superfície da coluna de líquido e a parede da ranhura. A Figura B.7 mostra alguns dos valores considerados nesta variação do ângulo de contato.

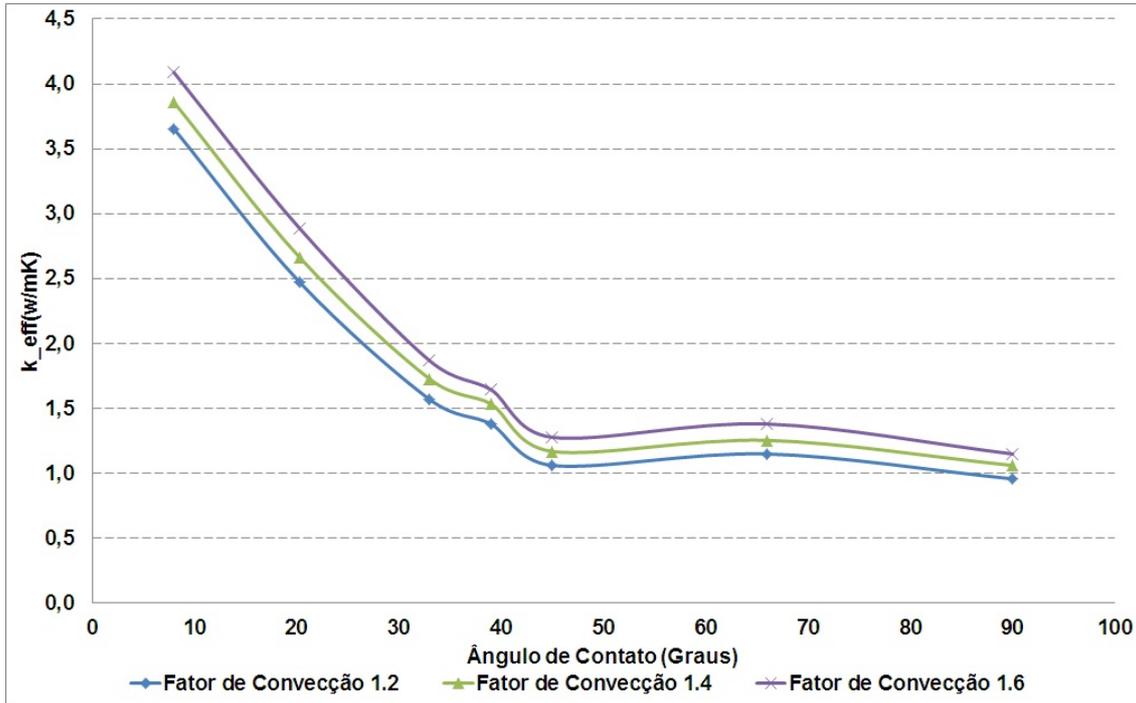
Figura B.7 – Variação do ângulo de contato entre o fluido de trabalho e a ranhura.



Fonte: elaborado pelo autor.

Os resultados referentes ao estudo da variação do ângulo de contato são apresentados na Figura B.8.

Figura B.8 – Variação da  $k_{eff}$  em função do ângulo de contato.



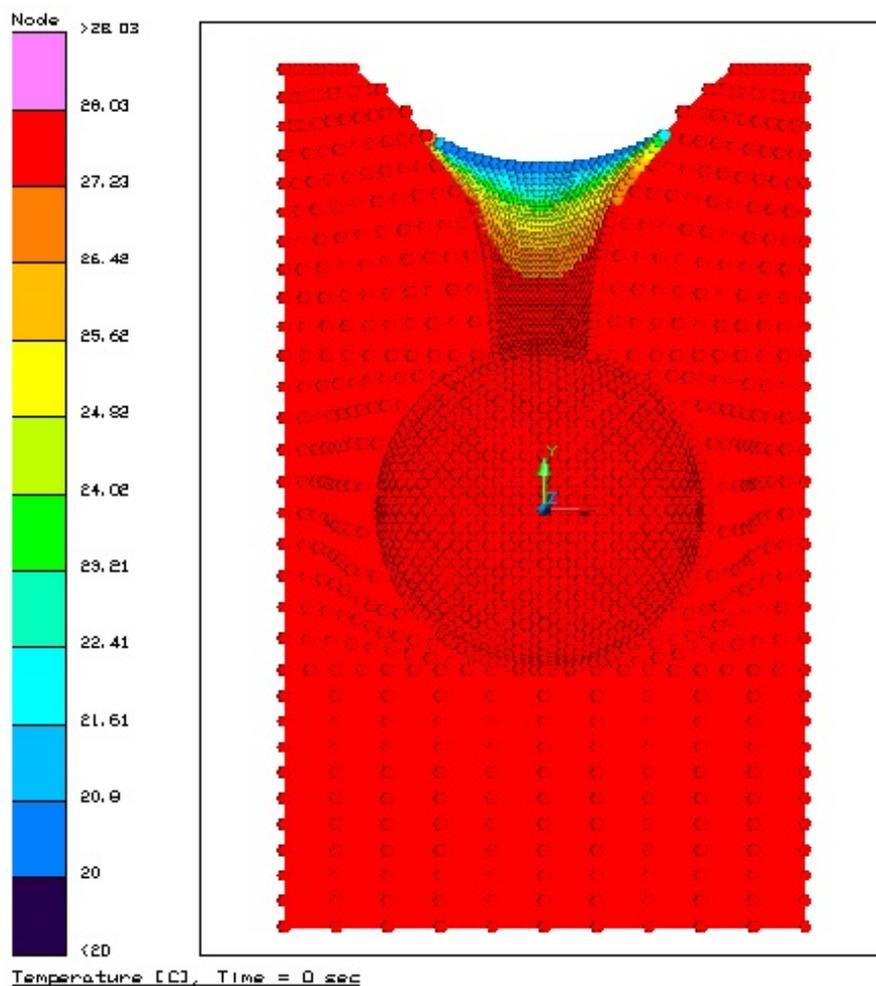
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Na Figura B.8 fica evidente que para ângulos de contato menores o valor da condutividade efetiva é maior, sofrendo uma queda na medida em que o ângulo de contato de aproxima de  $90^\circ$  (ranhura completamente cheia), comportamento que também foi observado por (JIAO; MA; CRITSER, 2007). Nesta análise também foi considerado o fator multiplicador na condutividade da coluna de líquido que preenche a ranhura, relacionado à micro convecção do fluido no interior da ranhura.

### **B.3 Ranhuras ômega com menisco, simuladas a partir da construção de geometrias obtidas por extrusão da malha numérica.**

A modelagem da transferência de calor através de ranhuras ômega tem como finalidade o cálculo da condutividade efetiva de estruturas capilares. Na é Figura B.9 é possível visualizar a distribuição das temperaturas na ranhura e no fluido na fase líquida, considerando a formação de menisco.

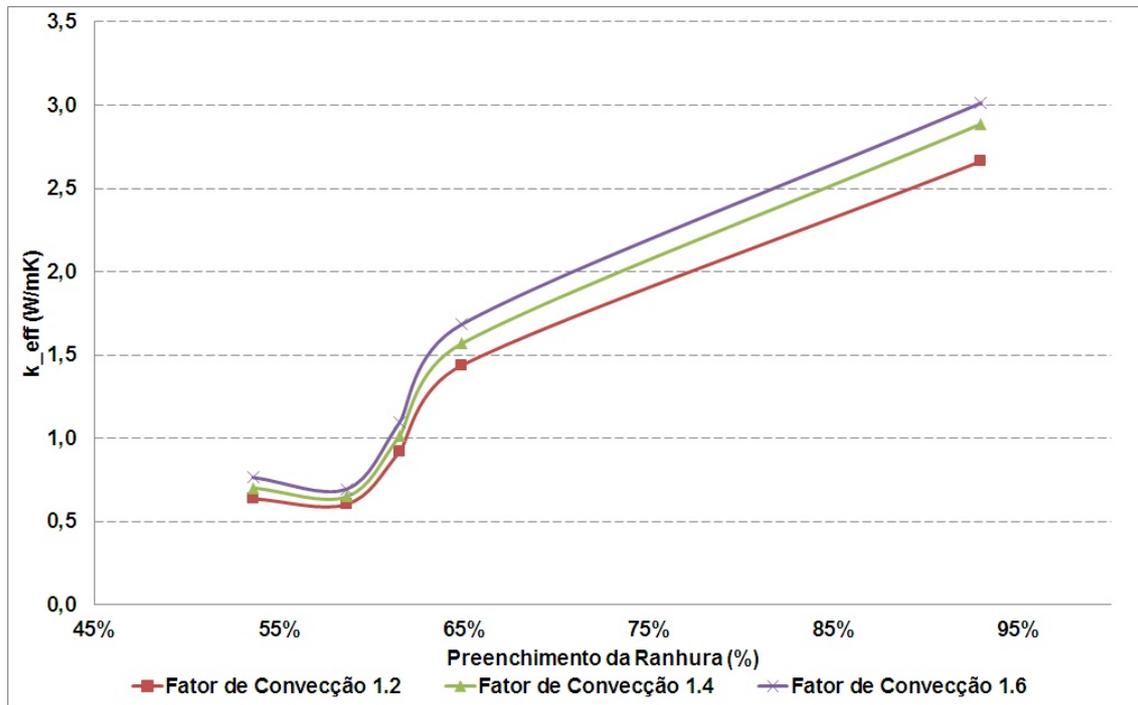
Figura B.9 – Distribuição de temperaturas na ranhura Ômega.



Fonte: resultado obtido pelo autor usando o software SINDA FLUENT THERMAL DESKTOP.

Os resultados referentes ao cálculo da condutividade efetiva da estrutura capilar para o tubo de calor carregado com acetona, aplicando a metodologia de usar uma malha em uma geometria 2 – D e depois fazer a extrusão da mesma, são apresentados na Figura B.10.

Figura B.10 – Variação da  $k_{eff}$  em função do volume da ranhura preenchido pelo fluido na fase líquida.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.

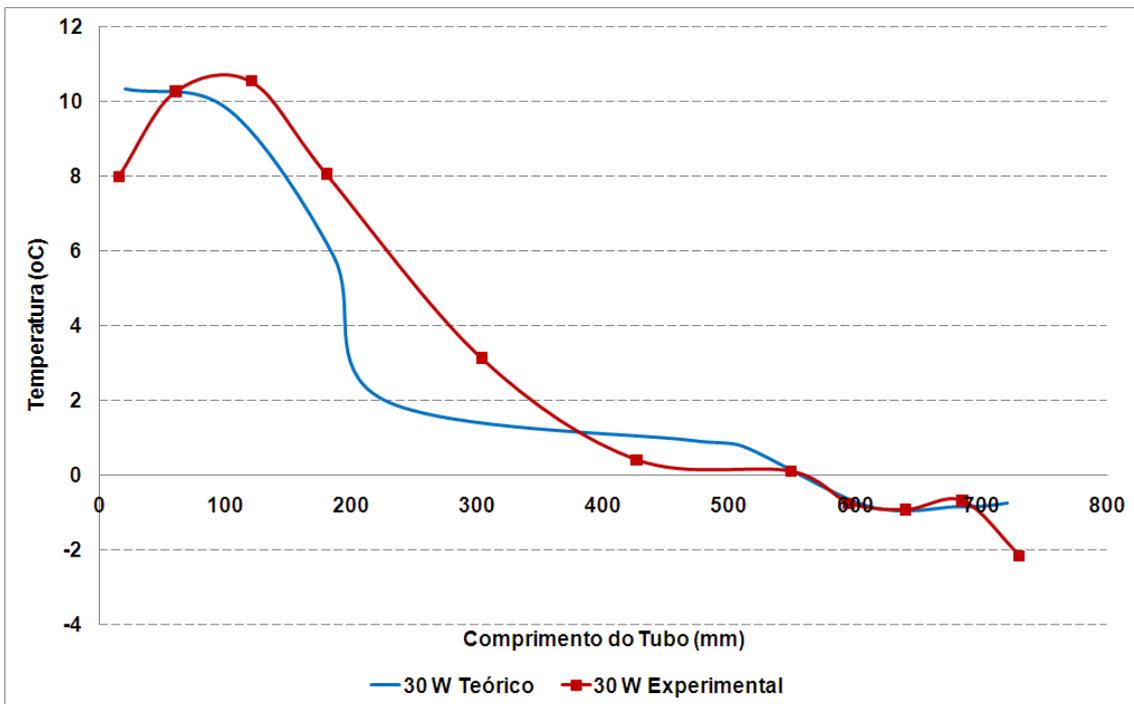
A condutividade efetiva da estrutura capilar apresenta grande variação de 59 a 93% do preenchimento do volume da ranhura, considerando a recessão do menisco com o ângulo de contato fixo (13 graus). Isto ocorre devido ao fato da resistência térmica da coluna de fluido na fase líquida ser maior em ranhuras ômega do que em ranhuras retangulares. Estas características fazem com que a temperatura na ranhura aumente com a queda do preenchimento do volume da ranhura. A geometria trapezoidal da reentrância destas ranhuras contribui para que a área total de transferência de calor através do menisco diminua na medida em que ocorre a recessão do menisco, o que explica o aumento da resistência térmica apresentado por este tipo de ranhura.

Os resultados apresentados na Figura B.10 mostram também a influência do fator multiplicador (relativo à micro convecção de fluido na região de contato do fluido na fase líquida com a ranhura). O valor da condutividade efetiva, como esperado, é menor quando comparado ao caso da ranhura retangular.



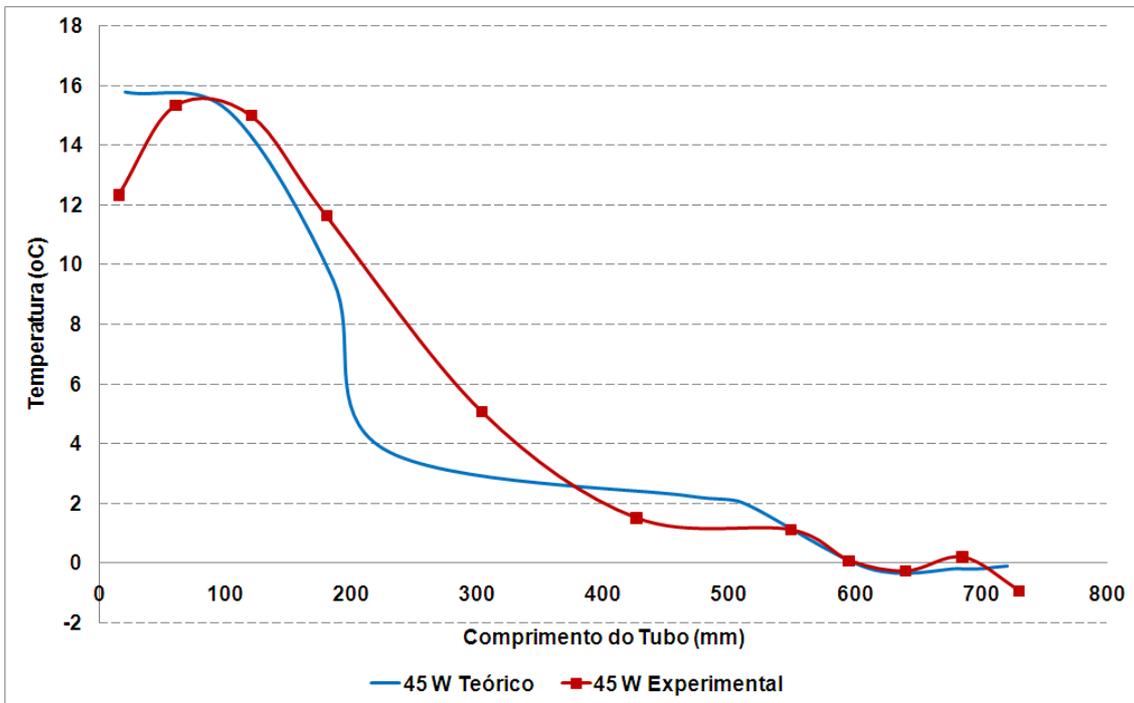
**APÊNDICE . C - RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA MODELAGEM TÉRMICA DO FUNCIONAMENTO DE UM TUBO DE CALOR AXIALMENTE RANHURADO USANDO O SOFTWARE SINDA FLUINT THERMAL DESKTOP COM OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS REFERENTES AO FUNCIONAMENTO DESTE MESMO TUBO DE CALOR AXIALMENTE RANHURADO (RESULTADOS COMPLEMENTARES AO CAPÍTULO 3).**

Figura C.1 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras inferiores.



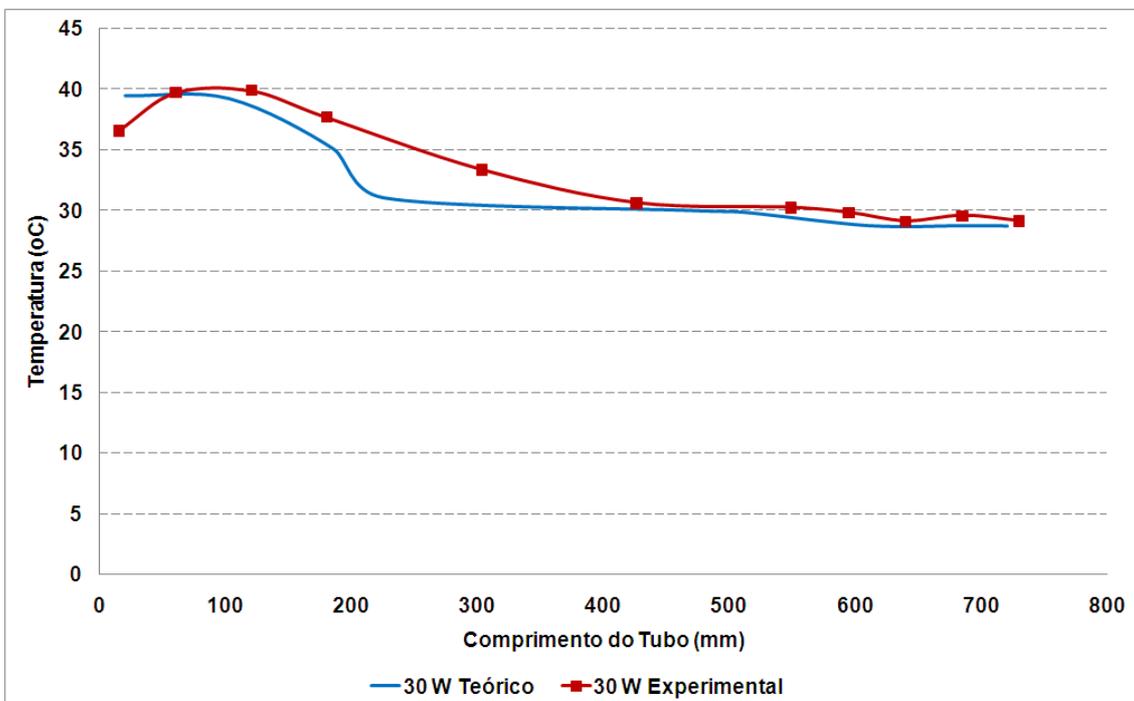
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura C.2 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras inferiores.



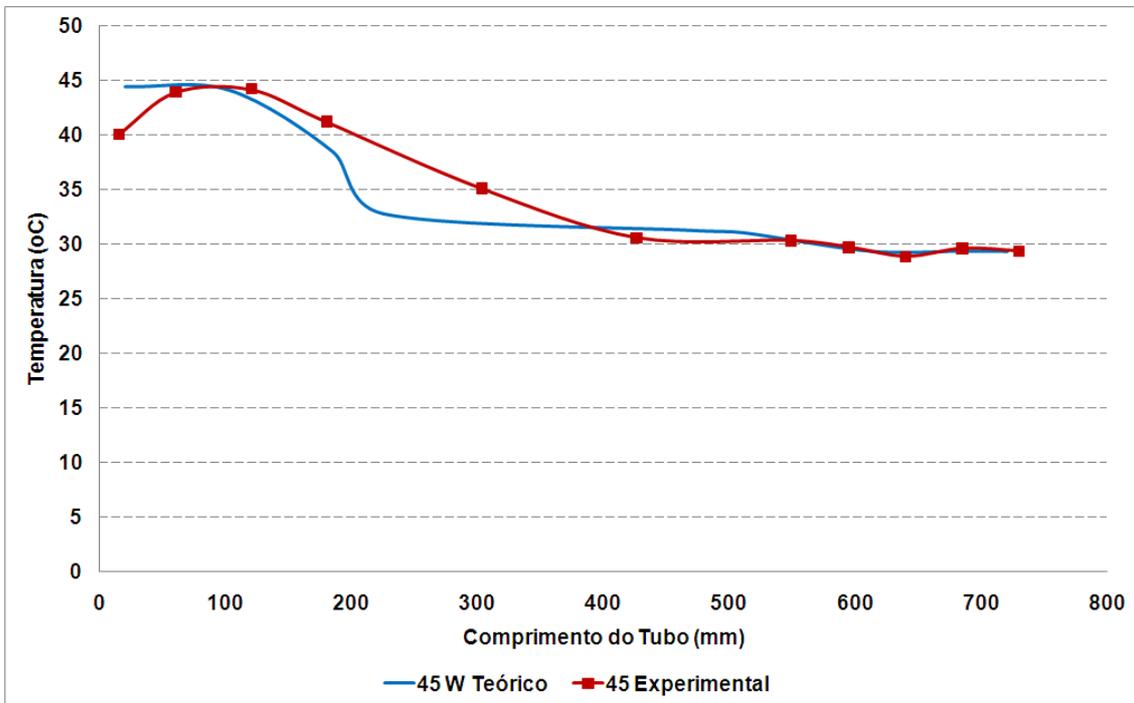
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura C.3 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras inferiores.



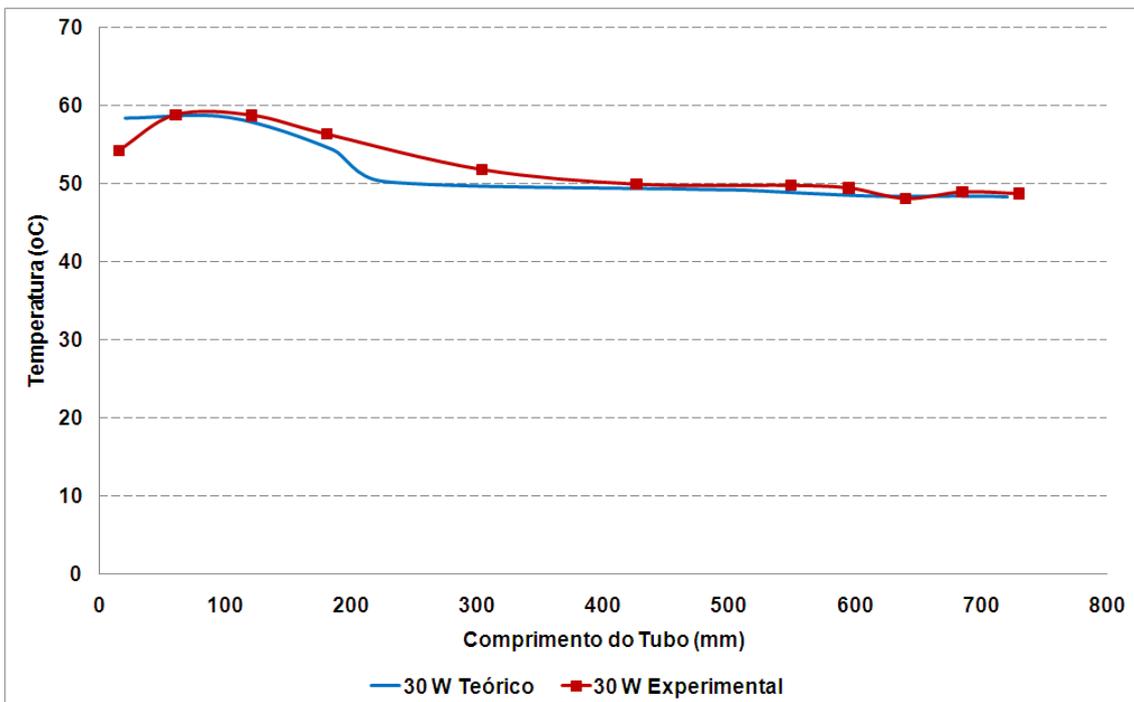
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura C.4 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras inferiores.



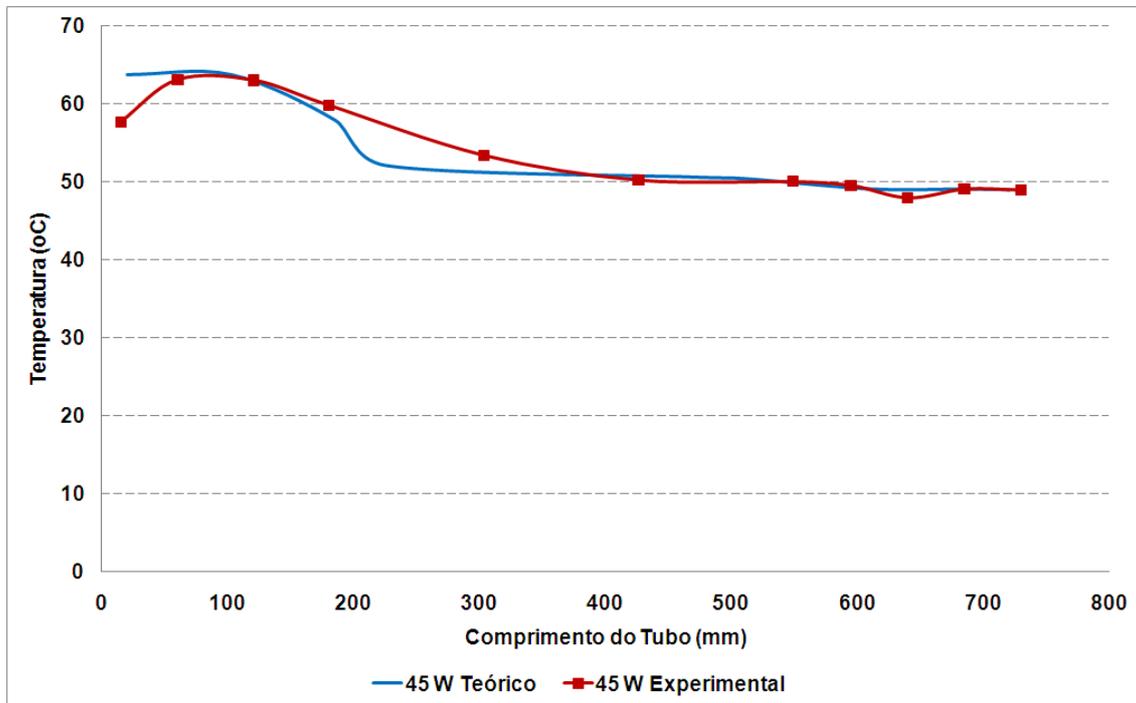
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura C.5 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras inferiores.



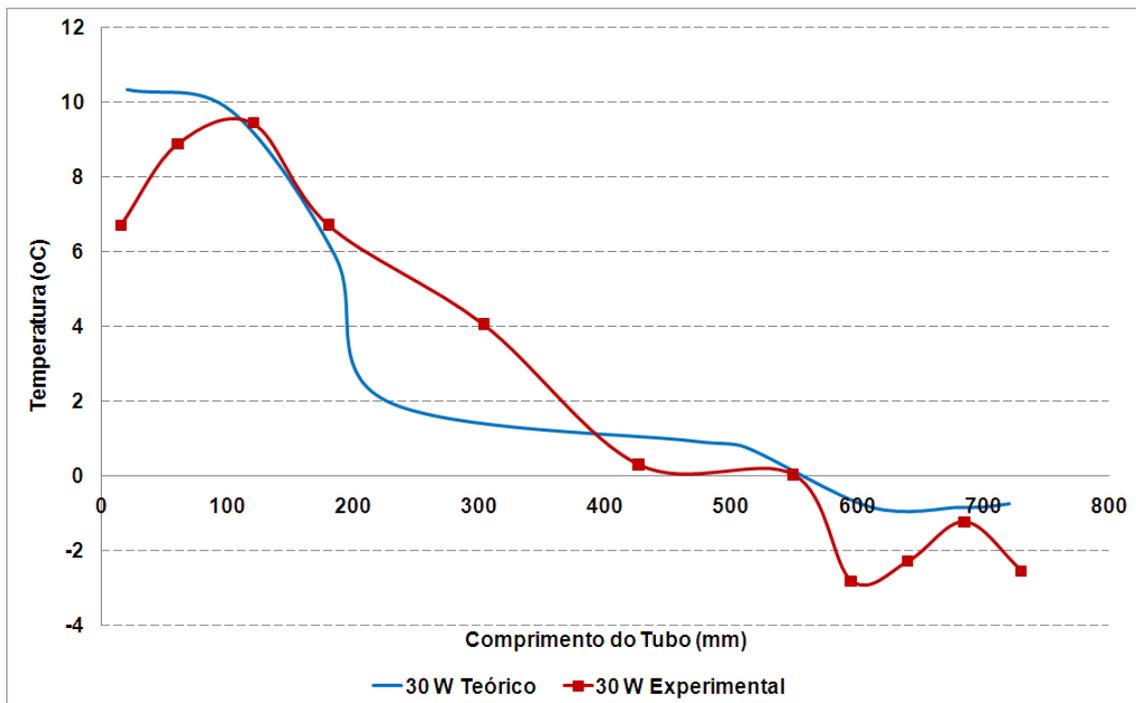
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura C.6 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras inferiores.



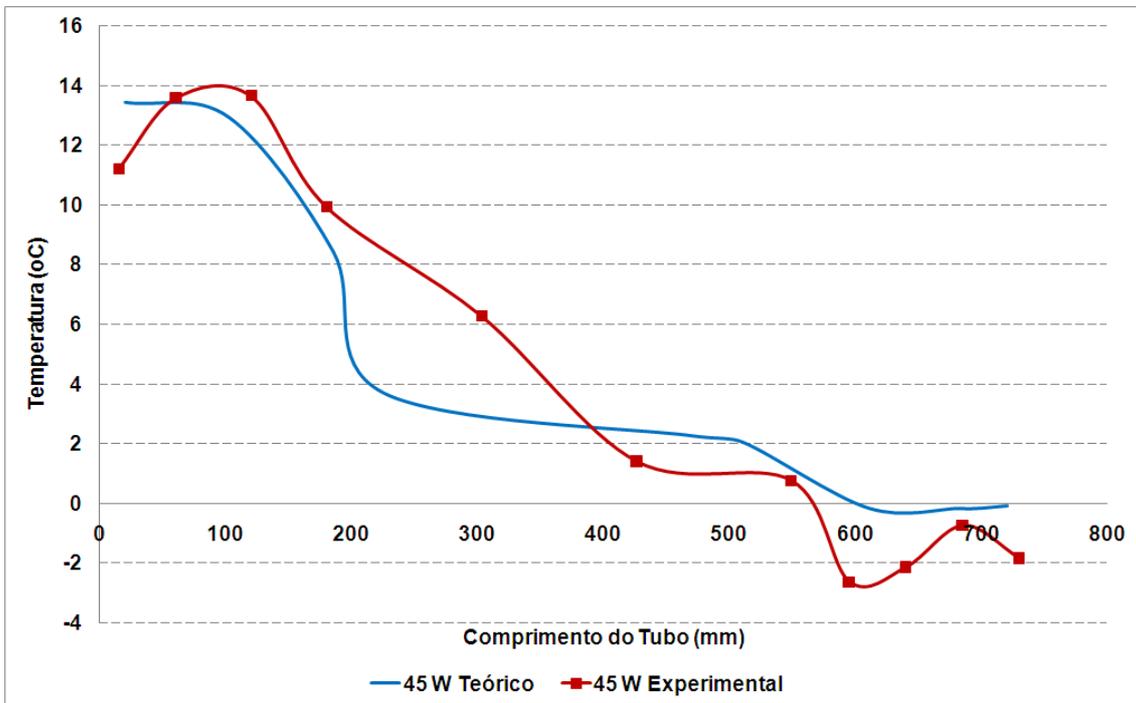
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura C.7 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras superiores.



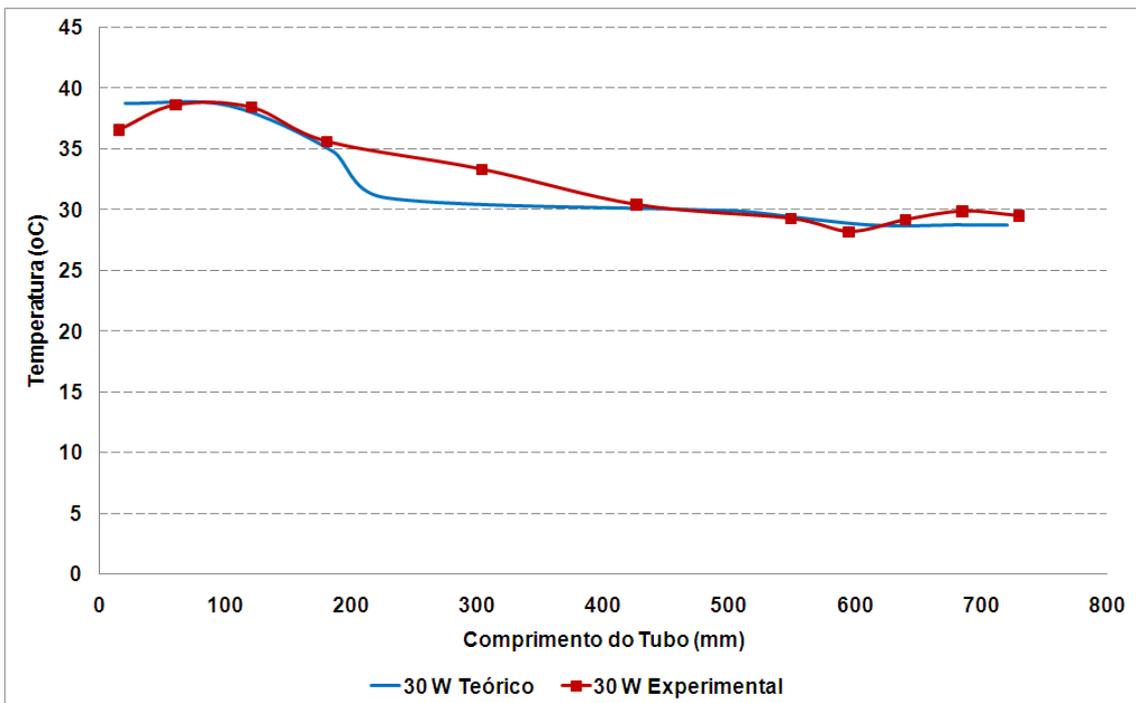
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura C.8 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 0°C – ranhuras superiores.



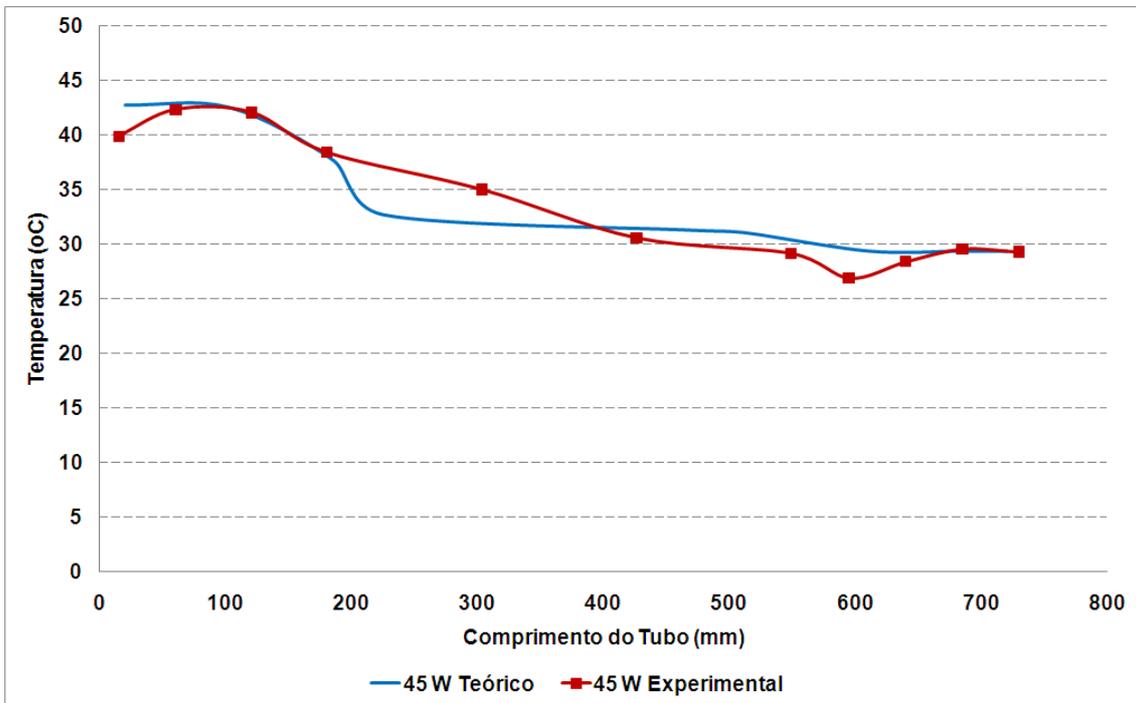
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura C.9 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras superiores.



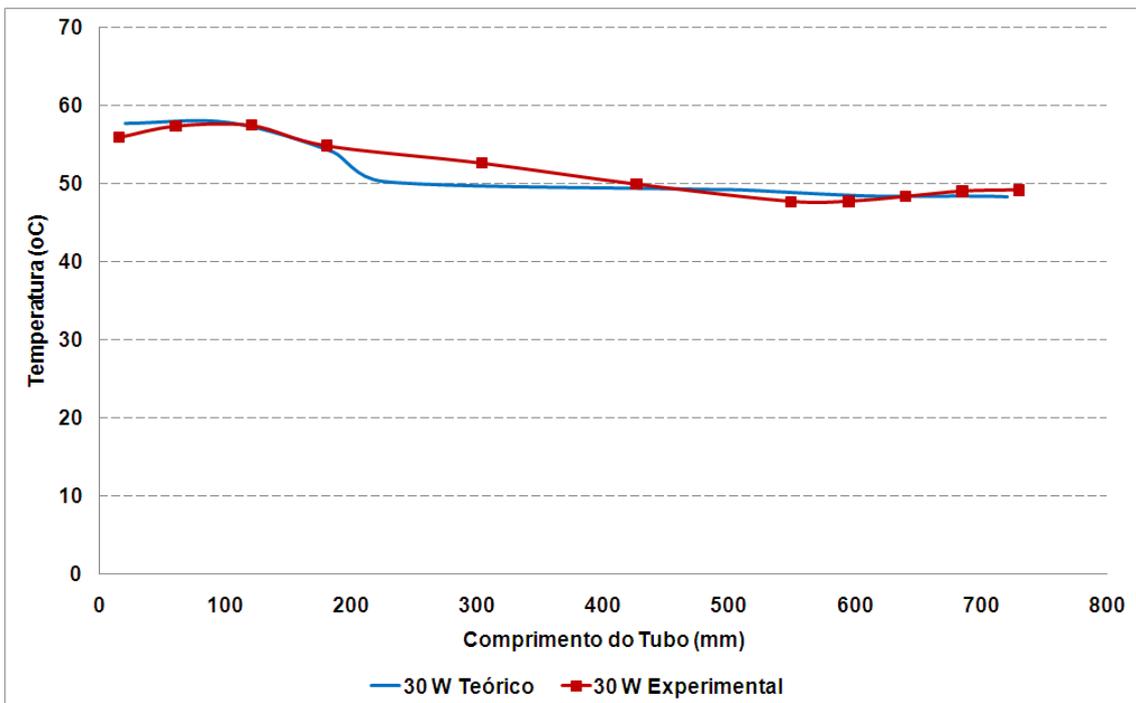
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura C.10 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 30°C – ranhuras superiores.



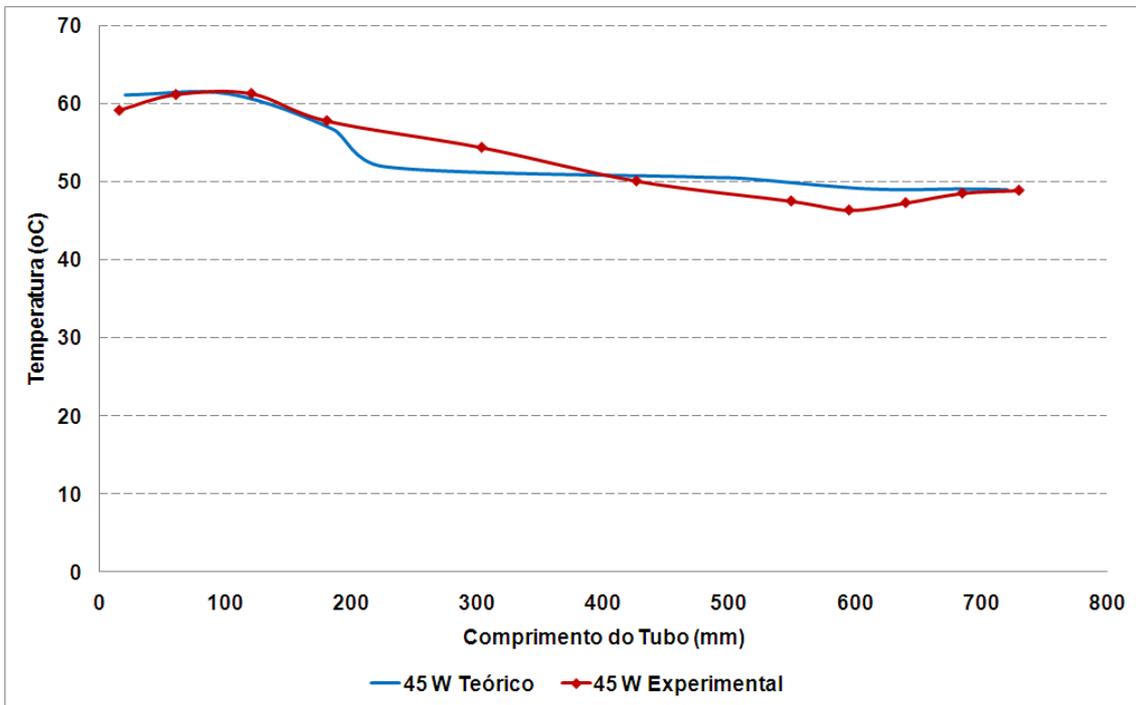
Fonte: resultados obtidos pelo autor.

Figura C.11 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 30 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras superiores.



Fonte: resultados obtidos pelo autor

Figura C.12 – Superposição do perfil de temperaturas teórico ajustado e do perfil de temperaturas experimental para acetona – 45 W – temperatura de operação 50°C – ranhuras superiores.



Fonte: resultados obtidos pelo autor.



## APÊNDICE . D - Fluxograma Modelo Matemático

O fluxograma relativo ao modelo matemático pode ser visualizado a seguir:

