

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

Marcos Vinício Oro

**TUBOS DE CALOR DE SEÇÃO TRIANGULAR APLICADOS AO
CONTROLE TÉRMICO DE CÉLULAS A COMBUSTÍVEL DO
TIPO PEM**

Florianópolis

2013

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

Marcos Vinício Oro

**TUBOS DE CALOR DE SEÇÃO TRIANGULAR APLICADOS AO
CONTROLE TÉRMICO DE CÉLULAS A COMBUSTÍVEL DO
TIPO PEM**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Engenharia e Ciências Térmicas.
Orientador: Prof. Dr. Edson Bazzo

Florianópolis

2013

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Oro, Marcos Vinício

Tubos de calor de seção triangular aplicados ao controle térmico de células a combustível do tipo PEM / Marcos Vinício Oro ; orientador, Edson Bazzo - Florianópolis, SC, 2013.

119 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Célula a combustível. 3. Proton exchange membrane. 4. Arrefecimento. 5. Tubo de calor. I. Bazzo, Edson. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Marcos Vinício Oro

**TUBOS DE CALOR DE SEÇÃO TRIANGULAR APLICADOS AO
CONTROLE TÉRMICO DE CÉLULAS A COMBUSTÍVEL DO
TIPO PEM**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 12 de dezembro de 2013.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Saulo Güths, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Rogério Gomes de Oliveira, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Paulo Henrique Dias dos Santos, Dr. Eng.
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

*Dedico aos meus pais,
Antonio (in memoriam) e Salete,
pela minha vida.*

AGRADECIMENTOS

À *energia* que conecta tudo.

Ao meu pai, Antonio (*in memoriam*), minha mãe, Salete, meu padrasto, João Alberto e meu irmão, Cristiano, por todo o apoio fornecido durante minha jornada.

À minha namorada Lucélia, pela compreensão, força e carinho ao longo de mais esta etapa.

À Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), juntamente com o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (POSMEC/UFSC) e o Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET), por possibilitar o desenvolvimento do presente trabalho.

Ao Professor Edson Bazzo pela orientação e apoio na condução desta pesquisa.

Aos Professores membros da banca pelas contribuições e aos Professores da UFSC pelos ensinamentos.

Aos alunos de iniciação científica, Gabriel Fontanelle Pereira, Guilherme Wagner, Júlio César Caye e Raul Back Campanelli, pelo auxílio no desenvolvimento experimental.

Ao Engenheiro Edevaldo Reinaldo e demais integrantes do Laboratório de Ciências Térmicas (LabTermo/UFSC) pelo suporte técnico.

Aos integrantes do Laboratório de Materiais (LabMat/UFSC) por disponibilizar espaço e equipamentos para preparação metalográfica das amostras.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro.

A todos os colegas do LabCET pelo companheirismo, ajuda, aprendizado e amizade, em especial Luis Evelio Garcia Acevedo, Renzo Fabricio Figueroa Piña, Nury Audrey Nieto Garzón, Marcelo Peixer Corbellini, Ricardo Morel Hartmann, Álvaro Hernan Restrepo Victoria, Eduardo Lucas Konrad Burin, Leandro Alves e Amir Roberto De Toni.

Aos colegas e amigos, Grégori da Cruz Balestra, Paulo Alison Sousa Pessoa, Daniel Poletti, Carlos Javier Noriega Sanchez, Juliano Mazute, Henrique Rodrigues Oliveira, Luiz Carlos Pinage de Lima Filho, Juan Pablo Florez Mera, Nelson Yurako Londoño Pabon e Gláucia Regina Medeiros, pelo tempo de estudo, descontração, contribuições e amizade.

Ao amigo Eduardo Caletti (*in memoriam*), com quem tive a felicidade de compartilhar boas experiências, por me ajudar a entender que até os pequenos momentos são valiosos e devem ser apreciados, também lhe dedico este trabalho.

Por fim, a todos que contribuíram direta e indiretamente no desenvol-

vimento do trabalho, incluindo os artistas em geral.

RESUMO

O arrefecimento de células a combustível é uma preocupação da indústria nacional, particularmente no caso de células a combustível do tipo PEM, também conhecida por PEMFC (*Proton Exchange Membrane Fuel Cell*). Diversas técnicas de resfriamento são descritas na literatura e consideradas como alternativas de projeto para garantir funcionamento adequado da célula. Em consequência das reações químicas, sua temperatura aumenta a ponto de secar a membrana polimérica, prejudicando o transporte dos íons de hidrogênio e, consequentemente, a geração de eletricidade. Nas unidades portáteis com baixa capacidade, a célula é resfriada pelo próprio ar de alimentação, soprado por ventiladores. São sistemas que geralmente trabalham com baixas densidades de potência e projetados para operar com ar como agente oxidante. Em unidades maiores, de alta densidade de potência, são recomendados sistemas de resfriamento através da circulação de água por canais usinados nas placas de grafite. No presente trabalho são estudados minitubos de calor como alternativa para o arrefecimento de uma unidade de 200 W, disponível no Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET), no sentido de garantir operação no intervalo de temperatura requerido, entre 70 e 90 °C. O sistema de controle consiste em um conjunto de trinta minitubos de calor de aço inoxidável, cada um com comprimento de 100 mm, montados em paralelo. O tubo de calor é constituído por um invólucro selado contendo água deionizada como fluido de trabalho, sendo compreendido pelas regiões condensador e evaporador. Cada tubo passa por um processo de conformação que proporciona uma seção transversal triangular. Duas ranhuras axiais provêm o bombeamento capilar necessário para a recirculação do fluido de trabalho. Essa forma de controle representa uma alternativa de baixo custo de fabricação e tecnicamente viável do ponto de vista industrial. Testes foram realizados em tubos de calor individuais com potência aplicada em patamares previamente estabelecidos, entre 2 e 10 W. Um modelo matemático foi utilizado para avaliar o desempenho e principais parâmetros do tubo de calor, incluindo inventário do fluido de trabalho, temperatura de operação e limite capilar. Os resultados mostram que os tubos de calor testados são capazes de dissipar até 10 W, correspondentes à 1,4 W/cm² na seção do evaporador, com a temperatura abaixo de 90 °C, atendendo assim o arrefecimento requerido para a operação da célula.

Palavras-chave: Célula a combustível, PEM, arrefecimento, tubo de calor, evaporador capilar.

ABSTRACT

Cooling fuel cell is a current concern of the national industry, particularly in the case of PEM fuel cell, also known as PEMFC (Proton Exchange Membrane Fuel Cell). Several cooling techniques are described in the literature and they are considered as design alternatives, to ensure proper functioning of the cell. As a result of chemical reactions, its temperature rises to the point of drying the polymer membrane, impairing the transport of hydrogen ions and hence the generation of electricity. In low capacity portable units the cell is cooled by the same supply air which is blown by fans. They are systems that usually work with low power densities and designed to operate with air as the oxidizing agent. In larger units with high power density, cooling systems by circulating water into channels machined on the graphite plates are recommended. Mini heat pipes are studied in present work as an alternative to cooling a 200 W unit available in the Laboratory of Combustion and Thermal Systems Engineering (LabCET), to ensure operation in the required temperature range between 70 and 90 °C. The control system consists of a set of stainless steel mini heat pipes, each one with 100 mm length, assembled in parallel. The heat pipe consists of a sealed enclosure containing deionized water as the working fluid, consisting of the condenser and evaporator sections. Each tube undergoes a mechanical forming process which provides a triangular cross section. Two axial grooves provide the necessary capillary pumping for the working fluid recirculation. This form of control represents a low-cost manufacturing alternative and technically feasible of industrial point of view. Tests were performed in individual heat pipes with power applied at levels previously established between 2 and 10 W. A mathematical model was used to evaluate the performance and main parameters of the heat pipe, including the working fluid inventory, operating temperature and capillary limit. The results show that the tested heat pipes are capable of dissipating up to 10 W, corresponding to 1.4 W/cm² in the evaporator section, with the temperature below 90 °C thus meeting the cooling required for the cell operation.

Keywords: Fuel cell, PEM, cooling, heat pipe, capillary evaporator.

LISTA DE FIGURAS

2.1	Intervalo de aplicação de diferentes tipos de células.	31
2.2	Princípio de operação de uma PEMFC.	32
2.3	Esquema detalhado de uma PEMFC.	33
2.4	Representação de um tubo de calor.	35
2.5	Raios do menisco formado na estrutura capilar.	36
2.6	Tensão e potência para testes com arrefecimento (CA) e sem arrefecimento (SA).	38
2.7	Células a combustível com placas de arrefecimento independentes.	39
2.8	Placas de arrefecimento com canais independentes.	39
2.9	Separador hidrofóbico.	41
2.10	Conjunto de tubos arrefecedores.	41
2.11	Sistema passivo de controle térmico.	42
2.12	Placas bipolares com a tecnologia de tubos de calor.	43
2.13	Sistema combinado constituído por tubos de calor e CPL.	45
3.1	Representação dos tubos de calor inseridos na placa bipolar. . .	47
3.2	a) Localização dos tubos de calor na interface da placa de escoamento. b) Região de análise.	48
3.3	Geometria proposta para o tubo de calor.	49
3.4	Domínio utilizado para uma ranhura.	50
3.5	Parâmetros geométricos de uma ranhura.	51
3.6	Comprimento da região central de líquido.	51
3.7	Representação das áreas A_1 e A_2	52
3.8	Representação do raio máximo.	53
3.9	Influência do ângulo de contato.	53
3.10	Representação da condição de limite capilar.	54
3.11	Balanço de massa de líquido no condensador.	54
3.12	Forças atuantes no volume de controle de líquido.	55
3.13	Condição normal de operação e estado de repouso.	59
3.14	Domínio utilizado para calcular o espaçamento entre tubos de calor.	61
4.1	Representação da seção transversal da região do evaporador. .	65
4.2	Fotografia de um tubo de calor antes da instrumentação.	66
4.3	Fotografia de um tubo de calor instrumentado.	66
4.4	Fotografia do aparato experimental.	67
4.5	Fotografia da célula de 200 W em operação no LabCET.	68
4.6	Posicionamento dos termopares na superfície dos tubos de calor. .	69
4.7	Representação das regiões cortadas.	69
4.8	Fotografia das amostras embutidas.	70

4.9	Visualização de uma trinca na região <i>aa</i>	70
4.10	Fotografia durante um teste de estanqueidade.	70
5.1	Comportamento das pressões ao longo do TC.	72
5.2	Pressão capilar ao longo do TC.	73
5.3	Comportamento do raio do menisco ao longo do TC.	74
5.4	Áreas de líquido e de vapor ao longo de uma ranhura.	74
5.5	Variação do perímetro ao longo de uma ranhura.	75
5.6	Variação do diâmetro hidráulico ao longo do TC.	75
5.7	Perfis de velocidades ao longo do TC.	76
5.8	Comportamento do produto fRe_k ao longo do TC.	77
5.9	Influência da temperatura sobre o raio do menisco na condição de limite capilar.	79
5.10	Comportamento do tubo de calor na condição de limite capi- lar em função da fração volumétrica.	79
5.11	Comportamento do raio do menisco para diferentes <i>FV</i>	81
5.12	Influência da temperatura no desempenho do TC para dife- rentes inventários do fluido de trabalho.	82
5.13	Influência de <i>Y</i> sobre a diferença de temperatura e a potência requerida.	84
5.14	Isotermas na região de simetria.	85
5.15	Comportamento do TC1 em função do tempo.	86
5.16	Distribuição da temperatura na parede do TC1.	87
5.17	Comportamento do TC2 em função do tempo.	87
5.18	Distribuição da temperatura na parede do TC2.	88
5.19	Amostra da seção transversal de um tubo de calor.	89
5.20	Comparação entre modelo teórico e TC1.	90
5.21	Comparação entre modelo teórico e TC2.	91
5.22	Resistência térmica do TC1 em função da potência aplicada.	91
5.23	Resistência térmica do TC2 em função da potência aplicada.	92
5.24	Isotermas na região de simetria.	93
A.1	Representação dos canais de escoamento.	103
A.2	Representação dos diâmetros inscritos no interior do tubo de calor.	103
B.1	Medição realizada no tubo A.	105
B.2	Medição realizada no tubo B.	106
B.3	Medição realizada no tubo C.	106
B.4	Medição realizada no tubo D.	107

LISTA DE TABELAS

2.1	Características dos tipos mais comuns de células a combustível.	30
2.2	Funções dos componentes do MEA.	32
3.1	Parâmetro ψ utilizado em cada volume de controle i da equação 3.25.	56
D.1	Resumo da incerteza padrão para a correção de temperatura. .	113
D.2	Incertezas expandidas das temperaturas.	115
D.3	Incerteza dos parâmetros geométricos medidos.	116
D.4	Incerteza da potência e da diferença de temperatura do TC1. .	118
D.5	Incerteza da potência e da diferença de temperatura do TC2. .	118
D.6	Incerteza da resistência térmica do TC1.	118
D.7	Incerteza da resistência térmica do TC2.	119

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AFC	<i>Alkaline fuel cell.</i>
CA	Com arrefecimento.
CPL	<i>Capillary pumped loop.</i>
DMFC	<i>Direct methanol fuel cell.</i>
EES	Engineering Equation Solver.
LabCET	Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos.
LabTermo	Laboratório de Ciências Térmicas.
LHP	<i>Loop heat pipe.</i>
MCFC	<i>Molten carbonate fuel cell.</i>
MEA	<i>Membrane electrode assembly.</i>
NASA	National Aeronautics and Space Administration.
PAFC	<i>Phosphoric acid fuel cell.</i>
PEM	<i>Proton Exchange Membrane.</i>
PEMFC	<i>Proton Exchange Membrane Fuel Cell.</i>
SA	Sem arrefecimento.
SOFC	<i>Solid oxide fuel cell.</i>
SPFC	<i>Solid polymer fuel cell.</i>
TC	Tubo de calor.
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina.

LISTA DE SÍMBOLOS

P	Pressão	[Pa]
σ	Tensão superficial	[N m ⁻¹]
r	Raio	[m]
I	Corrente elétrica	[A]
Y	Metade da distância entre tubos de calor	[m]
Z	Espessura da placa de escoamento	[m]
C_1	Largura do topo da ranhura	[m]
α	Ângulo de abertura da ranhura	[°]
C_2	Lado menor da ranhura	[m]
C_3	Lado maior da ranhura	[m]
D_1	Altura do tubo de calor	[m]
D_2	Metade da largura do tubo de calor	[m]
z	Eixo de coordenada	[-]
L	Comprimento	[m]
\dot{q}''	Fluxo de calor	[W m ⁻²]
θ	Ângulo de contato	[°]
β	Ângulo auxiliar	[°]
C_L	Comprimento de líquido na superfície da ranhura	[m]
d	Diâmetro	[m]
C_c	Menor distância entre o menisco e o vértice da ranhura	[m]
A	Área	[m ²]
V	Volume	[m ³]
k	Fase do fluido	[-]
x	Eixo de coordenada	[-]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg s ⁻¹]
h_{lv}	Calor latente de vaporização	[kJ kg ⁻¹]
\dot{q}	Potência	[W]
u	Velocidade; Incerteza padrão; Covariância estimada	[m s ⁻¹ ; -; -]
ρ	Massa específica do fluido	[kg m ⁻³]
τ	Tensão de cisalhamento	[N m ⁻¹]
Re	Número de Reynolds	[-]
f	Coefficiente de atrito viscoso	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa s]
p	Perímetro	[m]
n	Número de volumes de controle	[-]
ψ	Parâmetro para o cálculo da perda de carga	[m ²]
T	Temperatura	[°C]
m	Massa	[kg]
FV	Fração Volumétrica	[%]

k	Condutividade térmica	$[\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}]$
η	Eficiência	[-]
n_e	Número de elétrons participantes da reação	[-]
F	Constante de Faraday	[C]
ΔG^0	Variação da energia livre de Gibbs padrão	[kJ]
E	Potencial elétrico da célula	[V]
E^0	Potencial elétrico padrão	[V]
\bar{q}''	Fluxo médio de calor	$[\text{W m}^{-2}]$
\bar{A}	Área média	$[\text{m}^2]$
t	Espessura da parede do tubo	[m]
c_p	Calor específico a pressão constante	$[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
c_v	Calor específico a volume constante	$[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
R_V	Constante de gás para o vapor	$[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
Ma	Número de Mach	[-]
N_y	Número de nós na direção y	[-]
M_z	Número de nós na direção z	[-]
U	Incerteza expandida	[-]
v	Número de graus de liberdade	[-]
t	Fator de abrangência	[-]
ecc	Estimativa do coeficiente de correlação	[-]

Subscritos

V	Vapor
L	Líquido
mf	Mudança de fase
nor	Normal
axi	Axial
cap	Capilar
C	Condensador
E	Evaporador
T	Total
i	Interno; Volume de controle em análise
h	Hidráulico
$máx$	Máximo
0	Condição em que o ângulo de contato é nulo
$mín$	Mínimo
j	Região do tubo de calor
sat	Saturação
f	Fluido
in	Inserido

<i>r</i>	Repouso
<i>p</i>	Parede
<i>el</i>	Eletroquímica
<i>TC</i>	Tubo de calor
<i>e</i>	Externo
<i>lat</i>	Lateral
<i>c</i>	Combinada
<i>ef</i>	Efetivo
<i>cor</i>	Correção
<i>AD</i>	Aquisição de dados
<i>rep</i>	Repetibilidade
<i>TP</i>	Termômetro padrão

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	27
1.1 OBJETIVOS	28
1.1.1 Objetivo geral	28
1.1.2 Objetivos específicos	28
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	29
2.1 CÉLULA A COMBUSTÍVEL	29
2.2 TUBOS DE CALOR	34
2.3 CONTROLE TÉRMICO DE CÉLULAS A COMBUSTÍVEL ...	37
2.3.1 Arrefecimento sem mudança de fase	37
2.3.2 Arrefecimento com mudança de fase	40
3 ANÁLISE TEÓRICA	47
3.1 CAPACIDADE DE TRANSPORTE DE CALOR	49
3.1.1 Parâmetros geométricos	50
3.1.2 Condição de limite capilar	54
3.1.3 Inventário do fluido de trabalho	57
3.1.4 Condição normal de operação	58
3.2 DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA NA PLACA DE ES-	
COAMENTO	61
4 ESTUDO EXPERIMENTAL	65
4.1 CONFIGURAÇÃO DOS EXPERIMENTOS	68
4.2 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS MEDIDOS	69
5 RESULTADOS	71
5.1 RESULTADOS TEÓRICOS	71
5.1.1 Condição de limite capilar	72
5.1.2 Condição normal de operação	80
5.1.3 Distribuição de temperatura na placa de escoamento	83
5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	85
5.2.1 Distribuição de temperatura na placa de escoamento	92
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES	95
Referências bibliográficas	97
Apêndice A – Cálculo do produto fRe	103
Apêndice B – Parâmetros geométricos medidos	105
Apêndice C – Procedimento de calibração dos termopares	109
Apêndice D – Análise das incertezas	111
D.1 INCERTEZAS DA TEMPERATURA	113
D.2 INCERTEZAS DA POTÊNCIA APLICADA	115
D.3 INCERTEZAS DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS	116
D.4 INCERTEZA DA RESISTÊNCIA TÉRMICA	116

1 INTRODUÇÃO

Célula a combustível é um dispositivo eletroquímico que produz eletricidade a partir da energia química de um combustível. Além de eletricidade, produz calor devido à reação exotérmica entre o oxidante e o reagente e, em elevados fluxos de corrente, o efeito joule é responsável por uma parcela considerável do calor gerado em seu interior. Este trabalho é voltado ao estudo de arrefecimento de células a combustível do tipo Membrana de Troca de Prótons, conhecidas pela sigla PEMFC, ou simplesmente célula do tipo PEM.

Um dos fatores críticos da célula do tipo PEM é a sua temperatura de operação, a qual deve ser controlada, preferencialmente no intervalo de 70 a 90 °C, a fim de prevenir a secagem da membrana polimérica e também garantir o seu melhor desempenho. O arrefecimento das células comerciais do tipo PEM é feito geralmente por convecção forçada de ar ou água, os quais exigem espaço e muita energia para manter a temperatura de operação, além de conferirem elevados gradientes de temperatura no interior da célula, prejudicando seu desempenho.

O uso de tubos de calor no controle térmico é uma alternativa tecnicamente viável para prevenir a secagem da membrana e garantir eficiência na operação de células a combustível do tipo PEM. As células a combustível têm se destacado como alternativas promissoras no transporte coletivo, como também na geração distribuída e outras aplicações industriais. Nesse cenário, as células a combustível são amplamente pesquisadas por serem compactas, silenciosas, menos poluentes que os sistemas convencionais e por possuírem elevada eficiência.

O Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET) dispõe de toda a infraestrutura necessária para a realização do trabalho, com resultados já publicados há mais de uma década, qualificando alunos nos níveis de graduação, mestrado e doutorado. Matelli (2001) realizou os primeiros estudos relacionados à aplicação de células a combustível em uma planta de cogeração. Steidel (2005) concluiu uma primeira dissertação de mestrado na UFSC, avaliando o desempenho de uma célula PEM de 15 W integralmente construída no Brasil. Nunes (2011) e também Vieira (2011) apresentaram os primeiros resultados relativos a uma segunda célula a combustível instalada no LabCET, com potência nominal de 200 W, igualmente desenvolvida por empresa nacional. Garcia-Acevedo (2012) e Figueroa (2013) concluíram tese de doutorado com ênfase na modelagem e simulação numérica da célula tipo PEM, considerando hidrogênio e etanol como combustíveis. Finalmente, Silva *et al.* (2012) publicaram resultados obtidos em trabalho de dissertação de mestrado, esta em particular, apon-

tando para a necessidade de prosseguir estudos no sentido de efetivamente viabilizar a aplicação de tubos de calor ou sistemas de bombeamento capilar no arrefecimento e controle de temperatura de células PEM.

Nesse sentido, nos últimos anos, tem sido dada atenção especial no arrefecimento das células do tipo PEM. Neste trabalho em particular, apresenta-se uma nova configuração, que permite o controle desejado com baixo custo de fabricação e viabilidade técnica do ponto de vista industrial.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Projetar e avaliar um sistema de arrefecimento para células a combustível do tipo PEM que seja compacto, de baixo custo e que cumpra com os requisitos de projeto de células comerciais.

1.1.2 Objetivos específicos

- Aplicar a tecnologia de bombeamento capilar no arrefecimento de células a combustível do tipo PEM;
- Propor um tubo de calor para integrar o sistema de arrefecimento;
- Avaliar experimentalmente o comportamento térmico do tubo de calor;
- Desenvolver um modelo matemático para descrever o comportamento térmico do tubo de calor;
- Avaliar a integração do sistema de arrefecimento em uma célula do tipo PEM com capacidade de até 200 W.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentado um levantamento bibliográfico dos conceitos fundamentais e tecnológicos relacionados com tubos de calor e arrefecimento de células a combustível do tipo PEM. Primeiramente, são explorados aspectos históricos, funcionamento, características, tipos, aplicações e limitações da célula a combustível e do tubo de calor. Por último, são comentados alguns sistemas de controle de temperatura das células a combustível.

2.1 CÉLULA A COMBUSTÍVEL

O princípio de funcionamento da célula a combustível foi descoberto em 1838 por Christian Friedrich Schoenbein enquanto tentava provar que ação química entre duas substâncias produzia corrente elétrica. Entretanto, foi em 1839 que esse princípio tornou-se conhecido, através do trabalho de William Robert Grove. Seu experimento utilizou dois tubos contendo eletrodo de platina, sendo um preenchido com hidrogênio e outro com oxigênio. Quando os tubos foram inseridos em um eletrólito de ácido sulfúrico o fluxo de elétrons entre os eletrodos foi detectado. Em 1842, Grove chamou o dispositivo de *Gaseous Voltaic Battery*. Ludwig Mond e Carl Langer, em 1889, descreveram um novo tipo de célula a combustível, utilizando uma matriz sólida porosa para resolver o problema de *inundação* do eletrodo, utilizando ar em excesso para a remoção do calor e da água formada no cátodo (CHEN, 2003).

Em 1902, James H. Reid descreveu a primeira célula a combustível que operava com eletrólito alcalino e não mais com eletrólito ácido (KETELAAR, 1993).

O nome atualmente conhecido por *fuel cell* (célula a combustível) foi dado por Eric Keightley Rideal e Ulick Richardson Evans em 1922 (CHEN, 2003). Em seu trabalho, Rideal e Evans (1922) apresentam características e problemas encontrados por diversos pesquisadores e propõem uma classificação para os tipos de células, todas englobadas em *fuel cell*.

Em 1959, Francis T. Bacon patenteou uma célula a combustível com eletrólito alcalino, cujo funcionamento foi demonstrado em 1960. O dispositivo foi capaz de gerar potências da ordem de 5 kW, o que chamou a atenção das comunidades científica e técnica e ficou conhecido como *Bacon cell* (célula de Bacon) (BAGOTSKY, 2012).

Thomas Grubb e Leonard Niedrach desenvolveram, em 1960 na General Electric, a célula a combustível de polímero sólido (as células com membrana trocadora de prótons, *proton exchange membrane fuel cell* - PEMFC, também são conhecidas como *solid polymer fuel cell* - SPFC). A primeira

utilização desse tipo de célula foi durante o programa espacial *Gemini* de 1962 a 1965. Entretanto, devido ao difícil gerenciamento de água no sistema, durante o programa *Apollo* ela foi substituída pela célula a combustível alcalina (*alkaline fuel cell* - AFC), a qual era baseada na célula de Bacon (CHEN, 2003). Detalhes sobre o desenvolvimento de células a combustível podem ser obtidos na bibliografia citada, ou ainda em Meibuhr (1966), Kordesch e Simader (1996), Larminie e Dicks (2003), Barbir (2005), entre outros.

Células a combustível funcionam através de um processo eletroquímico, convertendo a energia química de uma substância em energia elétrica e térmica. Além dos tipos de células apresentados, podem ser citadas ainda as de metanol direto (*direct methanol fuel cell* - DMFC), carbonato fundido (*molten carbonate fuel cell* - MCFC), ácido fosfórico (*phosphoric acid fuel cell* PAFC) e óxido sólido (*solid oxide fuel cell* - SOFC), sendo apresentadas na tabela 2.1 algumas características dessas células. Como vantagens gerais das células, Larminie e Dicks (2003) citam que são mais eficientes do que motores de combustão interna, não possuem peças móveis, quando hidrogênio for o combustível o subproduto é somente água e são muito silenciosas.

Tabela 2.1: Características dos tipos mais comuns de células a combustível.

Tipo de célula a combustível	Temperatura (°C)	Eficiência (%)	Combustível
PAFC	150-220	35-45	H ₂
AFC	50-150	45-60	H ₂ puro
PEMFC	80-90	40-60	H ₂ puro
DMFC	60-90	35-40	CH ₃ OH
MCFC	600-700	45-60	H ₂ e hidrocarbonetos
SOFC	700-1000	45-55	H ₂ e hidrocarbonetos

Fonte: Rand e Dell (2008).

A figura 2.1 apresenta o intervalo de potência dos diferentes tipos de células a combustível e suas aplicações. Como o foco do presente trabalho é a célula do tipo PEM, as outras células não serão abordadas com maiores detalhes.

Entre os campos de aplicação dessa tecnologia estão: o transporte, englobando automóveis, ônibus, veículos utilitários e bicicletas; a geração de potência estacionária, abrangendo a geração distribuída e geradores de emergência; a energia de reserva, onde a perda de potência resulta em redução significativa na produtividade ou perdas financeiras, incluindo sistemas de

Figura 2.1: Intervalo de aplicação de diferentes tipos de células.

Aplicações	Equipamentos eletrônicos portáteis			Carros, barcos e sistemas de cogeração domésticos			Geração distribuída, cogeração e ônibus	
	1	10	100	1k	10k	100k	1M	10M
Principais vantagens	Maior densidade de energia que as baterias Recarga mais rápida			Potencial de emissões zero Maior eficiência			Maior eficiência e baixa emissão	
Intervalo de aplicação dos tipos de células	DMFC			AFC		MCFC		
	PEMFC						SOFC	
							PAFC	

Fonte: Larminie e Dicks (2003).

telecomunicação, tecnologia da informação, processos de fabricação, sistemas de segurança, subestações utilitárias e aplicações ferroviárias; e equipamentos portáteis, como computadores, dispositivos de transmissão e aparelhos militares (BARBIR, 2005). No que diz respeito ao transporte, entre as montadoras que já desenvolveram protótipos de veículos com célula a combustível estão: BMW, Daimler Chrysler, Ford Motor Company, General Motors/Opel, Honda, Hyundai, Mazda, Renault, Toyota e Volkswagen/Volvo (ISMAIL *et al.*, 2009).

A PEMFC é composta basicamente por dois eletrodos (ânodo e cátodo) separados por um eletrólito, nesse caso uma membrana polimérica. Na superfície do ânodo, o gás hidrogênio é dissociado e os íons H^+ se deslocam pela membrana em direção ao cátodo, enquanto que os elétrons fluem através de um circuito externo alcançando o lado do cátodo para formar, juntamente com o oxigênio, o produto H_2O . Essas reações estão representadas pelas equações 2.1, 2.2 e 2.3, e esquematizadas através da figura 2.2, na qual é apresentado o conjunto membrana e eletrodo (*membrane electrode assembly* - MEA). As funções do MEA estão apresentadas na tabela 2.2.

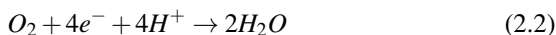


Figura 2.2: Princípio de operação de uma PEMFC.

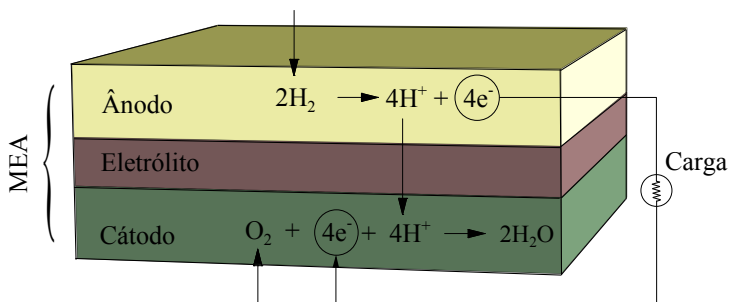


Tabela 2.2: Funções dos componentes do MEA.

Componente	Função
Substrato do ânodo	Fornecer e distribuir combustível, alimentar a membrana com água, remover calor e conduzir elétrons.
Camada catalítica do ânodo	Catalisar a reação do ânodo, conduzir H ⁺ à membrana, conduzir elétrons ao substrato, transportar água e calor.
Membrana polimérica	Conduzir H ⁺ , transportar água e isolar elétrons.
Camada catalítica do cátodo	Catalisar a reação do cátodo, conduzir prótons aos sítios de reação, conduzir elétrons à região de reação, gerar e remover calor, transportar O ₂ e remover água.
Substrato do cátodo	Fornecer e distribuir o oxidante, conduzir elétrons, remover calor e transportar água.

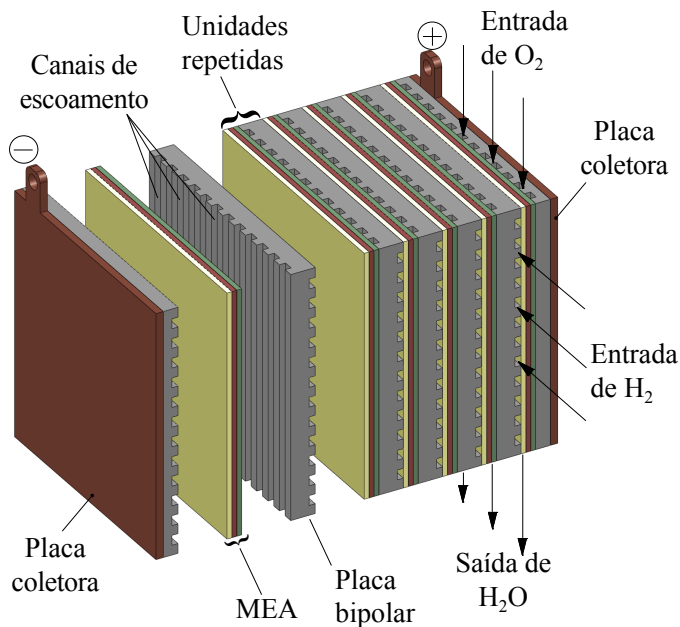
Fonte: Hoogers (2003).

A diferença de potencial fornecida durante a formação da água é 1,229 V, embora na prática, mesmo a PEMFC operando com ausência de carga, os valores muitas vezes não ultrapassam 1,0 V. Na medida em que a carga é imposta o potencial é reduzido, devido às perdas por ativação, resistência ôhmica, transporte de massa, entre outras. A quantidade perdida aumenta juntamente com a carga imposta. Ao mesmo tempo, a potência elétrica gerada aumenta até uma região ótima, situada quando o potencial elétrico está em torno de 0,6 V. Assim, é comum que as células comerciais sejam compos-

tas por uma, ou mais, pilha de células unitárias montadas em série ou em paralelo para elevar a potência elétrica gerada.

A figura 2.3 apresenta a disposição em série de células unitárias, formando uma pilha de células a combustível do tipo PEM. Nessa pilha podem ser observados os canais de alimentação e distribuição dos gases O_2 e H_2 , o MEA, as placas bipolares (também chamadas de placas de escoamento) e as placas coletoras de eletricidade. Neste exemplo a pilha está utilizando placas bipolares com os canais de escoamento perpendiculares, embora diversos formatos com características particulares podem ser encontrados na literatura. Conforme comentado por Hermann *et al.* (2005), as placas bipolares têm as funções de distribuir o combustível e o oxidante, facilitar o gerenciamento da água, separar as células individuais, transportar a corrente e facilitar o gerenciamento térmico.

Figura 2.3: Esquema detalhado de uma PEMFC.



Os gases que são fornecidos à célula devem ser umidificados a fim de umidificar a membrana, condição necessária para que ocorra o transporte dos cátions do ânodo ao cátodo. Como observado na tabela 2.1, as células do tipo PEM operam entre 80 e 90 °C. A bibliografia existente varia muito esse in-

tervalo, como por exemplo, em Larminie e Dicks (2003) o valor apresentado está entre 30 e 100 °C. O limite superior da temperatura se deve à secagem da membrana polimérica, resultando na redução de energia gerada devido à incapacidade de transporte dos íons de hidrogênio, podendo ainda danificar permanentemente a estrutura da membrana. Em baixas temperaturas os catalisadores têm dificuldade em promover a redução e a oxidação, o que reduz muito o desempenho e dificulta sua viabilidade.

Experimentos realizados por Steidel (2005), para uma célula unitária do tipo PEM de 15 W de potência em operação no LabCET, mostraram que o dispositivo atingiu eficiência da ordem de 50 % quando a vazão de hidrogênio estava próxima do valor estequiométrico. Os testes foram realizados variando a temperatura entre 30 e 70 °C, e mostraram que a potência elétrica gerada é fortemente influenciada pelas temperaturas de operação e de umidificação, e também pela presença de umidade na membrana polimérica, tendendo para maior eficiência com temperatura mais elevada. Testes posteriores apresentados por Miyake e Bazzo (2006) comprovaram essa dependência, mostrando a importância e necessidade de um bom gerenciamento térmico da célula.

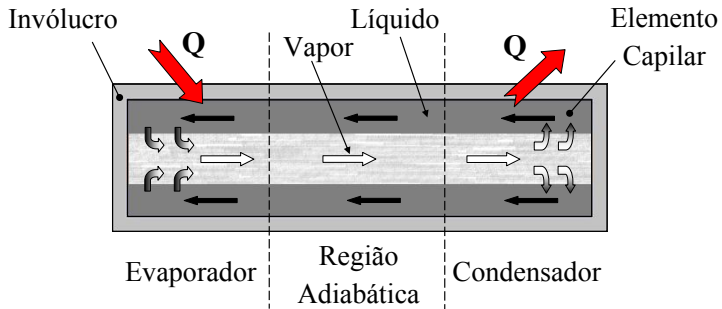
2.2 TUBOS DE CALOR

Tubos de calor são dispositivos que operam em um ciclo bifásico fechado, compostos basicamente por um invólucro selado dotado de um elemento capilar no seu interior e um fluido de trabalho. São compreendidos basicamente por: evaporador, condensador e, mas não necessariamente, seção adiabática. Na região do evaporador, o fluido presente no elemento capilar recebe calor até começar a evaporar. O vapor então se desloca pelo canal de vapor até a região do condensador, onde o calor latente de vaporização é retirado e ocorre a condensação do fluido, sendo o líquido bombeado para o evaporador através das forças capilares exercidas pelo elemento capilar. A figura 2.4 apresenta um tubo de calor genérico.

O tubo de calor tem como precedente o tubo Perkins através das invenções da família Perkins durante o século dezenove. O dispositivo basicamente operava com fluido no estado monofásico ou bifásico circulando por um tubo hermético para fazer o transporte de calor da fornalha para um tanque com água. Em 1929, Frazer W. Gay ganhou a patente de um trocador de calor utilizando uma variedade de tubos carregados com um fluido, onde o evaporador era disposto abaixo do condensador, caracterizando o atualmente conhecido termosifão (DUNN; REAY, 1994).

O conceito de tubo de calor foi proposto por Richard S. Gaugler em sua patente norte-americana número 2350348, aplicada em 21 de dezembro

Figura 2.4: Representação de um tubo de calor.



de 1942, na qual apresenta um sistema de arrefecimento em que o líquido poderia retornar ao evaporador sem trabalho adicional, mesmo estando o evaporador acima do condensador, sugerindo que o elemento capilar poderia ser feito de ferro sinterizado e ainda propondo algumas geometrias do mesmo, mas o dispositivo não teve continuidade (DUNN; REAY, 1994).

Em 1962 ressurgiu o conceito juntamente com o programa espacial, mas, foi a partir do trabalho publicado pelo grupo de George M. Grover, em 1964, que os tubos de calor receberam maior atenção e no qual foi proposto o termo *heat pipe* (tubo de calor) para caracterizar o dispositivo (PETERSON, 1994). No trabalho apresentado por Grover *et al.* (1964) o tubo de calor foi composto por um tubo de aço inoxidável 347 com diâmetro externo de 1,9 cm e comprimento de 90 cm. Utilizaram-se cinco voltas de tela de aço inoxidável 304 como elemento capilar e sódio como fluido térmico. O tubo foi capaz de operar a 827 °C com potência aplicada de 1000 W (13 W/cm²).

Em termos gerais a capacidade dos tubos de calor é limitada pelos limites capilar, de ebulição, sônico, de arraste, entre outros. Para que o tubo opere corretamente a pressão capilar máxima deve ser igual ou maior que a soma de todas as perdas de carga atuantes sobre o fluido, assim:

$$P_{cap,m\acute{a}x} \geq \Delta P_V + \Delta P_L + \Delta P_{mf} + \Delta P_{nor} + \Delta P_{axi} \quad (2.4)$$

onde ΔP_V , ΔP_L , ΔP_{mf} , ΔP_{nor} e ΔP_{axi} representam as quedas de pressão da fase vapor, da fase líquida, de mudança de fase, hidrostática normal e hidrostática axial, respectivamente.

Caso o requisito apresentado pela equação 2.4 não seja atingido, o bombeamento capilar não tem capacidade de manter o fornecimento suficiente de líquido ao evaporador e ocorre secagem na extremidade do evaporador, caracterizando-se o limite capilar (FAGHRI, 1995).

O limite de arraste é atingido quando líquido é carregado juntamente com a corrente de vapor pela tensão cisalhante existente na interface formada entre o líquido e o vapor, reduzindo o condensado que retorna ao evaporador, ocorrendo a secagem do elemento capilar. Quando o evaporador for submetido à elevados fluxos de calor radial, pode ocorrer ebulição dentro do elemento capilar, atingindo-se o limite de ebulição, prejudicando a circulação do fluido e o transporte de calor (CHI, 1976).

Neste trabalho, devido ao fluido de trabalho e aos níveis de temperatura utilizados, é considerado relevante somente o limite capilar.¹

A pressão capilar está relacionada à formação do menisco ao longo do elemento capilar. Conforme a equação de Young-Laplace, a diferença de pressão na interface formada entre o líquido (P_L) e o vapor (P_V) é dada por:

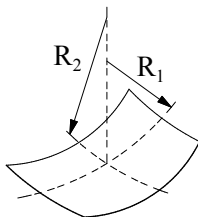
$$P_V - P_L = \sigma(1/R_1 + 1/R_2) \quad (2.5)$$

onde σ é a tensão superficial, R_1 e R_2 são os raios do menisco conforme mostra a figura 2.5.

Os tipos mais comuns de elementos capilares são telas, material sintetizado e ranhuras. No caso específico de tubos de calor com ranhuras longitudinais, o raio transversal é muito menor do que o raio longitudinal. Assim, a parcela correspondente ao raio longitudinal pode ser desconsiderada e, portanto, o raio capilar, r_{cap} , é o próprio raio transversal. Diante disso, a pressão capilar resultante é:

$$P_{cap} = P_V - P_L = \frac{\sigma}{r_{cap}} \quad (2.6)$$

Figura 2.5: Raios do menisco formado na estrutura capilar.



Inúmeras são as possíveis aplicações dos tubos de calor devido aos diversos tipos, formas e fluidos de trabalho utilizados, possibilitando am-

¹O fluido de trabalho utilizado foi água deionizada e a temperatura medida manteve-se abaixo dos 100 °C.

plo intervalo de temperatura (4 a 3000 K) e comprimento (25 mm a 100 m) (FAGHRI, 1995). Segundo Dunn e Reay (1994), podem ser divididos em cinco categorias: separação de fonte e sumidouro de calor; equalização de temperatura; transformação de fluxo de calor; controle de temperatura e diodos térmicos. Os tubos de calor são amplamente utilizados no controle térmico de componentes eletroeletrônicos, como processadores de computadores e, em microgravidade, também na homogeneização da temperatura dos satélites. Aplicados ainda em moldes de matrizes, matrizes de injeção, trocadores de calor, derretimento de neve e degelo, entre outros.

Alguns tipos especiais englobam: tubos de calor de condutância variável, diodos térmicos, tubos de calor pulsantes, microtubos de calor, tubos de calor em circuito, circuito de bombas capilares, tubos de calor rotativos e tubos de calor de sorção (REAY; KEW, 2006).

2.3 CONTROLE TÉRMICO DE CÉLULAS A COMBUSTÍVEL

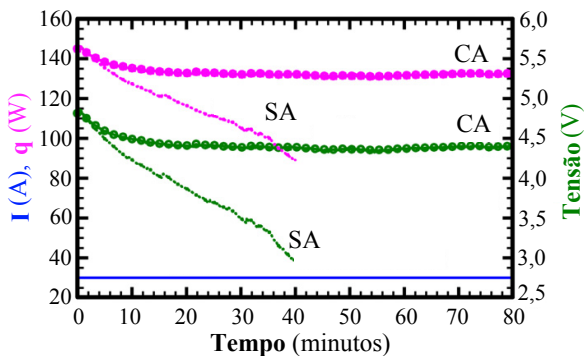
A maioria dos sistemas de controle térmico de células a combustível comerciais são sistemas monofásicos de transferência de calor, geralmente por convecção forçada de ar, água ou uma mistura de água com etileno glicol. Entretanto, as características que envolvem tal controle não são apresentadas pelas empresas. Assim, grande parte das referências foi obtida em bases de consulta de documentos de patente. Nesses documentos foram observados os conceitos inventivos dos dispositivos propostos, porém, poucos apresentaram resultados.

No presente trabalho, o controle térmico foi dividido em arrefecimento sem mudança de fase, englobando convecção forçada, convecção natural e condução, e arrefecimento com mudança de fase, quando o calor latente de vaporização de um fluido é utilizado.

2.3.1 Arrefecimento sem mudança de fase

O comportamento de uma pilha de oito células PEM montadas em série foi estudado por Park e Caton (2008). Canais de arrefecimento foram feitos na interface entre células para a passagem de ar comprimido. Os experimentos mostraram que com fluxos de corrente inferiores a $0,2 \text{ A/cm}^2$ e gases reagentes com umidade mínima de 80 % não houve necessidade de sistema de arrefecimento. Reduzindo a umidade ou aumentando a corrente, fez-se necessário arrefecimento auxiliar para garantir os limites da temperatura de operação e não promover grandes variações de tensão. O conjunto operando

Figura 2.6: Tensão e potência para testes com arrefecimento (CA) e sem arrefecimento (SA).



Fonte: Park e Caton (2008).

com corrente fixa de 30 A e gases reagentes com 70 °C e 100 % de umidade relativa, mostrou que a tensão e a potência têm queda acentuada na ausência de arrefecimento, como pode ser observado através da figura 2.6, em que I , q , SA e CA representam corrente elétrica, potência, sem arrefecimento e com arrefecimento, respectivamente.

Uma das formas de controlar a temperatura das células a combustível é utilizando excesso de ar. Dois métodos básicos são aplicados: alimentação direta nos canais de escoamento, conforme empregado desde Mond e Langer (1889); ou em canais (ou placas de arrefecimento) separados, mas que fazem uso do mesmo distribuidor, conforme empregado por Maru (1980). Porém esses métodos além de consumir mais energia dos sistemas de alimentação, ficam limitados às células de pequeno porte, pois não são capazes de retirar o calor gerado em células maiores mantendo homogeneidade na temperatura.

Uma segunda forma do controle da temperatura é através da convecção forçada de ar em canais ou placas com alimentação independente àquela do gás reagente conforme proposto por Kumata e Matsuoka (1985), Tajima *et al.* (1996), Yang *et al.* (2005) e An *et al.* (2009) e estão representados através das figuras 2.7 e 2.8. Esse método é amplamente utilizado em células a combustível comerciais, porém possui a mesma problemática do primeiro.

Convecção forçada de um fluido no estado líquido atravessando os canais de arrefecimento também pode ser utilizada para controlar a temperatura da célula, devido à maior quantidade de calor que se consegue retirar com líquidos. Esse sistema pode ser encontrado em Sanderson (1970a) e Kothmann e Cyphers (1981), nos quais é utilizado o calor sensível do fluido. Porém, neste caso, maior é o consumo de potência para a circulação do fluido.

Nos experimentos reportados por Adzakpa *et al.* (2008), onde se uti-

lizou convecção forçada de ar, foi possível observar diferenças de até $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre a entrada e saída de um canal de arrefecimento, e ainda, comparando-se a temperatura entre canais, obtiveram variações de até $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre os canais avaliados.

Figura 2.7: Células a combustível com placas de arrefecimento independentes.

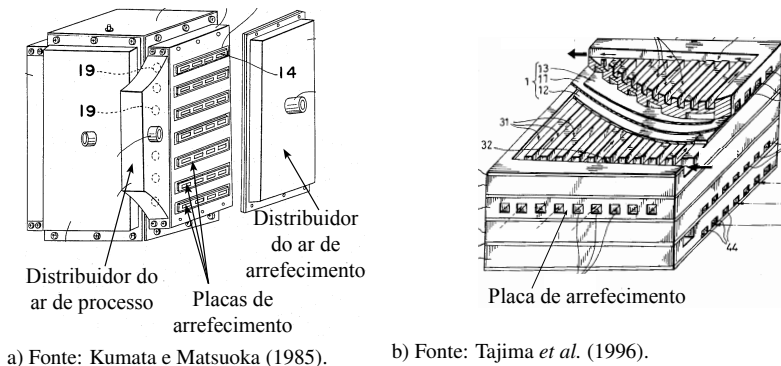
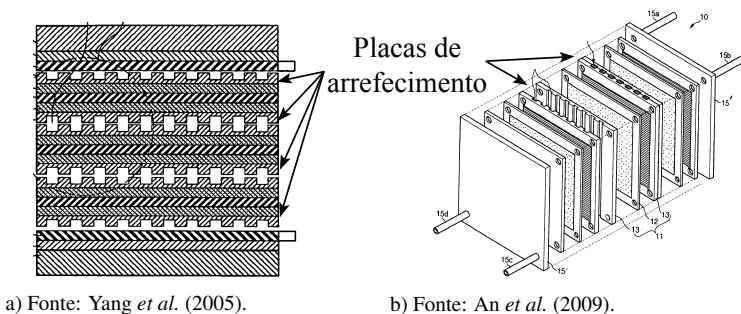


Figura 2.8: Placas de arrefecimento com canais independentes.



Testes realizados por Sohn *et al.* (2005) mostraram que através do gerenciamento da temperatura média da célula em $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, variando-se a velocidade do ar de arrefecimento, conseguiu-se aumento de 33 % na potência elétrica gerada.

Conforme apresentado por Kang *et al.* (2009), quando a diferença de temperatura entre a entrada e saída do refrigerante foi reduzida, juntamente com o aumento da umidade dos gases reagentes, a PEMFC atingiu seu maior

desempenho.

No caso do uso de bombeamento de líquido, mantendo o potencial elétrico gerado de 0,6 V, Sasmito *et al.* (2011) mostraram que com o fluido escoando com um número de Reynolds de 10, a potência elétrica líquida gerada foi 3942 W/m^2 e a temperatura média da célula teve um aumento próximo de $12 \text{ }^\circ\text{C}$. Com o aumento da vazão de arrefecimento para $\text{Re} = 75$, considerando a condição de 0,6 V, o aumento na temperatura foi próximo de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ e a potência líquida foi 5900 W/m^2 , ou seja, um aumento de quase 50 %. Em seguida, um estudo com diferentes configurações de canais de escoamento foi realizado numericamente e mostrou que aquelas que obtiveram melhor homogeneidade da temperatura também obtiveram maior geração de potência elétrica líquida (SASMITO *et al.*, 2012).

Uma das preocupações da NASA (National Aeronautics and Space Administration) é a redução da massa específica dos sistemas de célula a combustível espaciais. A utilização de placas com alta condutividade térmica para substituir as placas de arrefecimento convencionais foi estudada por Colozza e Burke (2008), em que placas de grafite pirolítico foram propostas como alternativa, conduzindo o calor gerado no interior da célula para um trocador de calor posicionado externamente. Burke (2009) comenta que o grafite pirolítico pode ser utilizado somente em distâncias menores que 7 cm quando a variação da temperatura da célula de $3 \text{ }^\circ\text{C}$ e capacidade de arrefecimento específica de 1000 W/kg forem limitantes de projeto.² Burke *et al.* (2010) realizaram testes de condutividade térmica em diferentes tipos de materiais para fazer o controle térmico da célula e consideraram o grafite pirolítico (condutividade térmica maior de 1000 W/(m K)) adequado quando a distância percorrida pelo calor sobre a área ativa da célula fosse menor que 6 cm. Recentemente, Burke *et al.* (2012) apresentaram resultados das placas de grafite pirolítico inseridas entre as células unitárias de uma pilha, obtendo resultados satisfatórios no controle térmico com baixo gradiente térmico.

2.3.2 Arrefecimento com mudança de fase

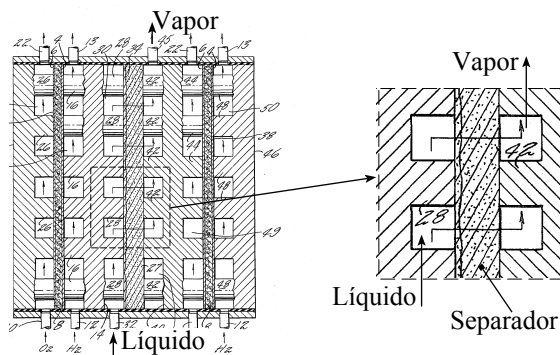
Sistemas de transferência de calor com mudança de fase possibilitam trocar maior quantidade de calor do que aqueles que fazem uso somente do calor sensível do fluido.

Sanderson (1970b) propôs um aparato dotado de um tipo de evaporador capilar montado lateralmente à superfície aquecida, estando o evaporador saturado com o fluido de trabalho no estado líquido que muda de fase ao re-

²A capacidade de arrefecimento específica é fornecida pela razão entre a potência térmica dissipada e a massa total da placa.

ceber calor. O sistema ainda prevê uma válvula para regulagem da pressão de vapor do fluido arrefecedor. Stedman (1973) propôs um separador hidrofóbico colocado entre as placas bipolares, sendo injetado sob pressão o fluido de trabalho no estado líquido em uma das faces do separador e evaporado na outra, como pode ser observado na figura 2.9.

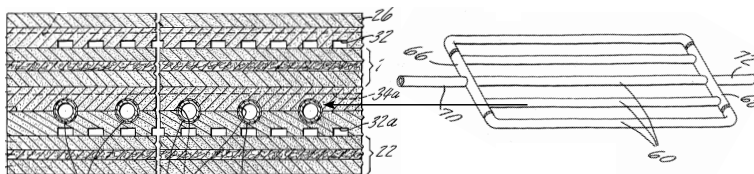
Figura 2.9: Separador hidrofóbico.



Fonte: Stedman (1973).

Outra forma encontrada é apresentada em Grevstad (1976), onde um conjunto de tubos é montado longitudinalmente em rebaixos entre o cátodo e o ânodo, e por onde é bombeado o fluido arrefecedor que retira o calor através da mudança de fase. Um arranjo muito semelhante e seguindo os mesmos princípios funcionais, foi apresentado por Reiser (1976), diferenciando-se do anterior pelo formato da placa bipolar, posicionando os tubos em canais paralelos e na mesma face dos canais do oxidante. O dispositivo está apresentado na figura 2.10.

Figura 2.10: Conjunto de tubos arrefecedores.

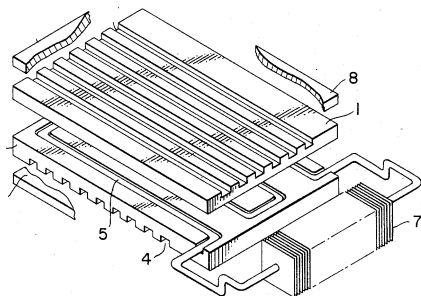


Fonte: Grevstad (1976).

O sistema de controle proposto por Fujii e Nishiyama (1985) consiste em um tubo montado entre as placas aquecidas (ânodo e cátodo) da célula.

O ar é evacuado do interior do tubo e certa quantidade de fluido é inserida, assim o interior do tubo é preenchido pela fase líquida e gasosa do fluido. Um (ou mais) trocador de calor é montado no tubo de forma que o vapor gerado no interior da célula desloca-se para o trocador de calor, onde condensa e retorna pela diferença de densidade. O dispositivo é caracterizado como sistema passivo de controle térmico e está apresentado na figura 2.11.

Figura 2.11: Sistema passivo de controle térmico.



Fonte: Fujii e Nishiyama (1985).

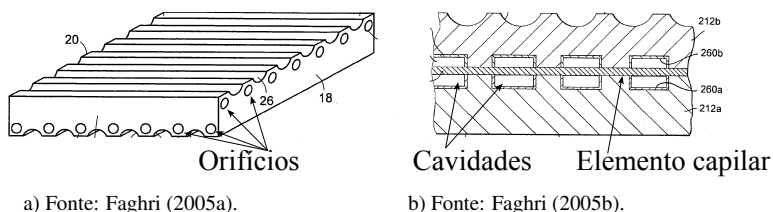
No que diz respeito ao uso de tubos de calor em células a combustível, considerando a pesquisa realizada, Koehler *et al.* (1986) foram os primeiros a propor essa utilização, mesmo que de forma esquemática. Nessa patente, duas configurações de controle são propostas: a primeira por convecção forçada de um fluido através de painéis montados lateralmente a uma pilha de células, escoando em contracorrente para homogeneizar a temperatura e ainda um sistema para equalizar a queda de pressão no sentido vertical; a segunda configuração são painéis de tubos de calor montados adjacentes às células, sendo a região do condensador dos tubos de calor arrefecida em uma câmara por onde circula um fluido com o auxílio de uma bomba e o rejeito é realizado em um trocador de calor.

Kralick (2002) propõe um sistema bifásico de transferência de calor passivo, onde as placas de escoamento (placas bipolares) têm em um dos lados canais para a passagem do reagente e no outro lado canais por onde o fluido arrefecedor escoia pela mudança de fase que ocorre conforme recebe calor. O sistema é dotado ainda de um condensador com uma câmara para regular a pressão do sistema através de um diafragma. Ainda, apresenta testes utilizando placas frias e aquecedores para simular a operação da célula obtendo variação da temperatura da placa menor que 10 °C mesmo com variações de temperatura do fluido de aproximadamente 35 °C. Apesar disso, não comenta sobre a distribuição da temperatura na placa.

De forma semelhante, Lee *et al.* (2011) propõem um sistema de controle passivo. Um primeiro refrigerante entra na célula na forma líquida e conforme recebe calor evapora e deixa a célula, para em seguida rejeitar calor em um trocador de calor, retornando para a célula na fase líquida. Nesse caso o fluido arrefecedor escoa em uma placa independente e não mais na placa bipolar.

Nas patentes requeridas por Faghri (2005a, 2005b), encontram-se duas configurações de placas bipolares de células a combustível que utilizam a tecnologia de tubos de calor. A primeira é dotada de furos sob os canais de escoamento do oxidante e do combustível, destinados à inserção de microtubos de calor. A segunda trata de uma placa bipolar bipartida, dotada de cavidades longitudinais no seu interior e um elemento capilar para bombear o líquido. Em ambos os casos, o objetivo se limita apenas à homogeneização da temperatura de operação ao longo das placas bipolares, e não para promover a remoção do calor excedente do interior da célula. Os dispositivos propostos estão apresentados na figura 2.12.

Figura 2.12: Placas bipolares com a tecnologia de tubos de calor.



a) Fonte: Faghri (2005a).

b) Fonte: Faghri (2005b).

Rullière *et al.* (2007) testaram dispersores de calor bifásicos com o intuito de controlar a temperatura de células do tipo PEM. Diferentes estruturas capilares e fluidos de trabalho foram testados. No caso da estrutura microrranhurada (109 microrranhuras longitudinais com espaçamento de $400\ \mu\text{m}$ e seção transversal com $380\ \mu\text{m}$ de altura e $400\ \mu\text{m}$ de largura), conseguiu-se aplicar fluxos de calor de $0,9\ \text{W}/\text{cm}^2$ para metanol e $1,7\ \text{W}/\text{cm}^2$ para água, mantendo a temperatura de parede próxima de $70\ ^\circ\text{C}$. Quando utilizado metanol a espessura da passagem de vapor era $1,6\ \text{mm}$, a qual teve que ser aumentada para $4\ \text{mm}$ devido ao maior valor do comprimento capilar da água. Os resultados foram considerados satisfatórios para o arrefecimento de células PEM.

Vasiliev e Vasiliev Jr. (2008) apresentaram diversas formas de gerenciamento térmico que podem ser aplicadas em células a combustível de diferentes tamanhos e potências. Entre os sistemas propostos estão mini e mi-

crotubos de calor, tubos de calor em circuito (*loop heat pipe* - LHP), termosifão em circuito, tubo de calor pulsante e tubo de calor por sorção. O artigo somente apresenta a capacidade de cada um dos sistemas, sem, no entanto, apresentar resultados experimentais dos mesmos.

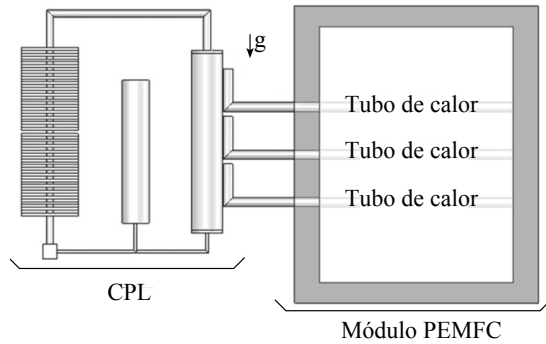
No estudo apresentado por Joung *et al.* (2008) foi proposto um LHP para realizar o controle térmico de células a combustível do tipo PEM. A região do evaporador foi projetada com formato plano para contatar as superfícies da área ativa da célula. O fluido de trabalho era álcool metílico e a estrutura capilar era aço inoxidável 316. Os testes mostraram que o sistema foi capaz de dissipar 30 W mantendo a temperatura do evaporador abaixo de 85 °C, apontando para um possível modo de controle térmico de células do tipo PEM, apesar de não ter sido apresentado o modo de acoplamento do LHP na célula.

Na preocupação da NASA em reduzir a massa específica do sistema de arrefecimento das células a combustível, além de placas com elevada condutividade térmica, apresentam-se também os tubos de calor. Colozza e Burke (2008) comentam sobre a possibilidade de utilização de tubos de calor planos para o arrefecimento de células a combustível. No caso em que a variação permitida da temperatura da célula for de 3 °C, a capacidade de arrefecimento específica limitada a 1000 W/kg e a distância de remoção de calor maior que 10 cm forem considerados, a única alternativa de arrefecimento seria utilizar de tubos de calor (BURKE, 2009). As condutividades térmicas de tubos de calor planos de cobre e de titânio foram determinadas no trabalho de Burke *et al.* (2010), com o intuito de aplicá-los no controle térmico de células a combustível. No requisito de diferença de temperatura ambos foram satisfatórios, mas, referente à capacidade de arrefecimento específica somente o tubo de titânio foi aceito. No estudo apresentado recentemente por Burke *et al.* (2012), cinco tubos de calor planos feitos de titânio e utilizando água deionizada foram integrados em uma pilha de quatro células unitárias para promover seu controle térmico. Informações sobre o elemento capilar não foram apresentadas. A diferença de temperatura entre os tubos de calor das células exteriores e interiores foi de aproximadamente 10 °C, enquanto que a variação de temperatura em cada tubo de calor foi menor que 5 °C. Os tubos apresentaram comportamento satisfatório, mantendo a temperatura de operação da célula com baixo gradiente térmico na área aquecida.

Silva *et al.* (2012) propuseram um sistema combinado constituído por três tubos de calor acoplados em um circuito de bomba capilar (*capillary pumped loop* - CPL) como alternativa para o controle térmico de uma célula a combustível do tipo PEM. O fluido de trabalho utilizado para os tubos de calor era água deionizada, enquanto que para o CPL era acetona. O CPL era dotado de cerâmica com porosidade de 50 % para promover o bombeamento

capilar. No caso dos tubos de calor, utilizou-se tela de aço inoxidável *mesh* 100. Os testes foram realizados em um módulo que simulou as condições de geração térmica de uma célula comercial, esquematizado na figura 2.13. Os resultados foram satisfatórios, atendendo tanto a potência necessária quanto as temperaturas requeridas, sendo que o sistema conseguiu dissipar potências de até 50 W mantendo a temperatura do módulo abaixo dos 90 °C.

Figura 2.13: Sistema combinado constituído por tubos de calor e CPL.



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

Conforme exposto, existe grande preocupação no controle térmico de células a combustível. Os dispositivos apresentados, além de possuírem complexidade de fabricação, representam maior custo no produto final. Assim, realizar o arrefecimento e reduzir o gradiente da temperatura no interior da célula, fazendo uso de um dispositivo com custo reduzido e praticável do ponto de vista industrial ainda é um desafio, sendo estas as motivações do presente trabalho.

3 ANÁLISE TEÓRICA

O sistema de arrefecimento proposto compreende um conjunto de tubos de calor montados em paralelo na interface entre as placas de escoamento. Na figura 3.1 é mostrado o esquema detalhado de uma PEMFC composta por uma pilha de células a combustível unitárias. As placas de escoamento são dotadas de rebaiços longitudinais para a integração dos tubos de calor na pilha, conforme indicado. Cada conjunto é responsável por remover o calor em excesso de uma única célula unitária, sendo que a quantidade de tubos necessários depende da sua própria capacidade de transporte de calor, da potência que deve ser dissipada da célula e da máxima variação de temperatura considerada aceitável na superfície da membrana polimérica.

Neste trabalho, considerando o objetivo central de controle térmico da célula, o calor gerado é absorvido por tubos de calor (TC) localizados na interface entre as placas de escoamento, conforme ilustrado na figura 3.2, onde Y representa a metade da distância entre os tubos de calor e Z compreende a espessura de cada placa. Em ambas as figuras 3.1 e 3.2 são representados os canais de escoamento dos fluidos reagentes (H_2 e O_2), que neste caso

Figura 3.1: Representação dos tubos de calor inseridos na placa bipolar.

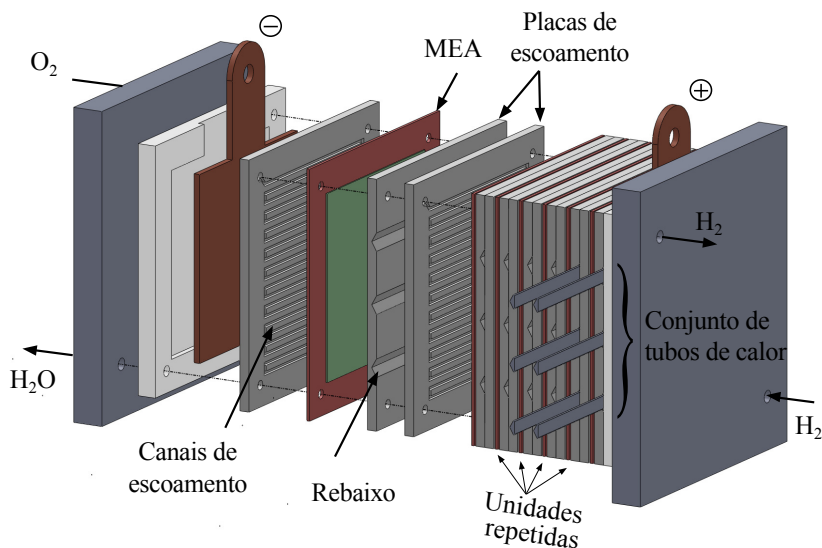
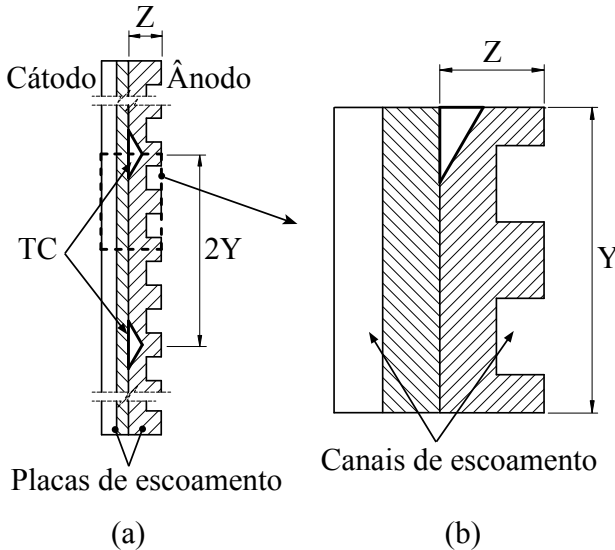


Figura 3.2: a) Localização dos tubos de calor na interface da placa de escoamento. b) Região de análise.

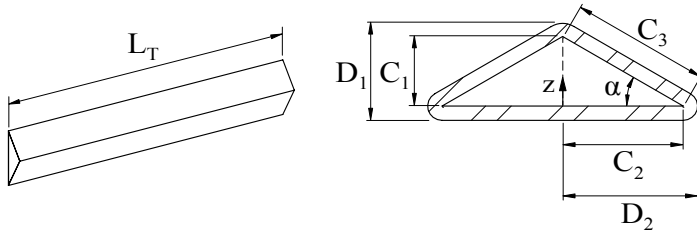


possuem escoamento cruzado. Entretanto, diversos arranjos e formatos são encontrados comercialmente e fogem do escopo do presente trabalho.

Importante ressaltar a necessidade de desenvolver tubos de calor de pequenas dimensões (minitubos ou microtubos de calor) de modo a não interferir no tamanho e na operacionalidade da célula. Portanto, neste trabalho a proposta é estudar tubos de calor com diâmetro externo de no máximo 1/8 in (3,175 mm) com a geometria identificada na figura 3.3. Optou-se por um tubo com seção transversal triangular constante, com comprimento total igual a L_T , cuja geometria é de fácil integração nas placas de escoamento da célula. Essa geometria é a mesma de um triângulo isósceles onde $2C_2$ é a base, C_1 é a altura, z é o eixo de simetria e α é o ângulo de base formado entre a base e cada um dos lados congruentes.

Outra característica é que dispensa o uso de um elemento capilar adicional, pois seu formato produz duas ranhuras axiais que têm a capacidade de promover o bombeamento do líquido.

No eixo z está localizado o topo da ranhura. O triângulo isósceles formado pela base $2C_2$ e lados C_3 é dividido em dois triângulos retângulos com altura igual a C_1 e base igual a C_2 , os quais compreendem as duas ranhuras axiais do tubo de calor. As dimensões D_1 e D_2 correspondem às dimensões externas do tubo de calor, onde D_1 é a sua altura e $2D_2$ é a sua largura.

Figura 3.3: Geometria proposta para o tubo de calor.

Diante do exposto, dois modelos matemáticos são propostos: primeiramente um modelo para avaliar a capacidade de transporte de calor do tubo de calor, englobando a condição de limite capilar e a condição normal de operação, e um segundo modelo para avaliar o espaçamento entre os tubos e a distribuição de temperatura na placa de escoamento.

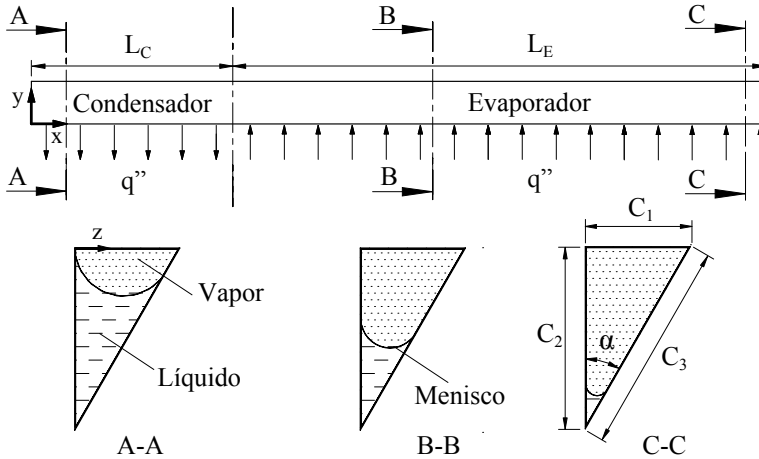
3.1 CAPACIDADE DE TRANSPORTE DE CALOR

A retirada de calor do interior da célula a combustível é dependente das características do tubo de calor. O bombeamento do líquido é realizado através das duas ranhuras axiais. Devido à condição de simetria em torno do eixo z , a análise teórica do comportamento térmico e hidrodinâmico do tubo de calor é realizada sobre uma única ranhura, cujo domínio é apresentado na figura 3.4.

O tubo de calor é composto pelas regiões do evaporador, que fica disposta no interior da célula, e do condensador, onde o calor é rejeitado. A região adiabática foi desconsiderada para manter o sistema compacto e maximizar o desempenho do tubo. Assim, o comprimento total do tubo é obtido pela soma dos comprimentos das regiões do condensador, L_C , e do evaporador, L_E , ou seja, $L_T = L_C + L_E$.

Conforme potência é aplicada no evaporador e o fluido muda de fase, ocorre redução da quantidade de líquido nesta região e aumento na região do condensador. A figura 3.4 apresenta a distribuição do fluido de trabalho através de três posições ao longo de uma ranhura. No detalhe A-A é observado o acúmulo de líquido que ocorre devido à condensação do vapor decorrente do rejeito térmico. Nos detalhes B-B e C-C, compreendidos na região do evaporador, observa-se a redução da área ocupada pela fase líquida. Isso se deve à evaporação do fluido, decorrente do fluxo de calor imposto, \dot{q}'' , e à perda de carga sofrida pelo fluido ao longo da ranhura. O bombeamento capilar

Figura 3.4: Domínio utilizado para uma ranhura.



resultante do menisco formado na ranhura faz com que a fase líquida seja transportada do condensador ao evaporador enquanto potência for aplicada.

O problema hidrodinâmico associado é resolvido fazendo as seguintes considerações:

- Modelo unidimensional;
- escoamento laminar plenamente desenvolvido e incompressível;
- Propriedades constantes;
- Regime estacionário;
- Dissipação viscosa desprezada;
- Tensão superficial e ângulo de contato constantes;
- Fases líquida e vapor saturadas na temperatura de operação;
- Efeitos gravitacionais desprezados;
- Fluxo de calor uniformemente distribuído ao longo das seções do condensador e evaporador.

3.1.1 Parâmetros geométricos

O modo com que os parâmetros geométricos foram obtidos está apresentado no decorrer desta subseção. As condições operacionais do tubo de calor necessitam que, primeiramente, sejam determinados esses parâmetros.

Os principais parâmetros geométricos envolvendo o líquido distribuído em uma ranhura são apresentados na figura 3.5, onde θ é o ângulo

de contato formado entre a superfície sólida e o menisco, β é um ângulo auxiliar utilizado nos cálculos, $r(x)$ é o raio formado no menisco e $C_L(x)$ é o comprimento de líquido que molha a superfície interna da ranhura.

Figura 3.5: Parâmetros geométricos de uma ranhura.

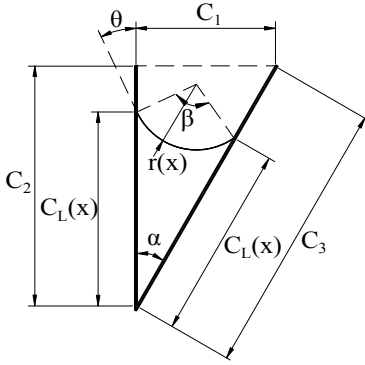
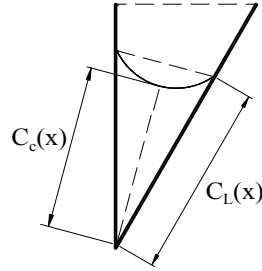


Figura 3.6: Comprimento da região central de líquido.



Um tubo circular com dimensões conhecidas é utilizado para se determinar os comprimentos C_1 , C_2 e C_3 . O perímetro interno do tubo circular com diâmetro interno igual a d_i é igualado ao perímetro interno do tubo de calor, conforme a equação 3.1. As relações trigonométricas fornecem as equações 3.2 e 3.3. Essas juntamente com a equação 3.1 completam o sistema que deve ser resolvido para determinar as dimensões internas da seção transversal do tubo de calor.

$$\pi d_i = 2(C_2 + C_3) \quad (3.1)$$

$$C_3^2 = C_1^2 + C_2^2 \quad (3.2)$$

$$C_1 = C_3 \text{sen}(\alpha) \quad (3.3)$$

Através da figura 3.6, pode-se ainda analisar o comprimento $C_c(x)$, que representa a distância entre o fundo do menisco e o vértice da ranhura. As equações 3.4, 3.5 e 3.6 fornecem os valores de C_L , C_c e β , respectivamente.

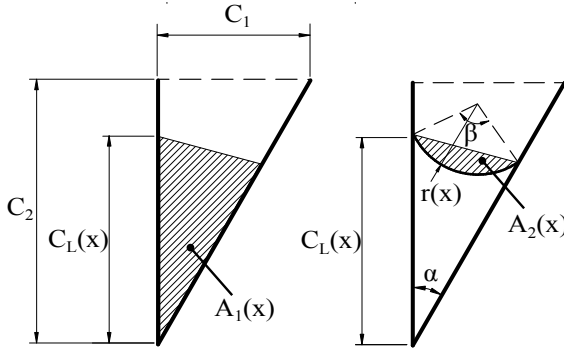
$$C_L(x) = r(x) \frac{\text{sen}(\beta/2)}{\text{sen}(\alpha/2)} \quad (3.4)$$

$$C_c(x) = r(x) \left\{ \frac{\text{sen}(\beta/2)}{\tan(\alpha/2)} - [1 - \cos(\beta/2)] \right\} \quad (3.5)$$

$$\beta = 180 - \alpha - 2\theta \quad (3.6)$$

De acordo com a figura 3.7, pode-se determinar a área ocupada pela fase líquida, $A_L(x)$, subtraindo-se $A_2(x)$ de $A_1(x)$.

Figura 3.7: Representação das áreas A_1 e A_2 .



$$A_1(x) = r(x)^2 \frac{\text{sen}^2(\beta/2)}{\tan(\alpha/2)} \quad (3.7)$$

$$A_2(x) = r(x)^2 \left[\frac{\beta\pi}{360} - \frac{\text{sen}(\beta)}{2} \right] \quad (3.8)$$

$$A_L(x) = r(x)^2 \left[\frac{\text{sen}^2(\beta/2)}{\tan(\alpha/2)} - \frac{\beta\pi}{360} + \frac{\text{sen}(\beta)}{2} \right] \quad (3.9)$$

A área ocupada pela fase vapor, $A_V(x)$, é obtida reduzindo-se a área de líquido da área interna total da ranhura, A_T . A seção transversal do tubo foi assumida constante, assim o volume interno da ranhura, V_T , é obtido pela equação 3.12.

$$A_T = \frac{C_2^2 \tan(\alpha)}{2} \quad (3.10)$$

$$A_V(x) = A_T - A_L(x) \quad (3.11)$$

$$V_T = A_T L_T \quad (3.12)$$

Os perímetros do líquido e do vapor podem ser determinados fazendo uso das figuras apresentadas e através das equações 3.13 e 3.14, respectivamente.

$$p_L(x) = r(x) \left(\frac{\beta\pi}{180} + \frac{2}{\tan(\alpha/2)} \right) \quad (3.13)$$

$$p_V(x) = C_2 \left[1 + \frac{1}{\cos(\alpha)} \right] + r(x) \left(\frac{\beta\pi}{180} - \frac{2}{\tan(\alpha/2)} \right) \quad (3.14)$$

A perda de carga sofrida pelo fluido afeta o comportamento do raio hidráulico, r_h , e consequentemente do diâmetro hidráulico, d_h , os quais são dados pelas equações 3.15 e 3.16, conforme comumente encontrado na literatura. O subscrito k representa as fases líquida (L) ou vapor (V).

$$r_{h;k}(x) = \frac{A_k(x)}{p_k(x)}, \quad k = L, V \quad (3.15)$$

$$d_{h;k}(x) = 4r_{h;k}(x), \quad k = L, V \quad (3.16)$$

Na posição $x = 0$ (início do condensador) se considerou que o raio do menisco assume seu valor máximo, $r_{m\acute{a}x}$, conforme apresentado na figura 3.8. O valor do raio máximo pode ser determinado através da equação 3.17, em que a parcela entre colchetes representa quanto o ângulo de contato contribui para o valor de $r_{m\acute{a}x}$. Essa influência se propaga por todo o comprimento do filete de líquido, e está representada através da área hachurada da figura 3.9, em que r_0 e β_0 são o raio do menisco e o ângulo auxiliar quando $\theta = 0$, respectivamente. Como consequência, o ângulo de contato afeta a quantidade do inventário de fluido, a perda de carga sofrida e a capacidade de transporte de calor.

$$r_{m\acute{a}x} = C_2 \tan(\alpha/2) \left[\frac{\text{sen}(90 + \alpha/2)}{\text{sen}(90 - \alpha/2 - \theta)} \right] \quad (3.17)$$

Figura 3.8: Representação do raio máximo.

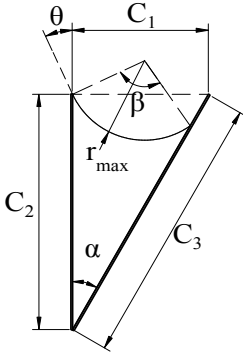
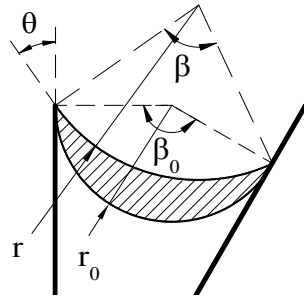


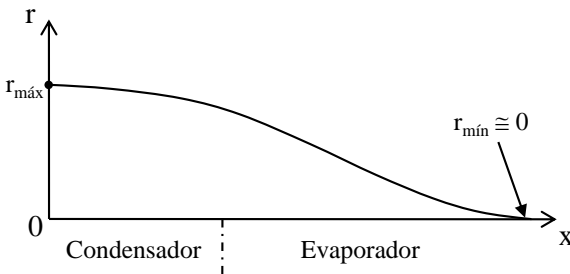
Figura 3.9: Influência do ângulo de contato.



3.1.2 Condição de limite capilar

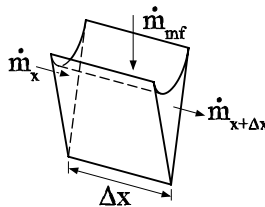
A condição de limite capilar é atingida quando a pressão capilar não é capaz de superar a perda de carga sofrida pelo fluido, cessando o fornecimento de líquido até a extremidade do evaporador. A figura 3.10 apresenta essa condição através da representação do comportamento do raio do menisco ao longo da ranhura. O raio varia de um valor máximo ($r_{máx}$), no início do condensador, até um valor mínimo ($r_{mín}$), na extremidade do evaporador, sendo que no limite capilar o valor mínimo é muito próximo ou igual à zero.

Figura 3.10: Representação da condição de limite capilar.



A figura 3.11 mostra o balanço de massa no volume de controle de líquido na região do condensador, onde \dot{m} representa a vazão mássica e \dot{m}_{mf} representa a vazão mássica do fluido que muda de fase.

Figura 3.11: Balanço de massa de líquido no condensador.



Em ambas as regiões foi assumido que o calor total aplicado, ou rejeitado, está distribuído uniformemente. Foi considerado que os processos de mudança de fase são responsáveis por todo o transporte do calor. Assim, considerando-se que todo o fluido que muda de fase em cada região de uma ranhura, tem-se que $\dot{m}_{mf} = \dot{q}/h_{lv}$, sendo h_{lv} o calor latente de vaporização e \dot{q} a potência total aplicada ou rejeitada em cada ranhura.

Assumiu-se que no início do condensador, $x = 0$, a vazão mássica é nula, e que no final, $x = L_C$, é máxima. No final da região do evaporador, $x = L_T$, \dot{m} assume novamente valor nulo. Assim, a vazão mássica para cada fase em cada região é dada por:

$$\dot{m}_L = -\dot{m}_V = \begin{cases} \frac{\dot{q}}{L_C h_{lv}} x & \text{se } 0 \leq x \leq L_C \\ \frac{\dot{q}}{L_E h_{lv}} (L_T - x) & \text{se } L_C < x \leq L_T \end{cases} \quad (3.18)$$

A velocidade de cada fase é dada por:

$$u_k = \frac{\dot{m}_k}{\rho_k A_k}, \quad k = L, V \quad (3.19)$$

onde ρ é a massa específica do fluido.

A tensão de cisalhamento, τ , e o número de Reynolds, Re , são dados por:

$$\tau_k = f_k \frac{\rho_k u_k^2}{2}, \quad k = L, V \quad (3.20)$$

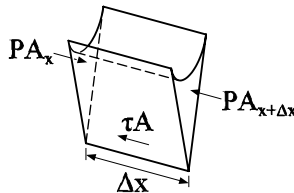
$$Re_k = \frac{\rho_k u_k d_{h;k}}{\mu_k}, \quad k = L, V \quad (3.21)$$

em que f é o coeficiente de atrito viscoso e μ é a viscosidade dinâmica do fluido. Rearranjando as equações resulta em:

$$\tau_k = \frac{\mu_k (fRe)_k}{2d_{h;k}} \left(\frac{\dot{m}_k}{\rho_k A_k} \right), \quad k = L, V \quad (3.22)$$

A figura 3.12 apresenta as forças atuantes sobre o volume de controle de líquido com comprimento de Δx . Os efeitos gravitacionais e o cisalhamento com o vapor foram desprezados.

Figura 3.12: Forças atuantes no volume de controle de líquido.



O balanço de forças resulta em:

$$\frac{d(PA)}{dx} = -\tau p \quad (3.23)$$

onde P representa a pressão, A a área da seção transversal do líquido, τ a tensão de cisalhamento do líquido com a parede do tubo e p o perímetro molhado.

Através da definição do diâmetro hidráulico (equação 3.16) e da equação 3.22, obtém-se

$$\frac{d}{dx}(P_k A_k) = -\frac{2A_k \mu_k (fRe)_k}{d_{h,k}^2} \left(\frac{\dot{m}_k}{\rho_k A_k} \right), \quad k = L, V \quad (3.24)$$

Ambas as fases do fluido são divididas em n volumes de controle ao longo do eixo x . Um valor suficientemente alto de n é utilizado, podendo-se admitir que a pressão é a única variável no volume de controle. Integra-se a equação 3.24 de x_i à x_{i+1} .

Uma equação geral é, então, obtida para ambas as fases e ambas as seções, como segue

$$\begin{aligned} \Delta P_{k;j;i} &= P_{k;j;i+1} - P_{k;j;i} \\ &= -\frac{2\mu_k (fRe)_k}{L_j d_{h,k}^2} \left(\frac{\dot{q}}{\rho_k A_k h_{lv}} \right) \psi_{k;j}, \quad k = L, V; \quad j = C, E; \quad i = 1..n \end{aligned} \quad (3.25)$$

onde o subscrito k representa as fases líquida (L) ou vapor (V), j representa as seções do condensador (C) ou evaporador (E), e o parâmetro ψ é mostrado na tabela 3.1.

Tabela 3.1: Parâmetro ψ utilizado em cada volume de controle i da equação 3.25.

Fase k	Seção j	Parâmetro $\psi_{k;j}$
L	C	$\frac{x_{i+1}^2 - x_i^2}{2}$
L	E	$L_T (x_{i+1} - x_i) - \left(\frac{x_{i+1}^2 - x_i^2}{2} \right)$
V	C, E	$-\psi_{L;j}$

Os valores do produto fRe foram obtidos através do modelo proposto por Etemad e Bakhtiari (1999), o qual está apresentado mais detalhadamente no Apêndice A.

A condição de contorno utilizada no primeiro volume de controle foi que a pressão do vapor, P_V , no início do condensador fosse igual à pressão de saturação, P_{sat} , na temperatura do fluido de trabalho, T_f , ou seja,

$$P_V(x = 0) = P_{sat}(T_f) \quad (3.26)$$

A pressão do vapor e a pressão do líquido variam ao longo do comprimento do tubo devido à perda de carga sofrida pelo fluido. O raio de curvatura do menisco é afetado por essas mudanças. Utilizando a equação de Young-Laplace, em ordem de manter o equilíbrio entre as fases

$$P_V(x) - P_L(x) = \frac{\sigma}{r(x)} \cos(\theta) \quad (3.27)$$

O critério utilizado como condição para alcançar o limite capilar foi que na extremidade da região do evaporador ($x = L_T$) o raio do menisco assume seu valor mínimo, de modo que

$$r_{\min} = 0,02r_{\max} \quad (3.28)$$

A solução das equações foi realizada com o auxílio do *software* Engineering Equation Solver (EES) versão 9.554, assim como a determinação das propriedades do fluido de trabalho. A solução consiste, primeiramente, em determinar os parâmetros geométricos do tubo de calor. Em seguida, são obtidas as propriedades do fluido de trabalho para uma temperatura predeterminada. Por último, é resolvida a equação 3.25 para todos os n volumes de controle, utilizando-se as condições de contorno 3.17, 3.26, 3.27 e 3.28. Um método iterativo é utilizado para a solução. Inicia-se com um baixo valor de potência aplicada. Realiza-se a verificação da condição do raio mínimo. Caso $r(L_T) > r_{\min}$ a potência recebe um incremento e a solução é obtida de forma iterativa, com incrementos na potência até que a condição seja atingida.

3.1.3 Inventário do fluido de trabalho

O inventário do fluido de trabalho tem influência importante no desempenho do tubo de calor. Quando subestimado ocorre a secagem prematura do fluido de trabalho e o tubo superaquitece. Quando sobrestimado o transporte de calor é prejudicado devido ao maior valor do raio do menisco, acarretando

em um bombeamento capilar menor. O inventário é determinado por

$$m_T = m_L + m_V = V_L \rho_L + V_V \rho_V \quad (3.29)$$

onde V é o volume de cada fase, dado por

$$V_k = \sum_{i=1}^n V_{k;i} = \sum_{i=1}^n A_{k;i} \Delta x, \quad k = L, V \quad (3.30)$$

ou seja, é a soma dos volumes de controle determinados com o auxílio das equações 3.9 e 3.11 durante a solução da equação 3.25.

A fim de se conhecer a quantidade de fluido que deve ser inserida no tubo de calor, é avaliada a fração volumétrica de fluido, FV , a qual é determinada pela razão entre o volume de líquido que é inserido no tubo de calor na temperatura ambiente, $V_{L;in}$, e o volume total interno do tubo de calor, V_T , ou seja,

$$FV = \frac{V_{L;in}}{V_T} \quad (3.31)$$

Deve ser observado que a equação 3.30 fornece o volume na temperatura do fluido durante a operação do tubo de calor, mas no procedimento de carregamento, é necessário conhecer o volume requerido na temperatura ambiente. Assim, os valores dados pela equação 3.30 são atualizados para a temperatura ambiente. A soma desses novos valores fornece o $V_{L;in}$.

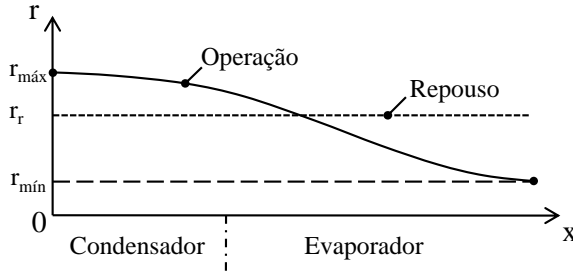
3.1.4 Condição normal de operação

O comportamento do tubo de calor foi também avaliado na *condição normal de operação*. Essa condição é de grande importância prática, pois fornece informações do comportamento do tubo operando normalmente, sem que o limite capilar ou qualquer outro limite seja atingido.

Uma segunda condição denominada *condição de repouso* também é definida, na qual o fluido está distribuído de forma homogênea no interior das ranhuras, ou seja, todos os parâmetros geométricos são constantes ao longo do eixo x devido a falta de potência aplicada.

Na figura 3.13 estão apresentadas as duas condições através da representação do comportamento do raio do menisco ao longo da ranhura. Quando o tubo está em repouso o raio tem um valor constante em todo o comprimento do tubo, denominado raio de repouso, r_r . Na condição normal de operação o raio varia de um valor máximo ($r_{máx}$), no início do condensador, até um valor mínimo ($r_{mín}$), na extremidade do evaporador. Entretanto,

Figura 3.13: Condição normal de operação e estado de repouso.



nesta condição o valor mínimo já não se aproxima de zero como era o caso da condição de limite capilar.

Deve ser levado em conta que apesar da condição de repouso se referenciar à condição na temperatura ambiente, esta é tratada na temperatura do fluido, T_f . Isso se deve à facilidade oferecida para os cálculos durante a avaliação dos critérios apresentados nas desigualdades 3.35 e 3.36. Essa análise é realizada fazendo uso dos volumes ocupados pela fase líquida nas regiões do condensador e do evaporador, juntamente com a fração volumétrica que se pretende inserir no tubo de calor. Assim, a área e os volumes de líquido que ocupam as regiões do condensador e do evaporador na condição de repouso são definidos, respectivamente, por

$$A_{L;r} = \frac{V_{L;in}(T_f)}{L_T} \quad (3.32)$$

$$V_{L;C;r} = A_{L;r}L_C \quad (3.33)$$

$$V_{L;E;r} = A_{L;r}L_E \quad (3.34)$$

onde o valor de $V_{L;in}(T_f)$ é fornecido pela equação 3.31 a partir da fração volumétrica escolhida, devendo ser atualizado seu valor para a temperatura do fluido de trabalho, T_f . Os subscritos C , E e r se referem à condensador, evaporador e repouso, respectivamente.

A solução é obtida de forma semelhante àquela apresentada para a condição de limite capilar, subseção 3.1.2. Porém, neste caso a condição de parada não é mais o raio mínimo e o comportamento do tubo de calor está sendo avaliado para uma determinada quantidade de fluido através de um valor de fração volumétrica escolhido para análise.

Na solução da equação 3.25 são contabilizados os volumes ocupados por cada volume de controle em cada seção. Na condição normal de operação

o critério de convergência utilizado foi que a diferença entre o volume de líquido ocupado no estado de repouso, $V_{L,in}(T_f)$, e o volume ocupado pela soma dos volumes de controle, V_L , fosse menor que 0,01 %,

$$\frac{V_L - V_{L,in}(T_f)}{V_{L,in}(T_f)} < 0,01 \% \quad (3.35)$$

sendo o valor do V_L fornecido pela equação 3.30.

Durante a operação do tubo de calor ocorre acúmulo de líquido no condensador e redução no evaporador, sendo que a variação em módulo da quantidade de fluido deve ser a mesma em ambas as regiões. Assim, juntamente com o critério de convergência, a soma das variações da massa ocupada pelo fluido entre o estado de repouso e o estado de operação nas regiões do condensador e do evaporador deve ser nula. Para cumprir essa condição, considerou-se que a soma das variações do volume ocupado pelo líquido entre o estado de repouso e o estado de operação nas regiões do condensador e do evaporador fosse menor que $0,001 \text{ mm}^3$, ou seja,

$$|\Delta V_{L,C} + \Delta V_{L,E}| < 0,001 \text{ mm}^3 \quad (3.36)$$

sendo as variações dos volumes obtidas por

$$\Delta V_{L,C} = \sum_{i=1}^{n_C} V_{L,i} - V_{L,C;r} \quad (3.37)$$

$$\Delta V_{L,E} = \sum_{i=n_C+1}^n V_{L,i} - V_{L,E;r} \quad (3.38)$$

onde n_C é o número de volumes de controle correspondente à região do condensador. Por simplicidade a massa da fase vapor foi desconsiderada, já que ela representa menos de 0,1 % da massa da fase líquida.

O critério de convergência 3.35 indica que a quantidade de fluido que está presente no interior do tubo de calor durante a aplicação de potência deve ser a mesma quantidade presente durante a condição de repouso.

A condição da desigualdade 3.36 indica que a quantidade de líquido que aumenta na região do condensador deve ser igual à quantidade que diminui na região do evaporador, respeitando a tolerância utilizada nos cálculos.

3.2 DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA NA PLACA DE ESCOAMENTO

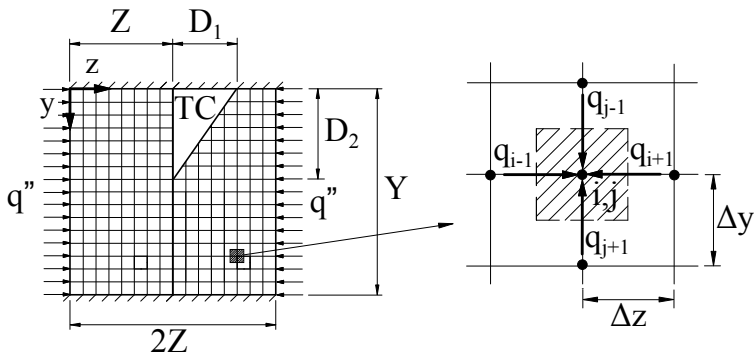
Uma das formas de melhorar o desempenho de uma célula a combustível é através da redução do gradiente de temperatura no seu interior. Como consequência, tem-se aumento da área ativa do MEA que opera em um intervalo de temperatura preferencial. Essa redução aliada com o gerenciamento térmico adequado, o qual garante a temperatura predeterminada de projeto e facilita as reações químicas dos gases reagentes, eleva o rendimento da célula.

Nas figuras 3.1 e 3.2 foi representada a proposta de integração do sistema de arrefecimento na célula. A disposição dos tubos de calor nas placas de escoamento é função da eficiência da célula (a qual fornece o valor de potência que deve ser dissipada), do desempenho dos tubos de calor e das características da placa de escoamento. Assim, um modelo matemático para estimar a distribuição da temperatura no interior da célula e auxiliar no projeto do sistema de arrefecimento se faz necessário.

O domínio utilizado para determinar a distribuição da temperatura na seção transversal da placa de escoamento perpendicular ao eixo do tubo de calor é proposto conforme mostrado na figura 3.14, onde a região quadriculada representa as placas de escoamento englobando juntamente os canais dos gases reagentes e q'' é o fluxo de calor gerado pelas células adjacentes. A região triangular compreende a metade do tubo de calor (TC). As dimensões D_1 e D_2 se referem às dimensões externas do tubo de calor, conforme apresentado na figura 3.3.

As faces alinhadas com o eixo z foram consideradas adiabáticas devido

Figura 3.14: Domínio utilizado para calcular o espaçamento entre tubos de calor.



às condições de simetria no centro do tubo de calor ($y = 0$, onde se encontram os menores valores de temperatura) e no plano correspondente à metade da distância entre os tubos ($y = Y$, onde se encontram os maiores valores de temperatura). Essa região de análise se repete ao longo do eixo z pelas diversas células unitárias que compõem a pilha. Devido à essa repetição, considerou-se que as faces alinhadas com o eixo y recebem o fluxo de calor das células adjacentes.

No intuito de simplificar o modelo, a geometria do tubo foi considerada retangular. Devido à escassez de informações referente aos canais de escoamento dos gases reagentes, eles foram considerados como um sólido, com propriedades iguais às da placa de escoamento.

O problema de transferência de calor associado é resolvido fazendo as seguintes considerações:

- Regime estacionário;
- Condução bidimensional;
- Propriedades constantes;
- Geração interna de calor nula;
- Região do tubo de calor com temperatura igual à temperatura de parede (T_p) do tubo de calor;
- Tubo de calor com perfil retangular;
- Canais de escoamento dos gases com propriedades iguais às da placa de escoamento.

A equação que governa o problema é

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (3.39)$$

sujeita às seguintes condições de contorno:

$$T = T_p \text{ em } 0 < y \leq D_2 \text{ e } Z < z \leq Z + D_1 \quad (3.40)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ em } y = 0 \text{ e } 0 \leq z \leq 2Z \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ em } y = Y \text{ e } 0 \leq z \leq 2Z \quad (3.42)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} = \dot{q}'' \text{ em } z = 0 \text{ e } 0 \leq y \leq Y \quad (3.43)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} = \dot{q}'' \text{ em } z = 2Z \text{ e } 0 \leq y \leq Y \quad (3.44)$$

onde k é a condutividade térmica da placa de escoamento.

A distribuição de temperatura na interface da célula a combustível foi obtida pelo método de diferenças finitas, o qual é amplamente difundido na literatura, podendo ser encontrado em Incropera e DeWitt (2003). A solução das equações foi realizada com o auxílio do *software* Engineering Equation Solver (EES), versão 9.554.

No domínio avaliado, os valores de menor temperatura são encontrados na região ocupada pelo tubo de calor, enquanto que o maior valor de temperatura é localizado em $y = Y$ e $z = 0$, sendo denominado de temperatura máxima, $T_{máx} = T(Y, 0)$.

Através da variação de Y são obtidas as máximas diferenças de temperatura na placa de escoamento, dada pela equação 3.45. Com o conhecimento desses valores, os tubos de calor são dispostos conforme a diferença de temperatura considerada aceitável no projeto.

$$\Delta T_{máx} = T(Y, 0) - T_p \quad (3.45)$$

Uma das formas de se expressar o desempenho de uma célula a combustível é através da eficiência eletroquímica,

$$\eta_{el} = \frac{n_e F E}{\Delta G^0} = \frac{E}{E^0} \quad (3.46)$$

sendo n_e o número de elétrons, F a constante de Faraday, ΔG^0 a variação da energia livre de Gibbs padrão, E o potencial elétrico da célula e E^0 o potencial elétrico padrão.

O valor de E é medido diretamente na célula unitária ou, então, diretamente na pilha. Neste último, para utilizá-lo na equação 3.46, ele deve ser dividido pelo número de células unitárias ligadas em série. Para a reação entre o hidrogênio e o oxigênio, equação 2.3, $E^0 = 1,229$ V.

Em uma pilha, cada célula unitária gera um potencial elétrico particular. Consequentemente, o fluxo de calor gerado também é específico de cada célula. Por isso, o \dot{q}'' apresentado na figura 3.14 e nas condições de contorno 3.43 e 3.44 é tratado como um valor médio referente ao fluxo de calor gerado por cada célula unitária, \bar{q}'' , que é fornecido por

$$\bar{q}'' = \frac{\bar{\dot{q}}_{t\acute{e}rmica}}{\bar{A}_{ativa}} \quad (3.47)$$

onde $\bar{\dot{q}}_{t\acute{e}rmica}$ é a média da potência térmica que deve ser administrada para fora de cada uma das células unitárias e \bar{A}_{ativa} corresponde à área média ativa delas onde está sendo gerada a corrente elétrica.

A potência térmica média está diretamente associada ao rendimento da pilha, e, de forma prática, pode ser aproximada por

$$\bar{q}_{t\acute{e}rmica} = (1 - \eta_{el}) \bar{q}_{el\acute{e}trica} \quad (3.48)$$

onde $\bar{q}_{el\acute{e}trica}$ representa a média da potência elétrica gerada pelas células unitárias, sendo obtida pelo produto dos valores da tensão (potencial elétrico) e da corrente elétrica, os quais podem ser medidos diretamente na pilha.

Para o correto desempenho do sistema de arrefecimento se faz necessário conhecer a potência que cada tubo de calor deve retirar da célula (\dot{q}_{TC}), a qual é fornecida pela equação 3.49. Esse valor é obtido com o uso do fluxo de calor médio e da região de simetria que cada tubo de calor é responsável, chamada de área de atuação do tubo de calor, A_{TC} . Essa área está localizada no plano xy , compreendendo o espaçamento entre tubos, $2Y$, e o comprimento da área ativa na direção x , L_x .

$$\dot{q}_{TC} = \bar{q}'' A_{TC} = \bar{q}'' 2YL_x \quad (3.49)$$

4 ESTUDO EXPERIMENTAL

O sistema de arrefecimento da célula proposto compreende um conjunto de tubos de calor montados em paralelo. No intuito de manter a compactidade e garantir melhor desempenho do sistema de arrefecimento, optou-se por não utilizar região adiabática, integrando-se a região do evaporador no interior da célula a combustível e o condensador externamente à ela. Porém, somente testes individuais dos tubos de calor foram realizados.

Tubos de aço inoxidável 316L com diâmetro externo de 1/8 in (3,175 mm) e espessura de 0,25 mm foram conformados em uma matriz previamente projetada e fabricada, proporcionando-lhes uma seção transversal de aparência triangular. Em seguida foram submetidos a um processo de limpeza em uma lavadora ultrassônica Odontobras 2840D. Nas etapas seguintes, foram evacuados usando uma bomba de vácuo Edwards E2M18, carregados com água deionizada e selados. A fabricação dos tubos de calor contou com o apoio do Laboratório de Ciências Térmicas, LabTermo/UFSC.

Externamente à região do evaporador, um tubo de cobre foi montado com o intuito de facilitar a fixação dos termopares e a montagem de um resistor elétrico. O espaço entre o tubo de cobre e o tubo de aço inoxidável foi preenchido com estanho. Em seguida foram realizados furos que atravessam a espessura do cobre e do estanho para inserir os termopares conforme é apresentado na figura 4.1.

Figura 4.1: Representação da seção transversal da região do evaporador.

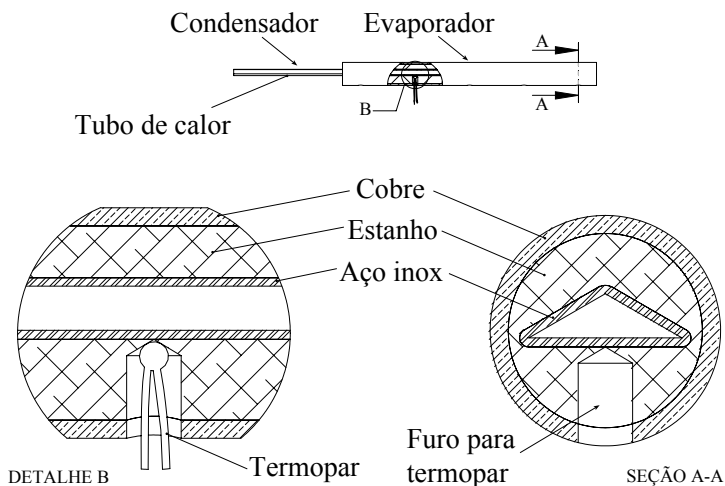
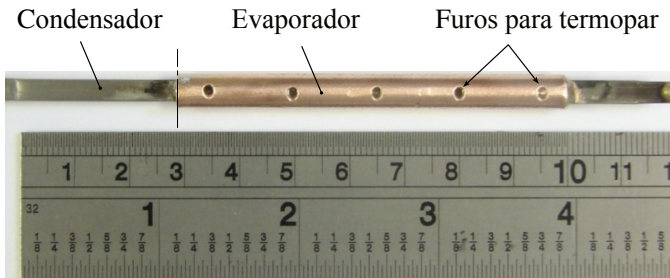


Figura 4.2: Fotografia de um tubo de calor antes da instrumentação.



Nas figuras 4.2 e 4.3 são apresentadas fotos dos protótipos antes e depois de instrumentados. Importante salientar que os fios dos termopares foram cuidadosamente posicionados e fixados de modo que não entraram em contato com o tubo de cobre e nem com o resistor elétrico, sendo fixados nos furos através de silicone adequado para os níveis de temperatura experimentados ($< 200\text{ }^{\circ}\text{C}$).

A bancada experimental era composta basicamente por uma fonte de potência de corrente contínua que fornecia potência para aquecimento do tubo de calor, no qual estavam dispostos termopares do tipo T que enviavam a informação para o sistema de aquisição de dados Agilent modelo 34970A, e este, por sua vez, transmitia a um computador. A figura 4.4 apresenta uma fotografia do aparato experimental.

Figura 4.3: Fotografia de um tubo de calor instrumentado.

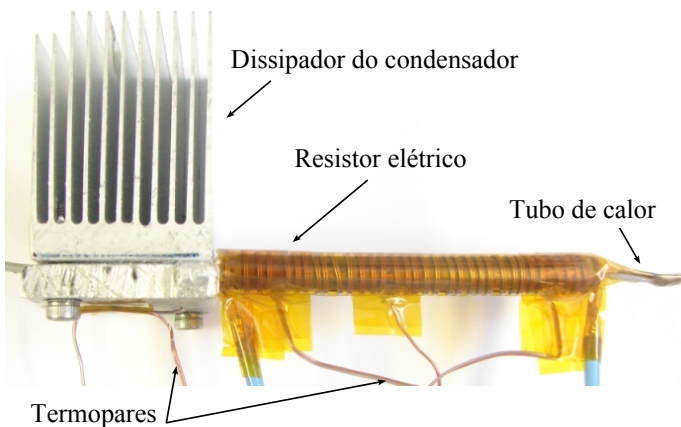
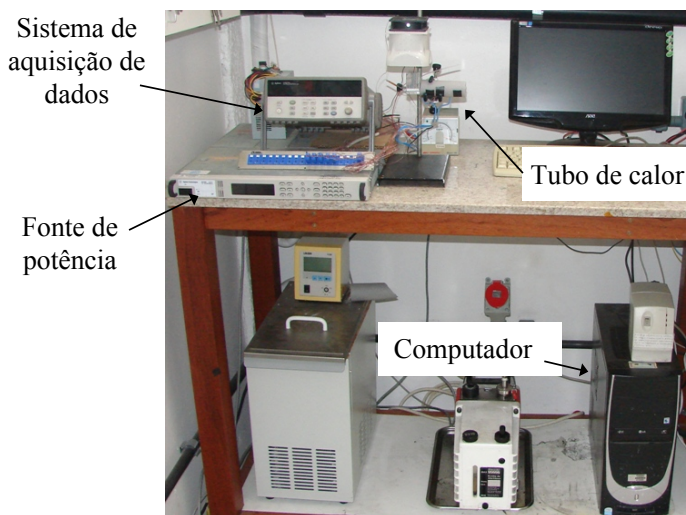


Figura 4.4: Fotografia do aparato experimental.

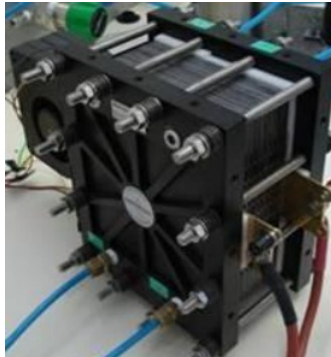
Ventiladores projetados para microprocessadores e dissipadores aletados foram utilizados para remoção do calor na região do condensador.

Um fio de constantan foi utilizado como resistor elétrico para fornecer calor à região do evaporador do tubo de calor através da aplicação de potência com uma fonte Agilent modelo N6700B. O resistor foi enrolado em forma espiral cuidadosamente sobre a superfície do cobre, de forma que não entrasse em contato com os termopares. A seção do evaporador foi isolada com uma camada de fibra de vidro e uma camada de polietileno expandido da Polipex.

Uma célula a combustível produzida pela Electrocell, e que está em operação no LabCET, foi utilizada como referência neste trabalho. A figura 4.5 apresenta uma fotografia da mesma. Trata-se de uma célula do tipo PEM, composta por dez células unitárias montadas em série para formar a pilha. Segundo o fabricante, cada célula unitária tem área ativa de 100 cm^2 e a pilha pode fornecer 200 W de potência elétrica.

Experimentos iniciais mostraram que a pilha foi capaz de produzir 183 W de potência elétrica, com densidade de corrente de $0,25 \text{ A/cm}^2$ na temperatura de operação de $70 \text{ }^\circ\text{C}$ (NUNES, 2011). A eficiência eletroquímica obtida foi 60% . Porém, testes com maiores densidades de corrente ainda são necessários, conseguindo-se assim gerar toda a curva de polarização da célula. Isso ajudará na caracterização da célula, possibilitando conhecer melhor seu desempenho.

Figura 4.5: Fotografia da célula de 200 W em operação no LabCET.



A potência está diretamente relacionada ao aumento na densidade da corrente imposta, partindo de zero até um valor máximo. A partir deste valor, ocorre a redução da potência enquanto a densidade de corrente aumenta. Diferentemente, o potencial elétrico entregue pela célula parte de um valor máximo e diminui na medida em que a carga aumenta, sendo a eficiência eletroquímica diretamente proporcional ao potencial, conforme a equação 3.46. Assim, considerando-se os 200 W de potência, conforme fornecido pelo fabricante, a eficiência da célula a combustível foi estimada em 50 %.

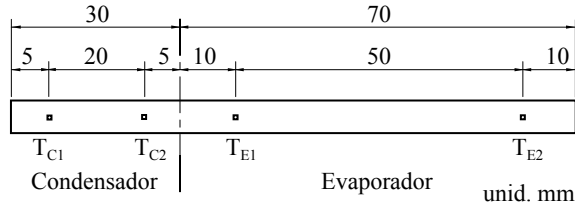
4.1 CONFIGURAÇÃO DOS EXPERIMENTOS

Diversos tubos de calor foram testados a fim de se conhecer seu comportamento e capacidade de transporte de calor em temperaturas abaixo de 90 °C. Neste trabalho são apresentados os resultados correspondentes de dois tubos de calor.

Os testes foram realizados aplicando potência a partir de 2 W com incremento de 1 e 2 W, até que a temperatura do evaporador atingisse 90 °C. Cada tubo foi testado no mínimo 4 vezes, com o intuito de reduzir as incertezas experimentais. Testes de condução foram realizados nos tubos de calor, nos quais não se utilizou fluido do trabalho. Os tubos também foram carregados e testados com água deionizada, com fração volumétrica de 20 %. No tubo de calor número 1 essa quantidade correspondeu à 60 μL ($60 \times 10^{-9} \text{ m}^3$), enquanto que no tubo de calor número 2 resultou em 64 μL . Essa quantidade foi escolhida por estar um pouco acima daquela prevista para alcançar o limite capilar ($FV \approx 19 \%$), como está aprestado na subseção 5.1.1.

O posicionamento dos termopares montados nos tubos de calor está representado na figura 4.6. O tubo de calor número 1 não recebeu o termopar T_{C1} , enquanto que no tubo número 2 os quatro termopares foram instalados.

Figura 4.6: Posicionamento dos termopares na superfície dos tubos de calor.



4.2 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS MEDIDOS

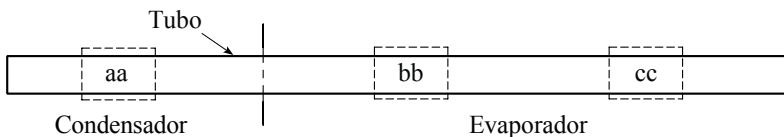
Com o intuito de estimar os parâmetros geométricos dos tubos de calor utilizados, doze amostras de tubos foram avaliadas. Primeiramente, quatro tubos com as mesmas dimensões foram conformados na matriz e em seguida cortados em uma serra com disco de diamante. Conforme mostra a figura 4.7, três amostras foram obtidas de cada tubo (*aa*, *bb* e *cc*). Isso possibilitou seis faces para análise em cada um, totalizando 24 faces avaliadas.

As amostras foram separadas, respeitando-se as regiões e a orientação, e passaram pelos processos de embutimento a frio, lixamento e polimento, resultando nos três conjuntos mostrados na figura 4.8.

Todas as amostras foram fotografadas com microscópio Leica modelo DM4000-M com ampliação de 16 vezes. O *software* SolidWorks 2010 foi utilizado para estimar os raios laterais e os ângulos de abertura de todas as 24 faces. Entre as figuras B.1 e B.4, do apêndice B, pode ser observado como foram obtidas essas medidas.

Durante a análise das imagens provenientes do microscópio, trincas

Figura 4.7: Representação das regiões cortadas.



foram constatadas. Todas as trincas estavam localizadas na região *aa*, sendo visualizadas em três das quatro amostras. Uma das trincas encontradas está destacada na figura 4.9. O mesmo problema foi constatado durante os testes de estanqueidade. A figura 4.10 mostra uma fotografia de um tubo de calor que apresentou vazamento durante o teste. Infelizmente, diversos tubos foram fabricados antes de serem constatados tais defeitos, conseqüentemente foram descartados.

As incertezas experimentais foram estimadas com um intervalo de confiança de 95 %, segundo BIPM *et al.* (2003). Foram estimadas as incertezas relacionadas com as potências aplicadas, com as temperaturas medidas, com os parâmetros geométricos medidos e com o número de experimentos realizados. O desenvolvimento desta análise está apresentado no Apêndice D.

Figura 4.8: Fotografia das amostras embutidas.

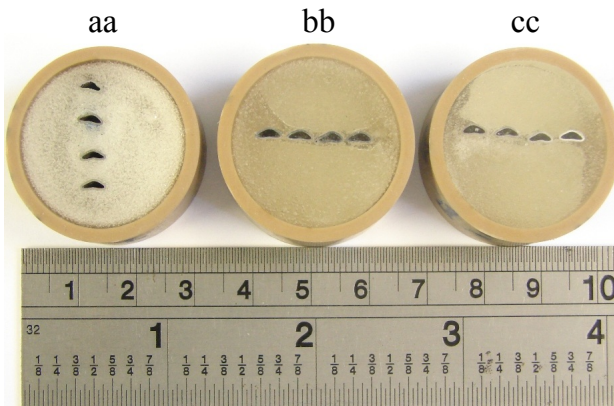


Figura 4.9: Visualização de uma trinca na região *aa*.

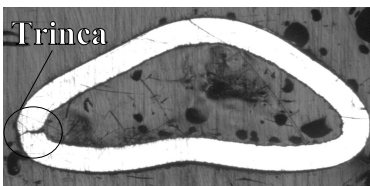


Figura 4.10: Fotografia durante um teste de estanqueidade.



5 RESULTADOS

Dois modelos matemáticos foram apresentados no capítulo 3. Uma análise hidrodinâmica para estimar o comportamento do tubo de calor em diferentes condições de operação e um modelo de transferência de calor bidimensional para estimar a disposição dos tubos de calor. Testes foram realizados para avaliar o comportamento térmico dos tubos de calor.

5.1 RESULTADOS TEÓRICOS

A solução das equações apresentadas no capítulo 3 foi obtida com o auxílio do *software* Engineering Equation Solver (EES) versão 9.554, o qual também forneceu as propriedades do fluido de trabalho utilizado.

As condições utilizadas para solucionar o problema foram:

- fluido de trabalho = água;
- $n = 100$ (número de volumes de controle ao longo do eixo x);
- $T_f = 80$ °C (temperatura do fluido de trabalho);
- $\alpha = 30^\circ$ (ângulo de abertura da ranhura);
- $\theta = 0^\circ$ (ângulo de contato entre o líquido e a parede do tubo);
- $L_C = 30$ mm (comprimento do condensador);
- $L_E = 70$ mm (comprimento do evaporador);
- $d_e = 3,175$ mm (diâmetro externo do tubo circular);
- $t = 0,25$ mm (espessura da parede do tubo).

Com isso, o comprimento de cada volume de controle foi $\Delta x = 1$ mm. A temperatura de 80 °C foi utilizada por ser o valor médio do intervalo de temperatura indicado para a PEMFC, entre 70 e 90 °C. O comprimento total obtido foi $L_T = 100$ mm, com diâmetro interno de $d_i = d_e - 2t = 2,68$ mm.

As equações 3.1, 3.2 e 3.3 estão relacionadas com o perímetro interno do tubo circular. Assim, as dimensões internas principais da ranhura foram $C_1 = 1,13$ mm e $C_2 = 1,95$ mm. A área total da ranhura foi $A_T = 1,10$ mm², resultando em um volume interno da ranhura de $V_T = 109,78$ mm³. O raio máximo do menisco foi $r_{m\acute{a}x} = 0,52$ mm. No início do tubo de calor, em $x = 0$, as pressões foram $P_V = 47,4$ kPa e $P_L = 47,3$ kPa, fornecidas pelas equações 3.26 e 3.27, respectivamente. Essa diferença se deve ao raio de curvatura e à tensão superficial do líquido, que proporcionam o bombeamento capilar.

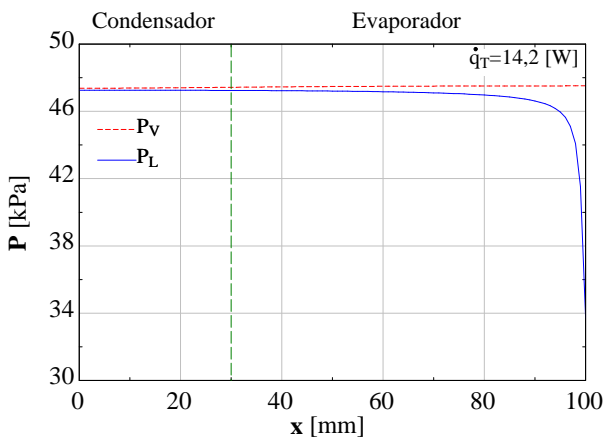
Importante destacar que o desenvolvimento dessas equações foi deduzido para uma ranhura, assim, os resultados referentes à algumas variáveis do tubo de calor necessitaram ser multiplicados por dois. A partir disso, os critérios de convergência foram aplicados para as condições avaliadas.

5.1.1 Condição de limite capilar

Na condição de limite capilar, conforme a equação 3.28, o critério de convergência utilizado foi $r_{\min} = 0,02r_{\max}$, resultando em $r_{\min} = 0,01$ mm. Assim, aplicando-se o modelo proposto, o tubo de calor foi capaz de dissipar a potência de até 14,2 W, quando atingiu o limite capilar. A quantidade de líquido presente no interior do tubo de calor foi obtida através da soma dos volumes de controle, resultando em uma fração volumétrica de 18,7 %, conforme equação 3.31.

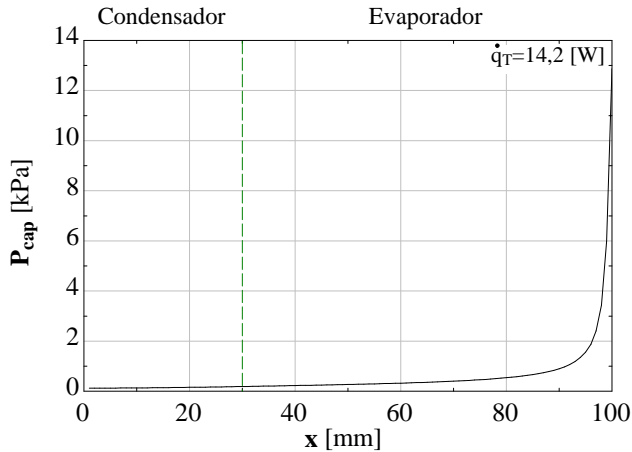
A distribuição de pressão de ambas as fases ao longo do tubo de calor (TC) foi obtida a partir da equação 3.26 e das condições de contorno 3.17, 3.26, 3.27 e 3.28, sendo apresentada na figura 5.1. A linha vertical tracejada posicionada em $x = 30$ mm representa o final do condensador e o início do evaporador. É observado que em ambas as fases existe perda de carga conforme o fluido se movimenta ao longo do tubo de calor, ou seja, para o vapor ao se deslocar do evaporador ao condensador devido ao gradiente de temperatura¹, e para o líquido ao se deslocar do condensador ao evaporador devido à ação capilar. A perda de carga é devida à tensão de cisalhamento que existe entre o fluido e a superfície interna do tubo. Observa-se que na fase líquida ocorre a maior perda de carga. Isso se deve ao recesso do menisco, que causa a redução da área transversal e do perímetro do líquido. Dita redução atua como uma restrição à passagem do líquido.

Figura 5.1: Comportamento das pressões ao longo do TC.



¹Embora pequeno, sempre existe um gradiente de temperatura ao longo do tubo de calor. Porém, no presente estudo todo o fluido foi considerado na temperatura T_f .

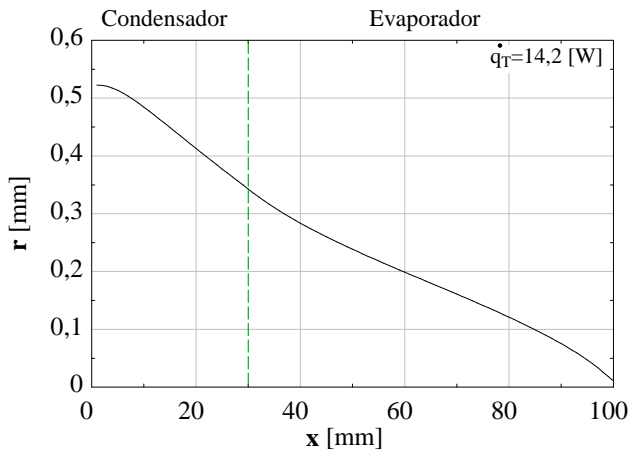
Figura 5.2: Pressão capilar ao longo do TC.



As diferenças entre as pressões do vapor e do líquido, apresentadas na figura 5.1, são as pressões capilares (P_{cap}) existentes em cada volume de controle avaliado. Com isso, foi traçada uma curva da pressão capilar no interior do tubo de calor, conforme apresenta a figura 5.2. Percebe-se que na extremidade do evaporador, onde ocorre a maior perda de carga na fase líquida, está ocorrendo o maior bombeamento capilar. Isso ocorre porque o raio do menisco assume seus menores valores nessa região.

A figura 5.3 apresenta a variação do raio do menisco ao longo do tubo de calor quando a condição de limite capilar é atingida a 80°C , sendo obtida através da equação 3.27. Percebe-se que o seu comportamento não é linear. O valor máximo do raio, $r_{m\acute{a}x}$, está localizado no início do condensador, $x=0$. Devido à pressão capilar o líquido se desloca em direção ao evaporador. A tensão cisalhante entre a parede do tubo e o líquido produz perda de carga, a qual, por sua vez, faz com que o raio do menisco diminua até alcançar seu valor mínimo, $r_{m\acute{i}n}$, na extremidade do evaporador ($x = L_T$). Próximo do final do evaporador existe um ponto de inflexão. Desse ponto em diante ocorre redução mais acentuada do raio. Isso está associado com a perda de carga do fluido nessa região juntamente com a menor quantidade de líquido. Assim, a extremidade está quase seca e o tubo de calor está operando próximo do colapso. Na prática, essa condição deve ser evitada, a fim de prevenir a falta de líquido no evaporador, o que por sua vez promove o superaquecimento da parede do tubo já que não há mais fluido para retirar calor através da mudança de fase. Digno de nota é que caso não fosse atingido o limite capilar, na região do condensador o raio teria comportamento semelhante, porém na extremi-

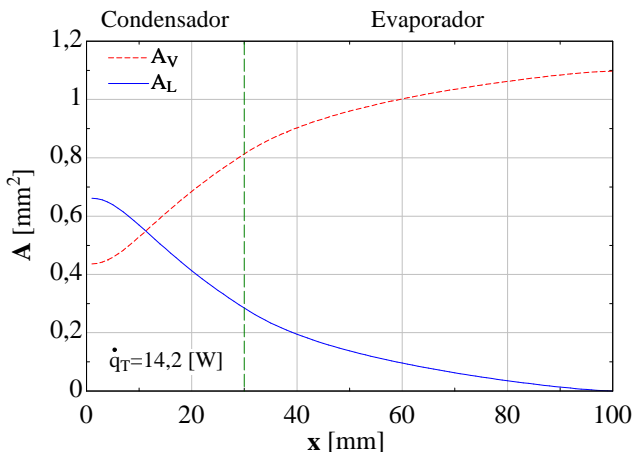
Figura 5.3: Comportamento do raio do menisco ao longo do TC.



dade do evaporador o raio estaria mais estável, não tendendo ao colapso da calota de líquido e, conseqüentemente, à secagem do tubo de calor.

A distribuição das fases líquida e vapor no interior de uma ranhura foi obtida através das equações 3.9 e 3.11 e está apresentada na figura 5.4. É possível observar a quantidade reduzida de líquido na extremidade do evaporador, favorecendo ao aumento da perda de carga.

Figura 5.4: Áreas de líquido e de vapor ao longo de uma ranhura.



Através das equações 3.13 e 3.14 foram obtidos os comportamentos dos perímetros de ambas as fases ao longo de uma ranhura, conforme mostra a figura 5.5. Considerando-se todo o comprimento da ranhura, percebe-se que o perímetro de líquido tem a maior variação, aproximadamente o dobro do perímetro de vapor. O comportamento do diâmetro hidráulico de cada fase está diretamente associado aos respectivos perímetros e áreas, como pode ser observado na figura 5.6.

Figura 5.5: Variação do perímetro ao longo de uma ranhura.

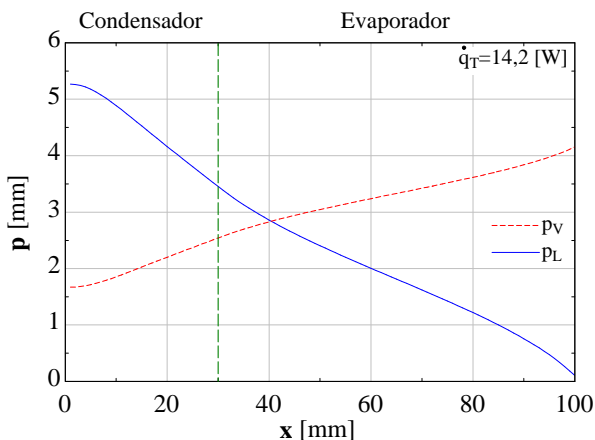
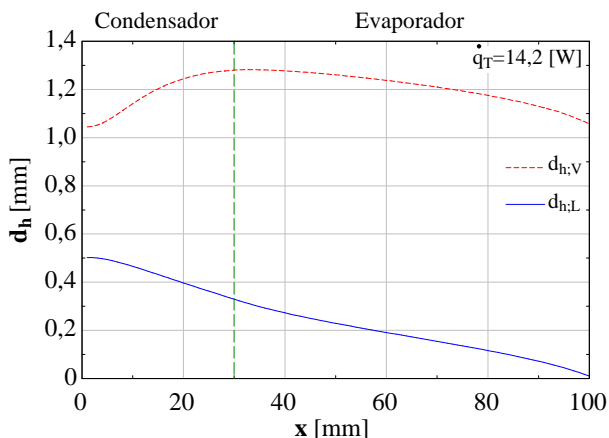


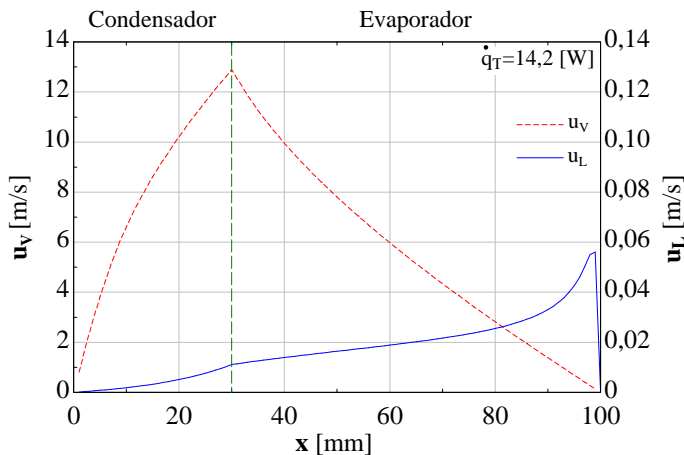
Figura 5.6: Variação do diâmetro hidráulico ao longo do TC.



A figura 5.7 apresenta os perfis de velocidades das fases líquida e vapor ao longo do tubo de calor. As curvas foram obtidas através da equação 3.19. Nas extremidades do tubo não existe movimento do fluido. A velocidade do vapor é duas ordens de grandeza maior que a do líquido, pois, do balanço de massa, ambas as vazões mássicas são iguais em qualquer ponto do TC, porém com sinais opostos. Devido ao contínuo processo de evaporação a velocidade do vapor aumenta desde a extremidade do evaporador até alcançar seu máximo, na interface entre o condensador e evaporador ($x = 30$ mm). Então, conforme o calor é rejeitado no condensador o fluido condensa e a velocidade diminui. A hipótese de que o calor aplicado na região do evaporador e rejeitado no condensador está uniformemente distribuído foi considerada, juntamente com a hipótese de que a vazão mássica varia de forma linear com valores nulos nas extremidades e máximo na interface entre o condensador e o evaporador. No caso do líquido a velocidade aumenta continuamente no sentido crescente do eixo x por causa da contínua redução de líquido nesse sentido, atingindo o seu máximo próximo da extremidade do evaporador, caindo à zero em $x = 100$ mm. No final do evaporador a área de líquido está muito próxima de zero, por isso o aumento na velocidade é mais acentuado.

A hipótese de escoamento incompressível foi verificada fazendo uso do número de Mach (Ma), que é determinado pela equação 5.1, onde o denominador corresponde à velocidade do som do vapor, sendo c_p o calor específico a pressão constante, c_v o calor específico a volume constante, T_f a temperatura do fluido em kelvin e R_V a constante do vapor obtida pela razão

Figura 5.7: Perfis de velocidades ao longo do TC.



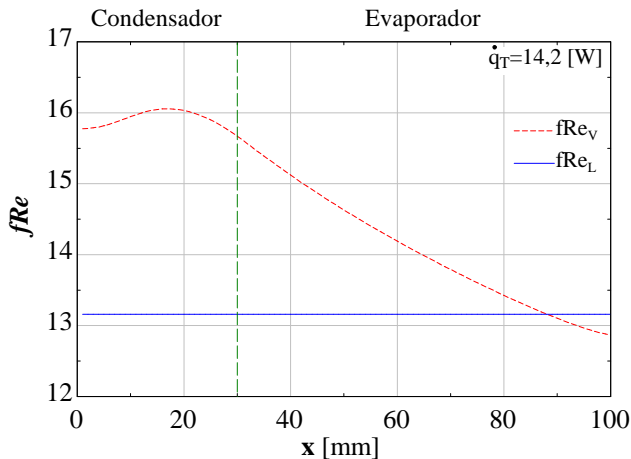
entre a constante universal dos gases e a massa molar da água. O vapor d'água foi considerado um fluido ideal. O critério comumente utilizado para aceitar essa hipótese é $Ma < 0,3$. Assim, utilizando-se a velocidade máxima do vapor ($u_V \approx 13$ m/s) se obtém $Ma = 0,03$, validando-se a hipótese utilizada.

$$Ma = \frac{u_V}{\sqrt{\frac{c_p}{c_v} T_f R_V}} \quad (5.1)$$

O produto fRe foi determinado através do modelo proposto por Etemad e Bakhtiari (1999), cuja solução é descrita no Apêndice A. A figura 5.8 mostra os resultados obtidos do fRe para ambas as fases. Dados da literatura mostram que o fRe de um triângulo equilátero é 13,3 e de um círculo é 16. No caso do líquido o canal se aproxima de um triângulo isósceles, resultando em $fRe_L = 13,2$, enquanto que o canal de vapor tem a forma variável, aproximando-se de um círculo em $x = 0$, com $fRe_V = 15,8$, e de um triângulo isósceles em $x = L_T$, com $fRe_V = 12,9$. Portanto, é visível a concordância do modelo utilizado.

Conforme apresentado no Apêndice A, o modelo foi baseado nos seguintes parâmetros: área ocupada pelo fluido (A_k), área baseada no diâmetro hidráulico ($A_{d_{h,k}}$), diâmetro hidráulico ($d_{h,k}$) e diâmetro inscrito ($d_{insc,k}$). Este último representa o maior diâmetro que pode ser inscrito dentro do canal em que cada fase escoar. Em ambas as fases, considerou-se como canal de escoamento a própria área da seção transversal da fase. Na fase líquida, con-

Figura 5.8: Comportamento do produto fRe_k ao longo do TC.

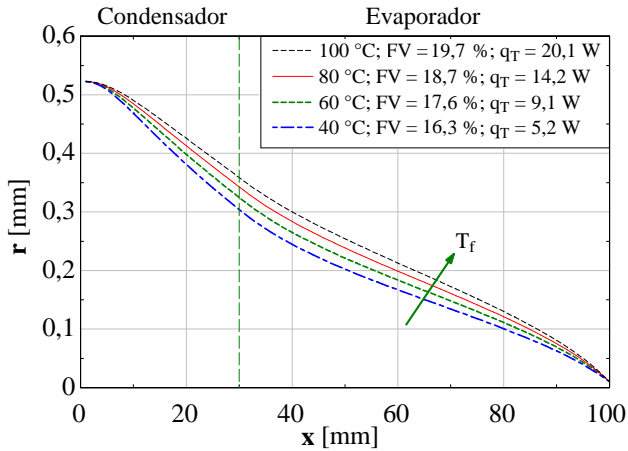


forme comentado anteriormente, a área diminui ao longo do tubo de calor a partir de $x = 0$. Isto faz com que o $d_{msc:L}$ também diminua. Porém, os outros parâmetros do líquido diminuem na mesma proporção, resultando em um fRe_L constante. Na medida em que a área de líquido diminui, o canal de escoamento da fase vapor (A_V) aumenta. Entretanto, o diâmetro inscrito do vapor ($d_{msc;V}$) mantém um valor fixo em todo o comprimento do tubo e, devido à consideração de que o ângulo de contato (θ) entre o líquido e a parede interna do tubo é zero, o raio inscrito é igual ao valor do raio máximo ($r_{máx}$). Assim, no caso do vapor, os parâmetros não variam de forma proporcional, o que resulta em um fRe_V único para cada um dos n volumes de controle.

Importante ressaltar que apesar do fRe_V variar ao longo do tubo e possuir valores mais elevados, associado ainda às maiores velocidades de escoamento do vapor do que a fase líquida, a maior perda de carga ocorre na fase líquida. Através da equação 3.25 se observa que a variação do diâmetro hidráulico tem maior influência sobre a perda de carga do que os outros parâmetros. No caso em estudo, o diâmetro hidráulico do vapor teve um comportamento característico, com valores crescentes desde o início do condensador até um máximo próximo da interface entre o condensador e evaporador, a partir do qual diminui até o final do tubo. No caso do líquido, partiu de um máximo no início do condensador e diminuiu continuamente até próximo de zero, conforme observado na figura 5.6, o que proporcionou elevada perda de carga no líquido na extremidade do evaporador. Por isso, o gradiente de pressão na fase vapor pode ser considerado desprezível quando comparado ao da fase líquida.

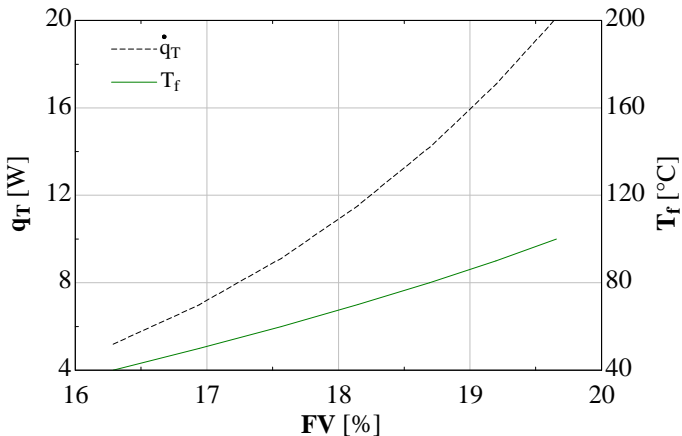
Conhecer o comportamento do tubo de calor em outras temperaturas também é de interesse prático. Por isso, a condição de limite capilar também foi avaliada considerando as temperaturas de 40, 60 e 100 °C, porém, sem alterar os outros parâmetros, as condições de contorno e o critério de convergência. Como observado na figura 5.9 a capacidade de transporte de calor é fortemente dependente da temperatura e da fração volumétrica (FV). Essa figura mostra o comportamento do raio do menisco ao longo do tubo de calor para cada temperatura escolhida, variando entre $r_{máx}$ e $r_{mín}$, sendo apresentados os correspondentes valores da FV e da potência alcançada. Observa-se que, apesar da grande variação da temperatura, os perfis dos raios são muito semelhantes. À temperatura mais baixa, o tubo de calor conseguiu dissipar 5,2 W quando atingiu o limite capilar, requerendo uma FV de 16,3 %. Neste caso o raio do menisco teve os menores valores ao longo do tubo de calor. Conforme a temperatura foi aumentada, a potência dissipada aumentou, mas isso requereu maior quantidade de fluido de trabalho. Por isso, os valores do raio do menisco ao longo do tubo de calor foram maiores nas temperaturas mais elevadas.

Figura 5.9: Influência da temperatura sobre o raio do menisco na condição de limite capilar.



Com o intuito de mostrar a influência da quantidade do fluido presente no interior do tubo de calor, os dados apresentados na figura 5.9 foram organizados deixando a potência dissipada e a temperatura do fluido desejada como função da fração volumétrica, conforme apresentado na figura 5.10. Percebe-se que a potência e a temperatura são muito afetadas por pequenas variações

Figura 5.10: Comportamento do tubo de calor na condição de limite capilar em função da fração volumétrica.



na fração volumétrica. O aumento de 21 % na quantidade de fluido possibilita que o tubo de calor opere em uma temperatura 150 % maior, conseguindo dissipar 287 % a mais de potência do que na temperatura de 40 °C.

Esses resultados mostram a importância do conhecimento prévio de quais condições o tubo de calor estará sujeito, pois uma quantidade de fluido inferior à condição de limite acarretará na secagem do líquido na extremidade do evaporador, e o tubo superaquecerá.

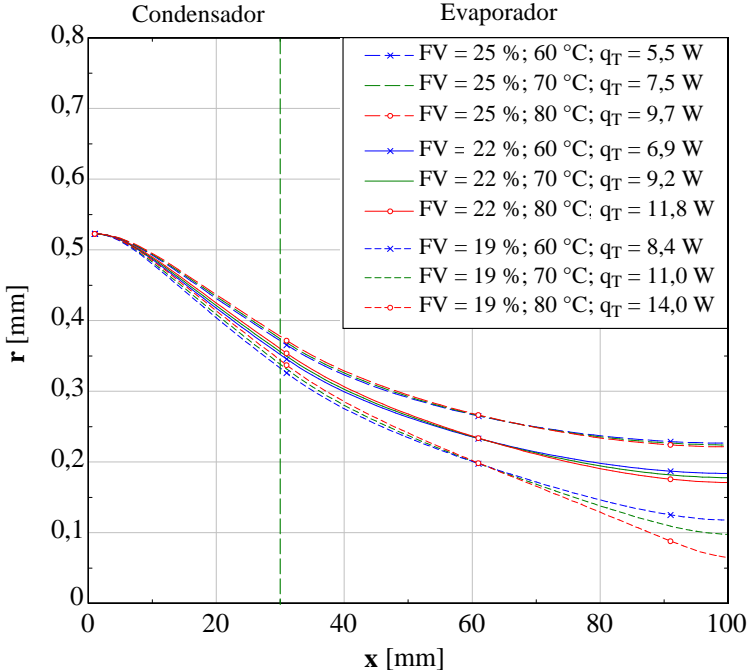
5.1.2 Condição normal de operação

Na subseção anterior foi possível observar como a quantidade de fluido pode influenciar no comportamento do tubo de calor na condição de limite capilar. Porém, de grande importância prática é o conhecimento prévio de como o tubo se comporta em diferentes temperaturas com uma quantidade de fluido fixa, sem que dito limite seja atingido, assim, diz-se que o tubo de calor está na *condição normal de operação*.

Através do modelo hidrodinâmico proposto, juntamente com os critérios de convergência apresentados na subseção 3.1.4, foi possível verificar a influência da temperatura de operação para quantidades fixas de fluido de trabalho. Esse relacionamento está representado pelo comportamento do raio do menisco ao longo do tubo de calor, conforme mostra a figura 5.11. As frações volumétricas de 19, 22 e 25 %, com os níveis de temperatura do fluido de 60, 70 e 80 °C, foram avaliadas. O maior valor obtido de potência foi 14 W, atingido com $FV = 19\%$ e $T_f = 80\text{ °C}$, o qual está muito próximo da condição de limite capilar apresentada anteriormente, na qual o raio do menisco diminui rapidamente na extremidade do evaporador. Porém, com a redução da temperatura, ou o aumento da quantidade de fluido, o raio se torna mais estável. Observa-se que para uma quantidade de fluido fixa, o aumento da temperatura proporciona maior capacidade de transporte de calor. Isso é por causa da redução do raio do menisco na extremidade do evaporador, promovendo maior bombeamento capilar. Analisando-se uma determinada temperatura, 70 °C, por exemplo, quanto maior a quantidade de fluido, menor a capacidade de transporte de calor. Isso se deve aos valores mais elevados que o raio do menisco assume e que pioram o bombeamento capilar do líquido. Visível também é que com o aumento da quantidade de fluido, menos sensível é o raio do menisco às variações de temperatura, e o tubo opera e forma mais estável. Assim, pode-se dizer que a potência dissipada é inversamente proporcional ao inventário de fluido de trabalho para uma dada temperatura, respeitando-se o valor imposto pelo limite capilar. Nota-se ainda uma inversão próxima dos 60 mm nas curvas que compõem cada uma

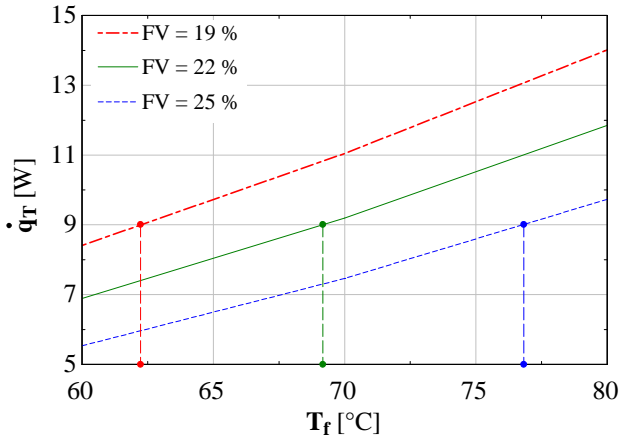
das frações volumétricas apresentadas. A razão para dita inversão ocorrer nessa região ainda está sobre investigação e foge do escopo do presente trabalho.

Figura 5.11: Comportamento do raio do menisco para diferentes FV .



A partir dos resultados presentes na figura 5.11, um comparativo foi realizado entre as três frações volumétricas, deixando a capacidade de transporte de calor em função da temperatura do fluido, como mostra a figura 5.12. Verificou-se que o aumento de 33 % da temperatura do fluido possibilitou um aumento de 67 % da potência para $FV = 19$ %, 72 % para $FV = 22$ % e 76 % para $FV = 25$ %. Entretanto, um aumento de 32 % na fração volumétrica proporcionou uma queda de 34 % na potência dissipada para $T_f = 60$ °C, 32 % para $T_f = 70$ °C e 31 % para $T_f = 80$ °C. Assim, pode-se afirmar que com maiores quantidades de fluido se tem maiores ganhos relativos de potência conforme a temperatura aumenta, e ainda, quanto maior a temperatura, menor é a queda relativa da potência com o aumento da fração volumétrica, nos intervalos avaliados.

Figura 5.12: Influência da temperatura no desempenho do TC para diferentes inventários do fluido de trabalho.



Do ponto de vista de projeto, a figura 5.12 pode ser utilizada na escolha de quanto fluido é necessário para carregar um tubo de calor considerando questões de potência e temperatura. Por exemplo, se o tubo necessitasse transportar 9 W de potência, ele poderia ser carregado com qualquer uma das três opções, ou algum valor entre elas. Porém, caso a temperatura fosse um limitante de projeto, o intervalo de carregamento do tubo se tornaria mais estreito. Conforme observado, para uma potência fixa o tubo opera em uma temperatura única para cada quantidade de fluido, assim, para o exemplo de 9 W, as temperaturas foram 62,2 °C para $FV = 19\%$, 69,2 °C para $FV = 22\%$ e 76,8 °C para $FV = 25\%$, representadas pelas linhas verticais acrescentadas na figura.

Diante do exposto, os resultados teóricos deixaram clara a necessidade do conhecimento prévio de quanto fluido deve ser inserido no tubo de calor para que este não opere de forma indesejada. Importante ressaltar que as temperaturas apresentadas se referem à temperatura do fluido de trabalho. Para o conhecimento da temperatura na superfície externa do tubo de calor, um aprimoramento no modelo matemático deve ser realizado, agregando, por exemplo, a associação de resistências térmicas.

5.1.3 Distribuição de temperatura na placa de escoamento

O segundo modelo matemático foi utilizado para determinar o posicionamento dos tubos de calor na interface entre as placas de escoamento e a distribuição de temperatura nas mesmas.

As condições utilizadas para solucionar o problema foram:

- $T_p = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ (temperatura da parede do tubo de calor);
- $D_1 = 2 \text{ mm}$ (altura do tubo de calor);
- $2D_2 = 4 \text{ mm}$ (largura do tubo de calor);
- $Z = 4 \text{ mm}$ (espessura das placas de escoamento);
- $k_{placa} = 100 \text{ W/(m K)}$ (condutividade térmica da placa de escoamento);
- $\Delta y = \Delta z = 0,4 \text{ mm}$ (espaçamento da malha computacional);
- $\eta_{el} = 50 \%$ (eficiência eletroquímica da célula a combustível);
- $\dot{q}_{elétrica} = 20 \text{ W}$ (potência elétrica gerada);
- $A_{ativa} = 100 \text{ cm}^2$ (área ativa da célula unitária).

Com relação à área de geração de potência, área da membrana polimérica da célula, o seu comprimento foi considerado igual ao comprimento da região do evaporador do tubo de calor ($L_x = L_E = 70 \text{ mm}$). Assim, a altura resultante da membrana foi 142,9 mm. Dividindo-se a potência elétrica gerada pela área ativa resulta em um $\dot{q}'' = 0,2 \text{ W/cm}^2$ para ser removido.

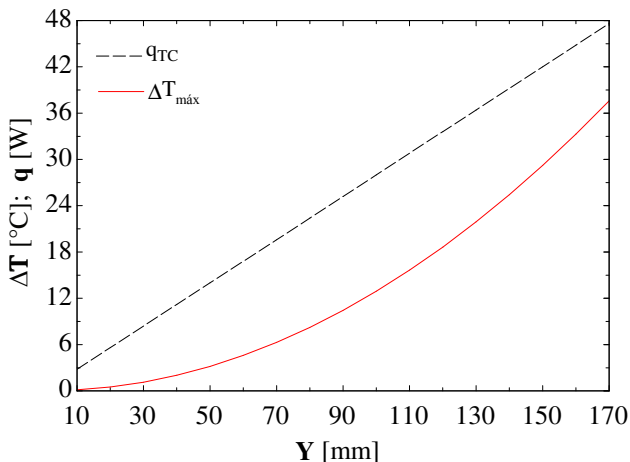
Através da variação da dimensão Y foi possível estimar a variação da temperatura na placa de escoamento². A figura 5.13 mostra o comportamento da diferença de temperatura máxima na placa, $\Delta T_{máx}$, em função da metade do espaçamento entre os tubos de calor, juntamente com os valores da potência que deve ser retirada por cada tubo de calor, \dot{q}_{TC} . Ambas as variáveis aumentam na medida em que a distância entre tubos aumenta. No caso da potência o aumento é linear. No caso da diferença de temperatura, a curva se comporta como um polinômio de grau dois, cujos valores aumentam em uma pequena proporção em relação à Y para espaçamentos pequenos e, conforme o espaçamento é incrementado, dita proporção se torna cada vez mais elevada.

Do ponto de vista do rejeito térmico, pode ser notado que quanto maior for a potência que o tubo de calor suporta, maior será o espaçamento entre eles, e assim, menor será a quantidade de tubos de calor necessários para remover o calor da célula. Do ponto de vista da temperatura, caso o TC suporte elevadas quantidades de calor, o limitante será o gradiente térmico considerado aceitável para garantir bom desempenho à célula, e assim, uma quantidade de tubos de calor maior do que a necessária deverá ser utilizada.

² Y é a metade da distância entre tubos de calor conforme apresentado no capítulo 3.

Portanto, considerando-se a potência total que um conjunto de tubos de calor pode transportar, essa poderá ser um tanto mais elevada que a potência térmica total que deve ser rejeitada, pois os tubos deverão ser espaçados para garantir um pequeno gradiente térmico no interior da célula a combustível.

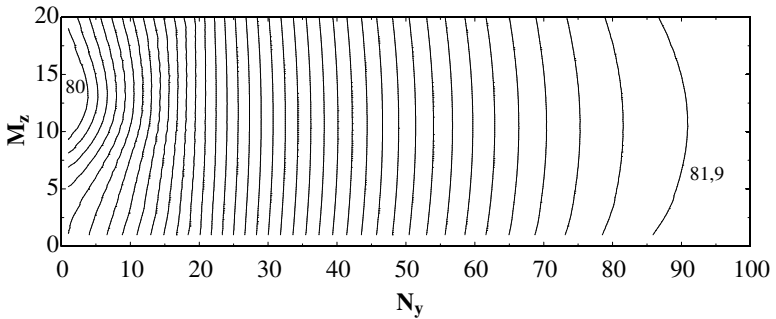
Figura 5.13: Influência de Y sobre a diferença de temperatura e a potência requerida.



A partir dos resultados teóricos referentes ao comportamento dos tubos de calor, um tubo com $FV = 19\%$ operando com temperatura do fluido de trabalho igual a $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ tem a capacidade de transporte de calor de 11 W . Admitindo-se que a temperatura de parede seja igual a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, o máximo espaçamento possível entre os tubos de calor seria $2Y = 78\text{ mm}$, resultando em um $\Delta T_{\max} \approx 2\text{ }^{\circ}\text{C}$. A respectiva distribuição de temperatura na região de simetria das placas de escoamento, conforme apresentado nas figuras 3.2 e 3.14, é apresentada na figura 5.14. A diferença entre as linhas isotermas é de $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. As variáveis N_y e M_z representam os números de nós da malha, correspondentes às direções y e z , respectivamente. A região dos $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ compreende a metade da seção transversal do tubo de calor.

Conforme apresentado em Sohn *et al.* (2005), Kang *et al.* (2009), Sasmito *et al.* (2011) e Sasmito *et al.* (2012), grandes variações de temperatura entre as células unitárias de uma pilha de células a combustível, e ao longo de cada uma delas, diminui o desempenho da pilha. Assim, pode-se afirmar que o gradiente de temperatura estimado foi pequeno quando comparando aos resultados da literatura, considerando-o adequado para o correto funcionamento de uma célula do tipo PEM, sem prejudicar seu desempenho.

Figura 5.14: Isotermas na região de simetria.



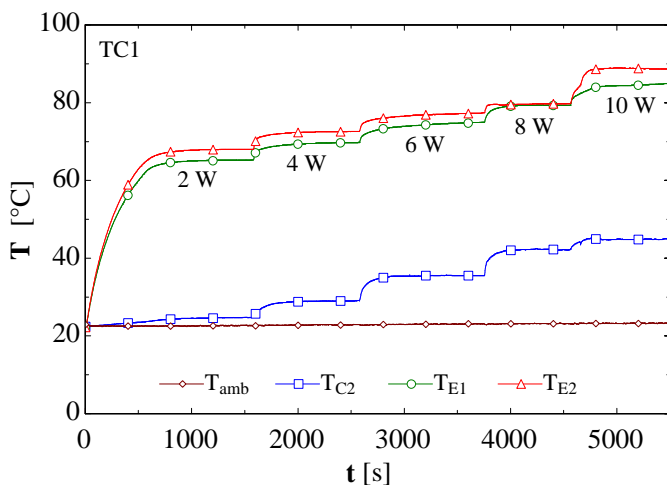
5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Diferentes tubos de calor foram testados em laboratório considerando a temperatura de operação da PEMFC como a condição de parada para o incremento da potência aplicada. Os resultados experimentais relativos a dois tubos de calor são apresentados entre as figuras 5.15 e 5.23. Ambos os tubos foram carregados com fração volumétrica igual a 20 %. Esse valor foi escolhido por estar um pouco acima do valor previsto para o limite capilar. Durante os testes os tubos estiveram posicionados na horizontal.

A figura 5.15 apresenta valores de temperatura medidos na parede do tubo de calor número 1, TC1, durante um dos testes realizados, onde T_{amb} representa a temperatura ambiente e os subscritos $C2$, $E1$ e $E2$ se referem aos posicionamentos dos termopares em 25, 40 e 90 mm partindo do condensador, ou seja, um termopar no condensador (T_{C2}) e dois no evaporador (T_{E1} e T_{E2}), conforme representado na figura 4.6, porém, neste tubo não foi montado o termopar na posição $C1$. A potência foi aplicada em patamares de 2 W até a região do evaporador estabilizar próximo de 90 °C, alcançando 10 W. Analisando a região do evaporador, observa-se que nos níveis iniciais de potência ocorreu uma diferença de temperatura de aproximadamente 3 °C. No patamar de 8 W essa diferença reduziu de forma significativa e aumenta quando incrementado mais 2 W.

Embora desejável o mínimo de variação da temperatura ao longo do evaporador devido sua montagem no interior da célula a combustível, a diferença encontrada pode ser considerada aceitável. Porém, levando em conta a incerteza relacionada com a temperatura (conforme apresentado no Apêndice D, utilizando-se intervalo de confiança de 95 %, foi obtida a incer-

Figura 5.15: Comportamento do TC1 em função do tempo.

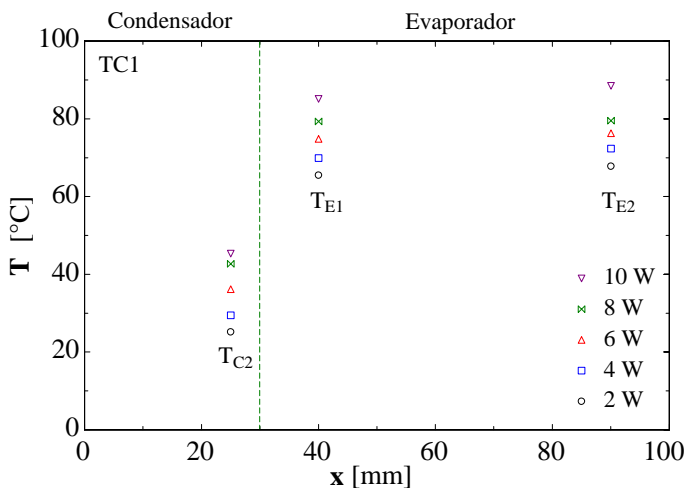


teza expandida de $U_{95} = \pm 2,0 \text{ } ^\circ\text{C}$), não é possível afirmar que exista diferença entre as temperaturas T_{E1} e T_{E2} nos patamares de potência considerados.

A figura 5.16 apresenta os valores médios de quatro testes realizados no TC1. Em cada um dos testes foram utilizados valores médios referentes à 90 medidas de temperatura coletadas em cada um dos patamares, após atingido o regime permanente e antes de cada incremento de potência. Os testes foram realizados em dias diferentes, nos quais a temperatura ambiente variou entre 23 e 24 °C. Nesse caso, a incerteza expandida da temperatura foi $U_{95} = \pm 3,9 \text{ } ^\circ\text{C}$, pois, também estão sendo considerados os efeitos aleatórios existentes entre os dias dos testes realizados.

O segundo tubo de calor, TC2, alcançou 8 W considerando os níveis de temperatura aceitáveis para a PEMFC. A potência foi aplicada a partir de 2 W, com incrementos de 1 W, conforme mostra a figura 5.17. A partir do patamar de 6 W a variação de temperatura na superfície do evaporador se torna um tanto elevada, com valores acima de 4 °C. Dita variação aumenta com o incremento de potência, atingindo aproximadamente 8 °C no patamar de 8 W. Nota-se que mesmo levando em conta a incerteza expandida da temperatura, $U_{95} = \pm 2,0 \text{ } ^\circ\text{C}$, é possível afirmar que $T_{E2} > T_{E1}$, e ainda, considerando-se a diferença entre as temperaturas se verifica que $4 < T_{E2} - T_{E1} < 12 \text{ } ^\circ\text{C}$. Conforme comentado, no sentido de melhorar o desempenho da célula a combustível, é desejável o menor gradiente de temperatura possível no interior da célula, por isso, o limite superior da diferença de temperatura no evaporador pode ser considerado elevado. A causa desse valor elevado pode estar

Figura 5.16: Distribuição da temperatura na parede do TC1.



relacionada com a pré-secagem do líquido na extremidade das ranhuras do tubo.

Os valores médios de dezoito testes realizados no TC2 são apresentados na figura 5.18. Da mesma forma que no TC1, as médias foram calculadas

Figura 5.17: Comportamento do TC2 em função do tempo.

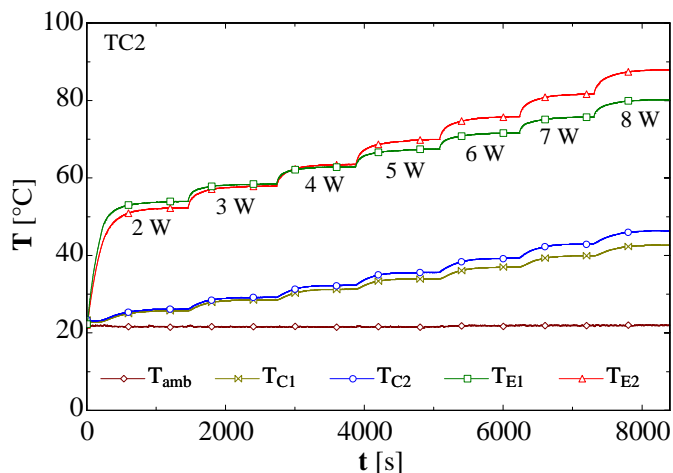
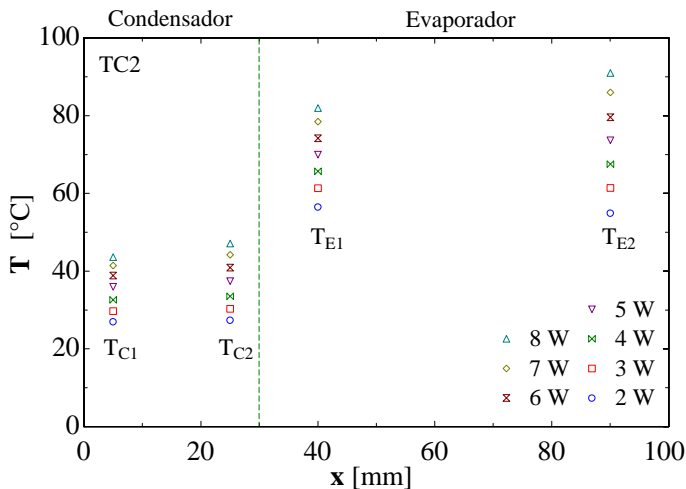


Figura 5.18: Distribuição da temperatura na parede do TC2.



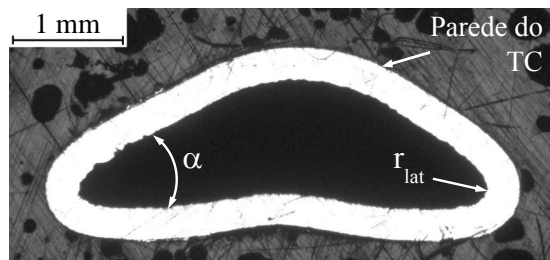
a partir de 90 medidas coletadas durante o regime permanente para cada nível de potência. Novamente, os testes foram realizados em dias diferentes, entre os quais a temperatura ambiente variou entre 21 e 27 °C. Nesse caso, a incerteza expandida da temperatura foi $U_{95} = \pm 3,1$ °C.

Amostras das seções transversais de quatro tubos de calor foram fotografadas em um microscópio óptico com ampliação de 16x, através das quais dois parâmetros geométricos foram estimados: o ângulo de abertura da ranhura (α) e o raio lateral (r_{lat}), conforme apresenta a figura 5.19. Ambos os parâmetros foram medidos na superfície interna do tubo de calor com o auxílio do *software* SolidWorks 2010, conforme apresentado no Apêndice B. Considerando-se o intervalo de confiança de 95 % os resultados foram $\alpha = (31,2 \pm 5,0)^\circ$ e $r_{lat} = (0,174 \pm 0,007)$ mm, cujo desenvolvimento é apresentado no Apêndice D.

Na figura 5.19 também pode ser observado a desuniformidade do perfil do tubo de calor, resultante do processo de conformação ao qual o tubo foi submetido. Conforme esperado, houve diferença com relação à geometria triangular idealizada para o perfil, obtendo-se seção transversal com paredes curvas e um raio com valor significativo em ambos os vértices esquerdo e direito.

Com o intuito de comparação entre resultados teóricos e experimentais, o valor médio do ângulo de abertura foi inserido no modelo hidrodinâmico. Utilizou-se fração volumétrica de 20 % por ser a mesma quantidade utilizada nos tubos de calor testados. Iniciou-se com baixo valor de

Figura 5.19: Amostra da seção transversal de um tubo de calor.



Microscopia óptica, 16x

temperatura do fluido, o qual recebeu incrementos até que o tubo de calor atingisse os valores de potência predeterminados. Na condição de 8 W a temperatura foi incrementada até 59,8 °C. O valor correspondente do raio mínimo do menisco foi 0,157 mm. Na condição de 10 W a temperatura e o raio foram 67,7 °C e 0,149 mm, respectivamente. Deve ser observado que em ambos os casos o raio do menisco atingiu valores abaixo do limite inferior estimado para o raio lateral do tubo (0,167 mm), indicando que o limite capilar deveria ter sido atingido abaixo de ambos os valores de potência. Essa diferença se deve às simplificações utilizadas no modelo, principalmente à aproximação da geometria do tubo real para um triângulo, já que houve grande desuniformidade no perfil dos tubos conforme apresentado no Apêndice B, fazendo com que o modelo matemático superestimasse a pressão capilar e, por isso, os valores da potência foram maiores do que os experimentais e os do raio do menisco foram menores.

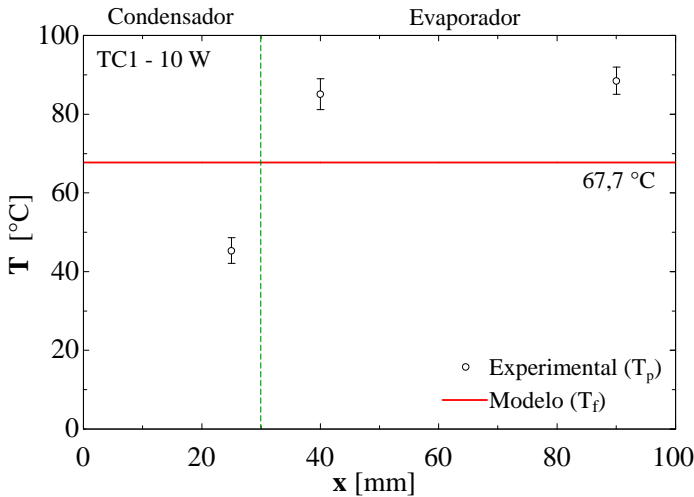
A figura 5.20 apresenta valores experimentais do TC1 para a potência de 10 W juntamente com as incertezas experimentais. A linha horizontal existente na figura corresponde ao valor de temperatura do fluido proveniente dos resultados teóricos, com o tubo de calor operando a 10 W.

A condição experimental para a potência de 8 W dos testes realizados no TC2 é apresentada na figura 5.21. A linha horizontal representa o valor da temperatura do fluido dado pelo modelo teórico para a referida potência.

As figuras 5.20 e 5.21 mostraram coerência entre o modelo teórico e o comportamento experimental, com valores de temperatura na região do condensador acima dos experimentais e na região do evaporador abaixo. Deve ser levado em conta que o modelo teórico se refere somente à temperatura do fluido de trabalho (T_f), a qual foi considerada constante ao longo do comprimento do tubo de calor, enquanto que os dados experimentais se referem à temperatura de parede (T_p) do tubo de calor. Essa diferença de temperatura é

causada pela soma das resistências térmicas existentes entre o fluido contido no interior do tubo de calor e a ponta do termopar. Para melhor comparar os dados experimentais com os resultados teóricos, o modelo matemático pode ser aprimorado levando em conta as resistências térmicas existentes, e assim, fornecer valores da temperatura na superfície externa do tubo.

Figura 5.20: Comparação entre modelo teórico e TC1.



Através dos valores médios experimentais da temperatura em cada seção de ambos os tubos de calor, as diferenças relativas com o modelo foram de 33 % na seção do condensador e 28 % na seção do evaporador para o TC1. No caso do TC2 as diferenças foram 24 e 45 % para as respectivas seções.

As resistências térmicas foram calculadas através da razão entre a diferença da temperatura média das regiões do evaporador e do condensador e a potência aplicada no evaporador. As figuras 5.22 e 5.23 mostram a variação da resistência térmica de cada tubo de calor em função da potência. As resistências térmicas mínimas correspondentes foram $(4,1 \pm 0,4) \text{ } ^\circ\text{C/W}$ para o TC1 e $(5,1 \pm 0,6) \text{ } ^\circ\text{C/W}$ para o TC2. No caso do TC1, o valor da temperatura fornecida pelo termopar disposto na região do condensador foi considerado como o valor médio da região.

A figura 5.23 apresenta a variação da resistência térmica do tubo de calor número 2 em função da potência aplicada para as condições de tubo vazio ($FV = 0 \%$) e tubo carregado ($FV = 20 \%$). Na condição vazio, a potência foi aplicada para manter o evaporador em $80 \text{ } ^\circ\text{C}$, dissipando $2,2 \text{ W}$. A temperatura ambiente variou entre 23 e $24 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Figura 5.21: Comparação entre modelo teórico e TC2.

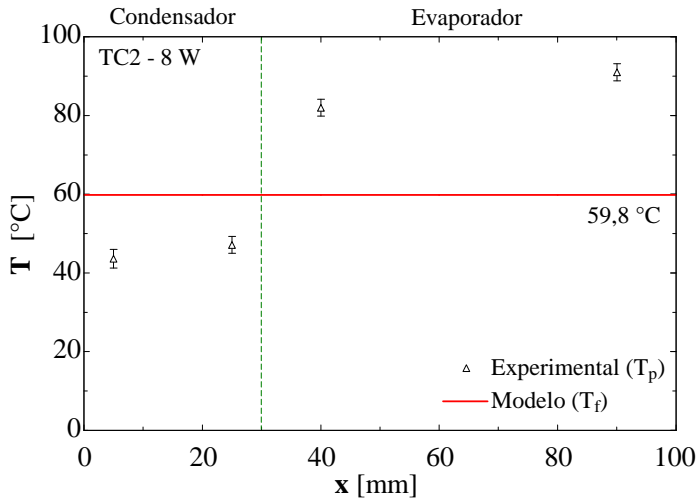
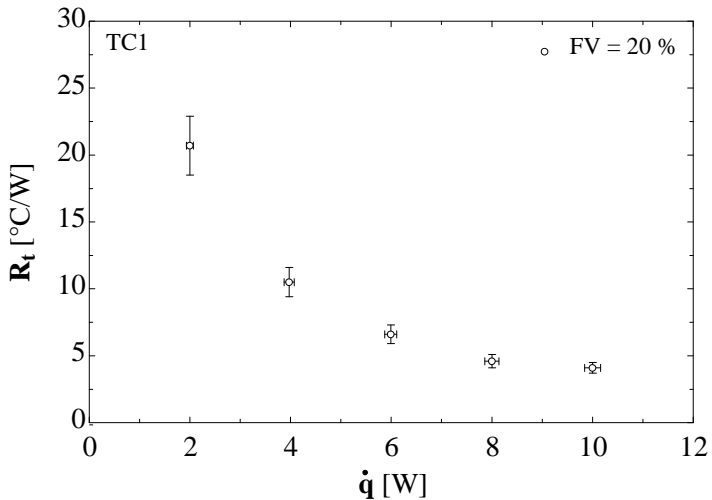
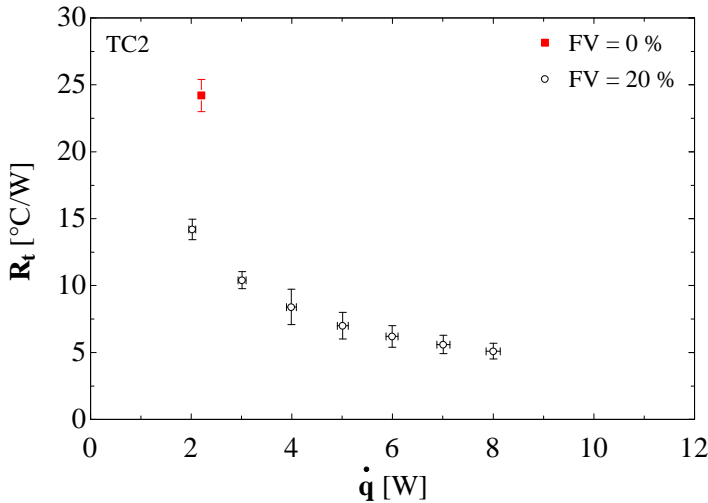


Figura 5.22: Resistência térmica do TC1 em função da potência aplicada.



As incertezas expandidas foram estimadas com intervalo de confiança de 95 %. A incerteza associada à potência aplicada aumenta juntamente

Figura 5.23: Resistência térmica do TC2 em função da potência aplicada.



com o aumento da potência, sendo estimada em $\pm 0,2$ W para a condição de 10 W. A incerteza associada à temperatura foi avaliada considerando as incertezas dos termopares, do sistema de aquisição de dados e as incertezas estatísticas relacionadas ao número de experimentos, levando em conta os efeitos aleatórios devido à realização de testes em dias diferentes. No caso do TC1, a incerteza máxima foi $\pm 3,9$ °C no termopar 3 (T_{E1}). No caso do TC2, o máximo foi $\pm 3,1$ °C no termopar 4 (T_{E2}). Uma análise detalhada das incertezas está apresentada no Apêndice D.

Considerando os maiores valores de potência aplicados em cada tubo de calor, e levando em conta a área do evaporador, foi possível atingir fluxos de potência de $1,4$ W/cm² para o TC1 e $1,1$ W/cm² para o TC2. Estes valores são mais que cinco vezes o fluxo de calor exigido pela célula a combustível do tipo PEM avaliada, comprovando a aplicabilidade dos tubos de calor para o seu controle térmico.

5.2.1 Distribuição de temperatura na placa de escoamento

Uma célula a combustível do tipo PEM em operação no LabCET foi utilizada como referência para aplicação do sistema de arrefecimento proposto. Trata-se de uma pilha composta por dez células unitárias montadas em série. Resultados reportados por Nunes (2011) mostraram que a pilha foi

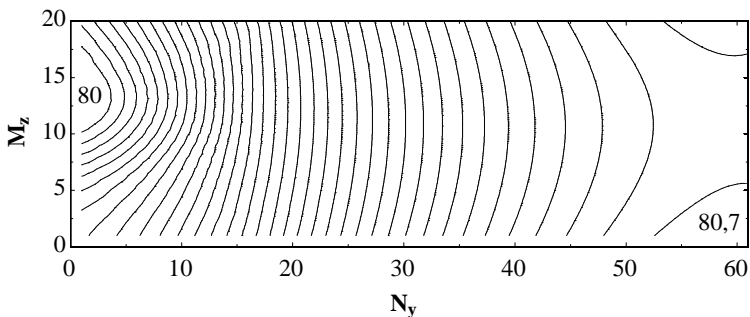
capaz de produzir 183 W de potência elétrica com eficiência eletroquímica de 60 %, conforme comentado no capítulo 4. Porém, maiores densidades de corrente podem ainda ser aplicadas, o que, conforme já explicado, fará aumentar a potência elétrica gerada e reduzir a eficiência eletroquímica. O fabricante indica que sua potência nominal é 200 W.

Diante do exposto, considerou-se que cada célula unitária consegue gerar, em média, 20 W de potência elétrica com eficiência eletroquímica de 50 %. Então, 20 W de calor devem ser removidos do interior de cada célula unitária.

A partir dos dados experimentais, pode-se afirmar que o tubo de calor proposto é capaz de dissipar 8 W. Assim, para remover o calor gerado pela célula unitária serão necessários três tubos de calor montados entre as placas de escoamento, cada um responsável por 6,7 W.

No modelo de condução bidimensional o valor do espaçamento entre tubos de calor foi variado até se obter a potência necessária de cada tubo de calor, $\dot{q}_{TC} = 6,7$ W. O resultado foi que os tubos deveriam ser espaçados por $2Y = 47,7$ mm, resultando em uma máxima diferença de temperatura $\Delta T_{máx} = 0,7$ °C. Nessa condição de operação, a distribuição de temperatura na face da placa de escoamento, referente ao domínio apresentado na figura 3.14, pode ser observada através da figura 5.24. O intervalo de temperatura entre cada linha isoterma é de 0,02 °C. As variáveis N_y e M_z representam os números de nós correspondentes às direções y e z , respectivamente. A região dos 80 °C compreende a metade do tubo de calor.

Figura 5.24: Isotermas na região de simetria.



Considerando-se a pilha (as dez células unitárias), serão necessários trinta tubos de calor para promover o seu arrefecimento, dos quais três deles em cada célula, sendo um montado na região central e os outros dois afastados 47,7 mm do centro de cada célula unitária.

Conforme os resultados experimentais, o tubo de calor proposto apresentou baixo gradiente de temperatura ao longo da região do evaporador, sendo que no caso do TC1 não foi possível provar estatisticamente a existência desse gradiente. Acrescentando-se a consideração de que o valor obtido para $\Delta T_{m\acute{a}x}$ foi baixo, pode-se afirmar que a implementação do sistema de arrefecimento proposto acarretará em um baixo gradiente de temperatura no interior da célula, de forma que seu uso irá melhorar o desempenho de células PEM com relação àquelas que utilizam controle térmico baseado em convecção forçada.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

Uma nova configuração de tubos de calor para o arrefecimento de células a combustível do tipo PEM foi apresentada neste trabalho. Um estudo teórico e experimental foi realizado. Na parte teórica, dois modelos matemáticos foram desenvolvidos. O primeiro utilizado para estimar o comportamento do tubo de calor proposto em diferentes condições de operação e o segundo utilizado para estimar a variação da temperatura e a distribuição dos tubos de calor no interior da célula a combustível. Na parte experimental, tubos de calor foram produzidos e testados, utilizando água deionizada como fluido de trabalho.

Com o modelo matemático hidrodinâmico foram estimados os parâmetros pressão, velocidade, diâmetro hidráulico, entre outros, para as fases líquida e vapor ao longo do tubo de calor, juntamente com o comportamento do raio do menisco. Uma vantagem deste modelo é que possibilita estimar a quantidade de fluido de trabalho com que o tubo de calor deve ser carregado. Os resultados teóricos evidenciaram a importância da correta determinação do inventário do fluido de trabalho que o tubo de calor deve conter, mostrando grande influência na capacidade de transporte de calor e na temperatura de operação do tubo.

O modelo de condução apresentou a relação existente entre distribuição de temperatura nas placas de escoamento, potência necessária do tubo de calor e espaçamento entre os tubos, auxiliando na configuração do sistema de arrefecimento proposto em função de uma diferença de temperatura aceitável para que o desempenho da célula a combustível não seja prejudicado.

De acordo com os dados experimentais, o tubo de calor proposto provou ser uma alternativa confiável para o controle térmico de células a combustível do tipo PEM, conseguindo dissipar potências de até 10 W, correspondentes a $1,4 \text{ W/cm}^2$ na região do evaporador, mantendo a temperatura abaixo dos $90 \text{ }^\circ\text{C}$, e assim, atendendo o arrefecimento requerido para a operação da célula.

Os resultados teóricos foram coerentes com os dados experimentais, apesar de uma diferença relativa na temperatura de operação entre 24 e 33 %, na região do condensador, e 28 e 45 %, na região do evaporador, sendo que uma parcela desta diferença se deve à resistência térmica existente entre o fluido de trabalho e os termopares, a qual não foi levada em conta no modelo matemático.

Atendendo a expectativa inicial dos trabalhos, pode-se dizer que a fabricação dos tubos de calor é viável e facilmente adaptável para escala industrial.

Conforme os resultados teóricos e experimentais, a integração do sistema de arrefecimento proposto no interior de células a combustível do tipo PEM se mostra promissora, conseguindo promover o arrefecimento necessário e mantendo o gradiente de temperatura no interior das células em níveis aceitáveis que não prejudiquem sua eficiência e garantam desempenho elevado.

No sentido de aprofundar e aprimorar o sistema de arrefecimento de células a combustível do tipo PEM, seguem algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Aprimorar o procedimento de fabricação dos tubos de calor no sentido de reduzir a interferência no volume total da célula;
- Testar tubos de calor com diversos valores de inventário de fluido de trabalho;
- Aprimorar o modelo teórico considerando a presença de gás não condensável no interior do tubo de calor, o que pode conferir ao tubo de calor a característica de condutância variável;
- Avaliar a aplicação de tubos de calor de condutância variável.

REFERÊNCIAS

- ADZAKPA, K.; RAMOUSSE, J.; DUBÉ, Y.; AKREMI, H.; AGBOSSOU, K.; DOSTIE, M.; POULIN, A.; FOURNIER, M. Transient air cooling thermal modeling of a PEM fuel cell. **Journal of Power Sources**, v. 179, n. 1, p. 164 – 176, 2008.
- AN, S.-j.; KWEON, H.-j.; KIM, H.-j.; KIM, J.-y.; EUN, Y.-c.; CHO, S.-y.; LEE, D.-h., inventores. Samsung SDI Co., Ltd, cessionário. **Cooling apparatus for fuel cell and fuel cell system having the same**. Estados Unidos. Patente, US 7485384, 3 fev. 2009.
- BAGOTSKY, V. S. **Fuel Cells: Problems and Solutions**. Wiley, 2012. (The Electrochemical Society series).
- BARBIR, F. **PEM fuel cells: theory and practice**. Amsterdam, London: Elsevier Academic, 2005. (Academic Press sustainable world series).
- BIPM; IEC; IFCC; ISO; IUPAC; IUPAP; OIML. **Guia para a expressão da incerteza de medição**. 3. ed. Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO, 2003. 120 p.
- BURKE, K. A. **Advanced fuel cell system thermal management for NASA exploration missions**. Cleveland, Ohio, National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, 2009. Rel. Tec., n. NASA/TM-2009-215426.
- BURKE, K. A.; JAKUPCA, I. J.; COLOZZA, A. J. **Development of passive fuel cell thermal management technology**. Cleveland, Ohio, National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, 2010. Rel. Tec., n. NASA/TM-2010-216773.
- BURKE, K. A.; JAKUPCA, I. J.; COLOZZA, A. J.; WYNNE, R.; MILLER, M.; MEYER, A.; SMITH, W. **Demonstration of passive fuel cell thermal management technology**. Cleveland, Ohio, National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, 2012. Rel. Tec., n. NASA/TM-2012-217421.
- CHEN, E. History. In: HOOGERS, G. (Ed.). **Fuel Cell Technology Handbook**. [S.l.]: CRC Press, 2003. p. –.
- CHI, S. W. **Heat pipe theory and practice**. [S.l.]: Hemisphere publishing corporation, 1976. 242 p.

- COLOZZA, A. J.; BURKE, K. A. **Fuel cell thermal management thorough conductive cooling plates**. Cleveland, Ohio, National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, 2008. Rel. Tec., n. NASA/TM-2008-215149.
- DUNN, P. D.; REAY, D. A. **Heat pipes**. 4. ed. [S.l.]: Pergamon, 1994.
- ETEMAD, S. G.; BAKHTIARI, F. General equations for fully developed fluid flow and heat transfer characteristics in complex geometries. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 26, n. 2, p. 229–238, 1999.
- FAGHRI, A. **Heat Pipe Science And Technology**. [S.l.]: Taylor & Francis, 1995.
- FAGHRI, A., inventor, 2005a. **Micro heat pipe embedded bipolar plate for fuel cell stacks**. Estados Unidos. Requerimento de patente, US 20050026015, 3 fev. 2005.
- FAGHRI, A., inventor, 2005b. **Integrated bipolar plate heat pipe for fuel cell stacks**. Estados Unidos. Requerimento de patente, US 20050037253, 17 fev. 2005.
- FIGUEROA, P. R. F. **Modelagem da eletro-oxidação de etanol sobre catalisador PtSn/C aplicada a células a combustível de etanol direto do tipo membrana trocadora de prótons (DEPEMFC)**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, SC, 2013.
- FUJII, M.; NISHIYAMA, E., inventores. Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha, cessionário. **Temperature control device for a fuel cell**. Estados Unidos. Patente, US 4500612, 19 fev. 1985.
- GARCIA-ACEVEDO, L. E. **Análise e desenvolvimento de modelo de transporte de massa visando a aplicação em células a combustível tipo PEM**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, SC, 2012.
- GREVSTAD, P. E., inventor. United Technologies Corporation, cessionário. **Fuel cell cooling system with shunt current protection**. Estados Unidos. Patente, US 3964929, 22 jun. 1976.
- GROVER, G. M.; COTTER, T. P.; ERICKSON, G. F. Structures of very high thermal conductance. **Journal of Applied Physics**, v. 35, p. 1990–1991, 1964.

- HERMANN, A.; CHAUDHURI, T.; SPAGNOL, P. Bipolar plates for PEM fuel cells: A review. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 30, n. 12, p. 1297 – 1302, 2005.
- HOOGERS, G. Fuel cell components and their impact on performance. In: HOOGERS, G. (Ed.). **Fuel Cell Technology Handbook**. CRC Press, 2003. p. –.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- ISMAIL, A. F.; NAIM, R.; ZUBIR, N. A. Fuel cell technology review. In: ZAIDI, S.; MATSUURA, T. (Ed.). **Polymer Membranes for Fuel Cells**. Springer US, 2009. p. 27–49.
- JOUNG, W.; YU, T.; LEE, J. Experimental study on the loop heat pipe with a planar bifacial wick structure. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 51, p. 1573 – 1581, 2008.
- KANG, S.; MIN, K.; MUELLER, F.; BROUWER, J. Configuration effects of air, fuel, and coolant inlets on the performance of a proton exchange membrane fuel cell for automotive applications. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 34, n. 16, p. 6749 – 6764, 2009, 4th Dubrovnik Conference 4th Dubrovnik Conference.
- KETELAAR, J. A. A. History. In: BLOMEN, L. J. M. J.; MUGERUA, M. N. (Ed.). **Fuel Cell Systems**. New York: Plenum Press, 1993.
- KOEHLER, C. W.; OMMERING, G. van; PUESTER, N. H., inventores. Ford Aerospace & Communications Corporation, cessionário. **Active cooling system for electrochemical cells**. Estados Unidos. Patente, US 4578321, 25 mar. 1986.
- KORDESCH, K.; SIMADER, G. R. **Fuel Cells and Their Applications**. John Wiley & Sons, 1996.
- KOTHMANN, R. E.; CYPHERS, J. a., inventores. Westinghouse Electric Corp., cessionário. **Fuel cell system configurations**. Estados Unidos. Patente, US 4276355, 30 jun. 1981.
- KRALICK, J. H., inventor. Plug Power Inc., cessionário. **Cooling method and apparatus for use with a fuel cell stack**. Estados Unidos. Patente, US 6355368 B1, 12 mar. 2002.

- KUMATA, M.; MATSUOKA, N., inventores. Sanyo electric Co., Ltda., cessionário. **Air-cooled fuel cell system**. Estados Unidos. Patente, US 4508793, 2 abril 1985.
- LARMINIE, J.; DICKS, A. **Fuel Cell Systems Explained**. 2. ed. J. Wiley & Sons, 2003.
- LEE, S. jae; SEUNG, D. young; SONG, T. won, inventores. Samsung SDI Co., Ltd, cessionário. **Passive cooling system for fuel cell stack**. Estados Unidos. Patente, US 8034501, 11 out. 2011.
- MARU, H. C., inventor. Energy Research Corporation, cessionário. **Electrochemical cell operation and system**. Estados Unidos. Patente, US 4192906, 11 mar. 1980.
- MATELLI, J. A. **Sistemas de cogeração baseados em células-combustível aplicados em hospitais**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, SC, 2001.
- MEIBUHR, S. G. Review of united states fuel-cell patents issued from 1860 to 1947. **Electrochimica Acta**, v. 11, n. 9, p. 1301 – 1308, 1966.
- MIYAKE, R. G.; BAZZO, E. Estudo experimental de uma célula a combustível de 15 W. In: 11TH BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING - ENCIT. Curitiba, PR, 2006.
- MOND, L.; LANGER, C. A new form of gas battery. In: ROYAL SOCIETY OF LONDON. Londres, 1889. v. 46, p. 296–304.
- NUNES, T. K. Graduação, **Implementação de uma bancada e caracterização de uma célula a combustível tipo PEM de 200 W**. Florianópolis, SC: [s.n.], 2011.
- PARK, Y. H.; CATON, J. A. Development of a PEM stack and performance analysis including the effects of water content in the membrane and cooling method. **Journal of Power Sources**, v. 179, n. 2, p. 584 – 591, 2008.
- PETERSON, G. P. **An introduction to heat pipes: modeling, testing, and applications**. [S.l.]: Wiley, 1994. (Wiley series in thermal management of microelectronic & electronic systems).
- RAND, D. A. J.; DELL, R. **Hydrogen Energy: Challenges and Prospects**. Royal Society of Chemistry, 2008. (RSC Energy Series).

- REAY, D. A.; KEW, P. A. **Heat pipes: theory, design and applications**. 5. ed. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2006.
- REISER, C. A., inventor. United Technologies Corporation, cessionário. **Fuel cell cooling system**. Estados Unidos. Patente, US 3964930, 22 jun. 1976.
- RIDEAL, E. K.; EVANS, U. R. The problem of the fuel cell. **Trans. Faraday Soc.**, The Royal Society of Chemistry, v. 17, p. 466–482, 1922.
- RULLIÈRE, R.; LEFÈVRE, F.; LALLEMAND, M.; AYEL, V.; BURBAN, G.; ROMESTANT, C.; ALEXANDRE, A.; FOURCADE, H.; DUTOUR, S.; JOLY, J. Experimental study of two-phase heat spreaders for PEMFC cooling applications. In: 14TH INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE. Florianópolis-Brasil, 2007.
- SANDERSON, R. A., inventor. United Aircraft Corporation, cessionário. **Fuel cell system including cooling and humidifying means**. Estados Unidos. Patente, US 3507702, 21 abril 1970.
- SANDERSON, R. A., inventor. United Aircraft Corporation, cessionário. **Fuel cell waste heat and water removal system**. Estados Unidos. Patente, US 3498844, 3 mar. 1970.
- SASMITO, A. P.; BIRGERSSON, E.; MUJUMDAR, A. S. Numerical evaluation of various thermal management strategies for polymer electrolyte fuel cell stacks. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 36, n. 20, p. 12991 – 13007, 2011, 3rd Iranian Fuel Cell Seminar.
- SASMITO, A. P.; KURNIA, J. C.; MUJUMDAR, A. S. Numerical evaluation of various gas and coolant channel designs for high performance liquid-cooled proton exchange membrane fuel cell stacks. **Energy**, v. 44, n. 1, p. 278 – 291, 2012, integration and Energy System Engineering, European Symposium on Computer-Aided Process Engineering 2011.
- SILVA, A. P.; GALANTE, R. M.; PELIZZA, P. R.; BAZZO, E. A combined capillary cooling system for fuel cells. **Applied Thermal Engineering**, v. 41, p. 104 – 110, 2012.
- SOHN, Y.-J.; PARK, G.-G.; YANG, T.-H.; YOON, Y.-G.; LEE, W.-Y.; YIM, S.-D.; KIM, C.-S. Operating characteristics of an air-cooling PEMFC for portable applications. **Journal of Power Sources**, v. 145, n. 2, p. 604 – 609, 2005, selected papers presented at the Fuel Cells Science and Technology Meeting Fuel Cells Science and Technology Meeting.

- STEDMAN, J. K., inventor. United Aircraft corporation, cessionário. **Fuel cell with evaporative cooling**. Estados Unidos. Patente, US 3761316, 25 set. 1973.
- STEIDEL, P. S. **Estudo teórico e experimental de célula-combustível tipo PEM e perspectivas de aplicação em sistemas de geração distribuída**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, SC, 2005.
- TAJIMA, O.; HAMADA, A.; DECEASED., J. T.; YOSHIMOTO, Y.; MIYAI, K.; NISHIZAWA, N.; TSUTSUMI, M.; IKENAGA, T.; NAKATO, K.; HORI, K., inventores. Sanyo Electric Co., Ltd, cessionário. **Fuel cell using a separate gas cooling method**. Estados Unidos. Patente, US 5541015, 30 jul. 1996.
- VASILIEV, L.; VASILIEV JR., L. Heat pipes in fuel cell technology. In: KAKAÇ, S.; PRAMUANJAROENKIJ, A.; VASILIEV, L. (Ed.). **Mini-Micro Fuel Cells**. [S.l.]: Springer Netherlands, 2008, (NATO Science for Peace and Security Series C: Environmental Security). p. 117–124.
- VIEIRA, D. L. M. Graduação, **Thermal and electrical characterization and modelling of a Proton Exchange Membrane Fuel Cell (PEMFC)**. Florianópolis, SC: [s.n.], 2011.
- YANG, J. Y.; KAO, M. P.-m.; BO, A.; HSIAO, F.-h., inventores. **Cooling of air-cooled fuel cell system**. Estados Unidos. Requerimento de patente, US 20050008912, 13 jan. 2005.

APÊNDICE A – CÁLCULO DO PRODUTO fRe

O modelo utilizado para o cálculo do produto fRe foi proposto por Etemad e Bakhtiari (1999). Primeiramente são definidos os canais onde cada fase escoar. No caso do vapor, o canal de escoamento é o próprio núcleo de vapor. No caso do líquido, os dois canais de escoamento são considerados.

A figura A.1 ilustra a distribuição do líquido no interior do tubo de calor e apresenta os canais de escoamento do fluido. Na seção transversal de cada um dos canais é possível inscrever um círculo, conforme apresenta a figura A.2.

Figura A.1: Representação dos canais de escoamento.

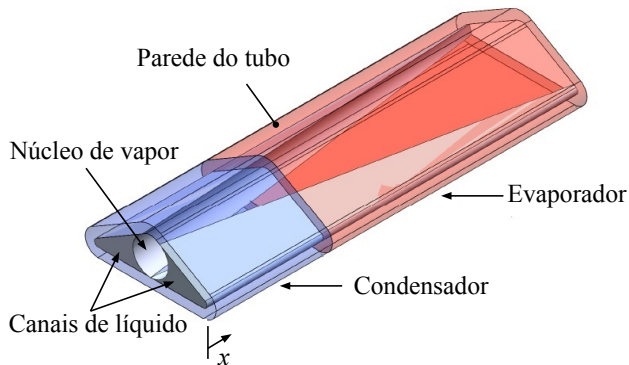
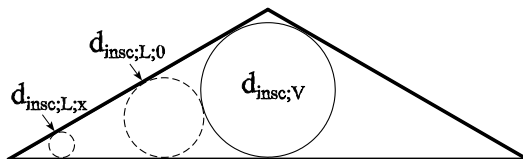


Figura A.2: Representação dos diâmetros inscritos no interior do tubo de calor.



Na fase líquida, a área da seção transversal diminui ao longo do tubo de calor a partir de $x = 0$ (início do condensador), e assim, o diâmetro inscrito no canal da fase líquida, $d_{insc;L}$, também diminui. Na medida em que a área de líquido diminui, a área da fase vapor (A_V) aumenta. Entretanto, devido à consideração de que o ângulo de contato entre o líquido e a parede do tubo é nulo, o diâmetro inscrito no canal do vapor ($d_{insc;V}$) não varia ao longo do tubo

e o seu respectivo raio é igual ao raio máximo do menisco quando o ângulo de contato for zero ($r_{máx;0}$). Caso o ângulo de contato fosse considerado, o $d_{insc;V}$ aumentaria a partir do início do condensador até um valor máximo em algum ponto do tubo e, depois desse, permaneceria constante até a extremidade do tubo de calor.

Com a utilização do diâmetro hidráulico de cada fase, $d_{h;k}$, da área ocupada pelo fluido, A_k , e da área baseada no diâmetro hidráulico, $A_{d_{h;k}}$, dois parâmetros adimensionais são definidos:

$$d_{*;k} = \frac{d_{h;k}}{d_{insc;k}}, \quad k = L, V \quad (\text{A.1})$$

$$N_{*;k} = \frac{A_k}{A_{d_{h;k}}}, \quad k = L, V \quad (\text{A.2})$$

Os valores do $d_{h;k}$ e da A_L estão definidos no capítulo 3. O valor da área de vapor utilizado na equação A.2 é o dobro do valor definido no capítulo 3, pois aqui está sendo considerado todo o canal do vapor e anteriormente foi considerada a metade.

Para obtenção do produto fRe são utilizadas algumas constantes de ajuste, conforme segue:

$$\begin{aligned} fRe = & a_0 + a_1 d_* + a_2 d_*^2 + a_3 d_*^3 + a_4 d_*^4 + a_5 d_*^5 \\ & + a_6 N_* + a_7 N_*^2 + a_8 N_*^3 + a_9 N_*^4 + a_{10} N_*^5 \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

onde $a_0 = -28,48854$; $a_1 = 268,72899$; $a_2 = -476,29475$; $a_3 = 396,33079$; $a_4 = -155,13995$; $a_5 = 23,37618$; $a_6 = -21,00613$; $a_7 = 10,62318$; $a_8 = -2,51512$; $a_9 = 0,27889$ e $a_{10} = -0,01167$.

O modelo apresentado foi escolhido por apresentar boa concordância com dados da literatura para diversas formas geométricas, onde obteve erros relativos inferiores a 10 %.

No presente estudo, todos os n volumes de controle de líquido permanecem com fRe_L constante, pois todos os parâmetros geométricos do líquido variam na mesma proporção. No caso do vapor, o fRe_v assume um valor único para cada um dos n volumes de controle em que o escoamento foi dividido, pois o diâmetro inscrito é constante e os parâmetros geométricos variam.

APÊNDICE B – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS MEDIDOS

A partir das fotografias obtidas do microscópio, conforme apresentado na subseção 4.2, os ângulos de abertura e os raios laterais de quatro tubos foram medidos com o auxílio do *software* SolidWorks 2010. A representação de uma das medições realizadas nos quatro tubos está apresentada da figura B.1 à figura B.4.

A análise das incertezas destas medições está apresentada no Apêndice D. Os valores médios obtidos foram utilizados para comparação com os resultados teóricos e os dados experimentais.

Figura B.1: Medição realizada no tubo A.

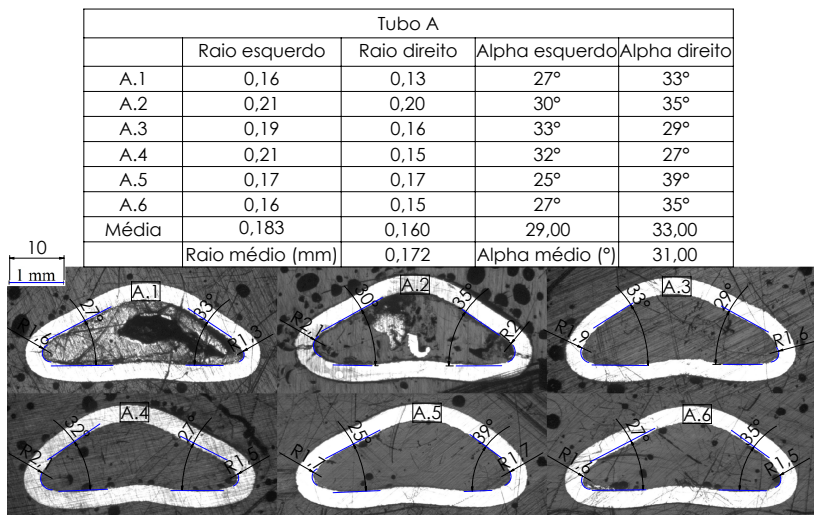


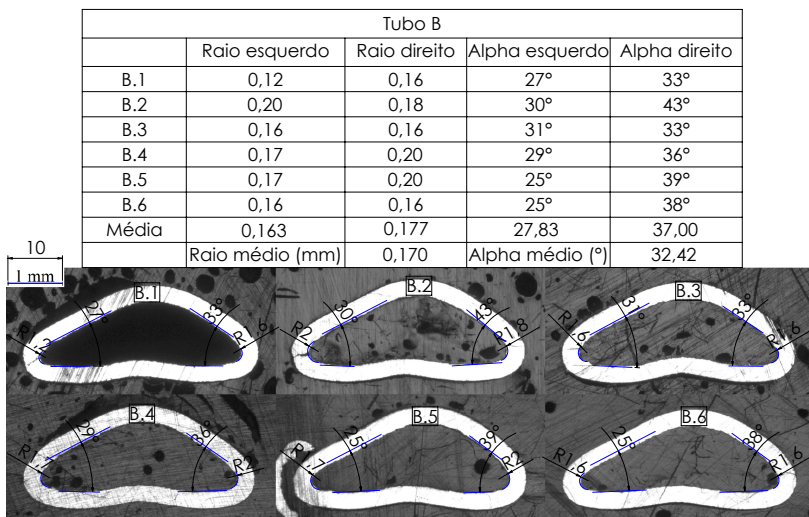
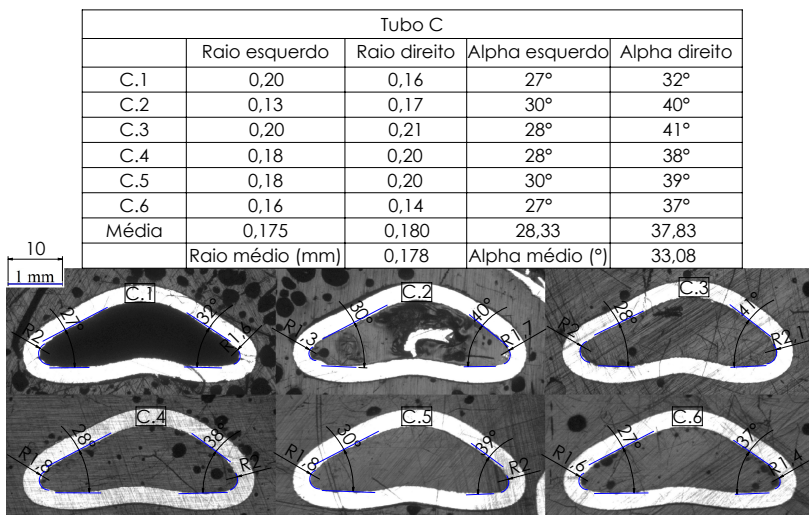
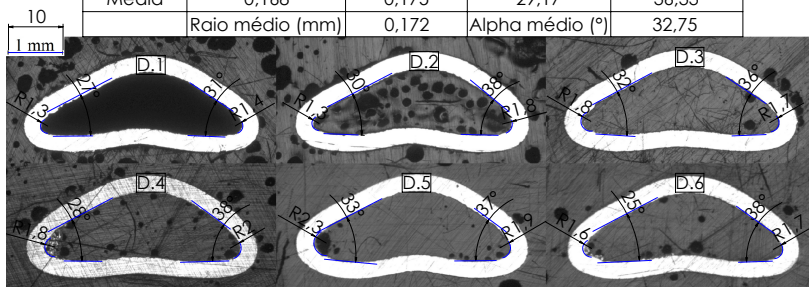
Figura B.2: Medição realizada no tubo B.**Figura B.3: Medição realizada no tubo C.**

Figura B.4: Medição realizada no tubo D.

Tubo D				
	Raio esquerdo	Raio direito	Alpha esquerdo	Alpha direito
D.1	0,13	0,14	27°	31°
D.2	0,13	0,18	30°	38°
D.3	0,18	0,17	32°	36°
D.4	0,18	0,20	28°	38°
D.5	0,23	0,19	33°	37°
D.6	0,16	0,17	25°	38°
Média	0,168	0,175	29,17	36,33
	Raio médio (mm)	0,172	Alpha médio (°)	32,75



APÊNDICE C – PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

Todos os termopares utilizados nos experimentos passaram pelo mesmo procedimento de calibração, descrito como segue.

Os termopares são imersos em um banho contendo água. O equipamento utilizado é um criostato Lauda modelo E200. Juntamente está disposto um termômetro de mercúrio Amarell com resolução de 0,1 °C, o qual é utilizado como padrão. O sistema de aquisição de dados utilizado é um Agilent modelo 34970A. Um computador recebe os dados transmitidos para processamento.

A temperatura é mantida entre 20 e 90 °C, com intervalo de 5 °C. Os dados são coletados após o sistema atingir regime permanente. A coleta é realizada a cada dois segundos, sendo realizadas sessenta medições em cada patamar. Os valores médios referentes a cada patamar são comparados com o padrão. Uma equação de correção é obtida, a qual é utilizada para corrigir os valores fornecidos pelo termopar nas futuras medições.

As incertezas consideradas neste procedimento estão apresentadas no apêndice D.

APÊNDICE D – ANÁLISE DAS INCERTEZAS

A análise das incertezas experimentais foi baseada em BIPM *et al.* (2003). As incertezas consideradas estão associadas às incertezas dos termopares, do sistema de aquisição de dados e da fonte de potência para aquecimento dos tubos de calor.

A média aritmética \bar{q} de n observações independentes q_k da grandeza q é dada por

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k. \quad (\text{D.1})$$

O desvio padrão experimental s da grandeza q é estimado como

$$s(q_k) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2}{n - 1}} \quad (\text{D.2})$$

Enquanto o desvio padrão experimental da média $s(\bar{q})$ pode ser usado como uma medida da incerteza de \bar{q}

$$u(q_k) = s(\bar{q}) = \frac{s(q_k)}{\sqrt{n}} \quad (\text{D.3})$$

em que o número de graus de liberdade, ν , é dado por

$$\nu = n - 1 \quad (\text{D.4})$$

Considerando-se que o mensurando Y é obtido a partir de N grandezas de entrada X_1, X_2, \dots, X_N

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_N) \quad (\text{D.5})$$

e que uma estimativa y do mensurando Y é obtida usando estimativas de entrada x_1, x_2, \dots, x_N . Assim,

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_N) \quad (\text{D.6})$$

As incertezas padrão das estimativas de entrada, x_i , são combinadas de forma a obter a incerteza padrão combinada, u_c , da estimativa y do mensurando Y

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n c_i^2 u^2(x_i)} \quad (\text{D.7})$$

onde c_i é o coeficiente de sensibilidade dado por $c_i = \partial f / \partial x_i$.

Quando se utiliza a incerteza padrão combinada, faz-se necessário a utilização do número de graus de liberdade efetivos, ν_{ef} , dado por

$$\frac{u_c^4(y)}{\nu_{ef}} = \sum_{i=1}^n \frac{c_i^4 u^4(x_i)}{\nu_i} \quad (\text{D.8})$$

Com isto, utiliza-se um fator de abrangência t que é multiplicado pela incerteza padrão combinada, fornecendo a incerteza expandida U . O fator t depende do intervalo de confiança requerido. Neste estudo se utilizou intervalo de confiança igual a 95 %. Assim,

$$U_{95} = t_{95} u_c. \quad (\text{D.9})$$

A equação D.7 é utilizada para grandezas não correlacionadas (estatisticamente independentes). Porém, em muitas situações pode ocorrer correlação entre as grandezas. A estimativa do coeficiente de correlação é obtida através da equação D.10

$$ecc(x_i, x_j) = \frac{u(x_i, x_j)}{u(x_i) u(x_j)} \quad (\text{D.10})$$

onde $u(x_i, x_j)$ é a covariância estimada, associada com x_i e x_j .

O coeficiente de correlação pode assumir valores desde -1 , quando a correlação é inversa, até $+1$, quando a correlação é direta.

Quando o coeficiente foi igual a zero, as grandezas não são correlacionadas e a variação de uma não afeta a outra, sendo a incerteza padrão combinada obtida através da equação D.7. Quando $-1 < ecc(x_i, x_j) < +1$ e $\neq 0$ existe correlação parcial.

No caso em que todas as estimativas de entrada forem correlacionadas com $ecc(x_i, x_j) = +1$, a incerteza padrão combinada é dada por:

$$u_c(y) = \left| \sum_{i=1}^n c_i u(x_i) \right| \quad (\text{D.11})$$

D.1 INCERTEZAS DA TEMPERATURA

A incerteza padrão da correção da temperatura, referente ao procedimento de calibração apresentado no apêndice C, é obtida por

$$u_{cor} = \sqrt{u_{AD}^2 + u_{rep}^2 + u_{TP}^2} \quad (D.12)$$

onde u_{AD} , u_{rep} , e u_{TP} representam as incertezas devido ao sistema de aquisição de dados, à repetibilidade e ao termômetro padrão, respectivamente.

O valor de u_{AD} foi obtido através do catálogo do equipamento, sendo $1,0^\circ\text{C}$. O valor de u_{rep} foi obtido durante o procedimento de calibração, sendo utilizado o maior valor encontrado durante o procedimento, resultando em $0,22^\circ\text{C}$. O valor de u_{TP} está associado à resolução do termômetro padrão ($0,1^\circ\text{C}$), sendo dado por

$$u_{TP} = \frac{\text{resolução}/2}{\sqrt{3}} \quad (D.13)$$

A tabela D.1 apresenta o resumo dos componentes da incerteza padrão para a correção da temperatura.

Quando o foco de interesse for um teste individual de um tubo de calor, a incerteza relacionada com a temperatura será a própria incerteza expandida, ou seja, $U_{95} = \pm 2,0^\circ\text{C}$. Porém, no caso em que se estiver avaliando valores médios de testes realizados em dias diferentes um efeito aleatório deve ser levado em conta.

Tabela D.1: Resumo da incerteza padrão para a correção de temperatura.

Componente da incerteza padrão	Valor dos erros [$^\circ\text{C}$]	Tipo de Distribuição	Divisor	Incerteza padrão [$^\circ\text{C}$]	ν
u_{AD}	1,00	Retangular	$\sqrt{3}$	0,58	∞
u_{rep}	0,22	Normal	1,0	0,22	59
u_{TP}	0,05	Normal	$\sqrt{3}$	0,03	∞
u_{cor}^1	—	Normal	—	1,02	3×10^4
$U_{cor;95\%}^2$	—	Normal	—	2,01	—

¹ Incerteza padrão combinada;

² Incerteza expandida com intervalo de confiança de 95 %.

No presente estudo, diversos testes foram realizados em cada tubo de calor. Os testes foram repetidos em um mesmo dia e em dias diferentes. Por isso, a existência de um efeito aleatório entre dias também foi considerada na avaliação da incerteza experimental da temperatura.

Em cada patamar de potência se utilizou a média de 90 medidas de temperatura. Estes valores foram corrigidos conforme o procedimento comentado no apêndice C. A média de K observações para o j -ésimo teste é fornecida pela equação D.14, enquanto que o desvio padrão experimental dos J testes é dado pela equação D.15.

$$\bar{T}_j = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K T_{jk} \quad (\text{D.14})$$

$$s(\bar{T}_j) = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^J (\bar{T}_j - \bar{T})^2}{j-1}} \quad (\text{D.15})$$

onde \bar{T} representa a média aritmética das médias \bar{T}_j .

Portanto, considerando-se que $s^2(\bar{T}_j)$ reflete ambos os componentes aleatórios intra e entre dias da variância, a incerteza padrão experimental da temperatura englobando os testes é dada por

$$u_T(\bar{T}) = \frac{s(\bar{T}_j)}{\sqrt{J}}, \quad (\text{D.16})$$

tendo $J-1$ graus de liberdade.

Assim, combinando-se a incerteza da correção com a incerteza dos testes se obtém a incerteza padrão combinada da temperatura para J testes realizados

$$u_c(T) = \sqrt{u_{cor}^2 + u_T^2} \quad (\text{D.17})$$

Com relação aos tubos de calor apresentados, nomeados TC1 e TC2, consideraram-se os valores dos termopares com as maiores incertezas experimentais estimadas. Utilizando-se intervalo de confiança de 95 %, obtiveram-se as estimativas das incertezas expandidas da temperatura que são mostradas na tabela D.2, sendo dada pela equação D.9

Tabela D.2: Incertezas expandidas das temperaturas.

Tubo de calor	Incerteza padrão [°C]	t (95%)	Incerteza expandida [°C]
TC1	1,23	3,182	3,9
TC2	1,47	2,110	3,1

D.2 INCERTEZAS DA POTÊNCIA APLICADA

Através do catálogo do equipamento (Agilent N6700B-N6776A) são fornecidos os erros da tensão e da corrente como segue:

$$erro_V = 0,1\%V + 0,1 \quad (D.18)$$

$$erro_I = 0,15\%I + 0,006 \quad (D.19)$$

onde V representa a tensão e I é a corrente. As respectivas incertezas padrão são obtidas por

$$u_V = \frac{erro_V}{\sqrt{3}} \quad (D.20)$$

$$u_I = \frac{erro_I}{\sqrt{3}} \quad (D.21)$$

A potência elétrica é obtida através da multiplicação da tensão com a corrente, ou seja, $\dot{q} = VI$. Portanto, a incerteza padrão combinada fica

$$u_{\dot{q}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial V}\right)^2 u_V^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial I}\right)^2 u_I^2} \quad (D.22)$$

onde $\partial \dot{q} / \partial V = I$ e $\partial \dot{q} / \partial I = V$.

A incerteza terá os maiores valores quanto maior for a potência. Então, utilizando graus de liberdade infinitos, considerando os casos dos tubos de calor apresentados, a incerteza expandida foi estimada em 0,16 W para o TC1 operando em 10 W e 0,14 W para o TC2 operando em 8 W.

D.3 INCERTEZAS DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

Os mensurandos estimados dos parâmetros geométricos foram o raio lateral, r_{lat} , e ângulo de abertura, α . O procedimento utilizado foi descrito na subseção 4.2. No intuito de contabilizar os erros sistemáticos do operador que está realizando a medição, três medições foram realizadas, sendo cada uma por um operador diferente. Uma das medições foi apresentada no Apêndice B.

Cada operador forneceu um conjunto de medições, a partir das quais foram determinadas as médias (q_k) do operador k para os mensurandos r_{lat} e α . Em seguida foi obtida a média das médias (\bar{q}) conforme a equação D.1. A incerteza padrão experimental foi estimada pela equação D.3. Como se tem três observações, o número de graus de liberdade é igual a dois, assim, o respectivo coeficiente de *Student* para um intervalo de confiança de 95 % é $t = 4,303$. Este último multiplicado pela incerteza padrão fornece o valor da incerteza expandida. Os resultados obtidos foram $r_{lat} = (0,174 \pm 0,007)$ mm e $\alpha = (31,2 \pm 5,0)^\circ$. Um resumo dos resultados é apresentado na tabela D.3.

Tabela D.3: Incerteza dos parâmetros geométricos medidos.

	Op_1	Op_2	Op_3	Média	u	t	U
\bar{r}_{lat} [mm]	0,173	0,177	0,172	0,174	0,002	4,303	0,007
$\bar{\alpha}$ [°]	32,31	32,46	28,92	31,2	1,16	4,303	5,0

D.4 INCERTEZA DA RESISTÊNCIA TÉRMICA

A resistência térmica (R_t) dos tubos de calor é obtida por

$$R_t = \frac{\bar{T}_E - \bar{T}_C}{\dot{q}} = \frac{\Delta T}{\dot{q}} \quad (D.23)$$

onde \bar{T}_E é a temperatura média na região do evaporador, \bar{T}_C é a temperatura média na região do condensador e \dot{q} é a potência aplicada.

A incerteza padrão da resistência térmica é função das incertezas padrão das temperaturas e da potência. Através dos resultados, observa-se que a temperatura dos tubos de calor é fortemente dependente da potência aplicada, conforme esperado. Por isso, avaliaram-se os coeficientes de correlação existentes entre as temperaturas e entre a diferença de temperatura e a potência.

No TC1 a estimativa do coeficiente de correlação entre as temperaturas médias do evaporador e do condensador foi de 0,942, enquanto que para a diferença de temperatura e a potência foi de 0,135. Desse modo, assumiu-se que as temperaturas estavam correlacionadas entre si e que a diferença de temperatura não estava correlacionada com a potência, ou seja: $ecc(\bar{T}_E; \bar{T}_C) = 1$ e $ecc(\Delta T; \dot{q}) = 0$

No TC2 o valor obtido do coeficiente entre as temperaturas foi 0,997 e entre a diferença de temperatura e a potência foi 0,996. Por isso, no TC2 os parâmetros foram considerados todos correlacionados com $ecc = 1$.

Em ambos os tubos de calor a incerteza padrão da diferença de temperatura é dada por

$$u_{\Delta T} = \left| \frac{\partial \Delta T}{\partial T_{E1}} u_{T_{E1}} + \frac{\partial \Delta T}{\partial T_{E2}} u_{T_{E2}} + \frac{\partial \Delta T}{\partial T_{C1}} u_{T_{C1}} + \frac{\partial \Delta T}{\partial T_{C2}} u_{T_{C2}} \right| \quad (D.24)$$

A incerteza padrão relacionada com a resistência térmica para os tubos de calor TC1 e TC2 é dada, respectivamente por

$$u_{R_t}(TC1) = \sqrt{\left(\frac{\partial R_t}{\partial \Delta T} \right)^2 u_{\Delta T}^2 + \left(\frac{\partial R_t}{\partial \dot{q}} \right)^2 u_{\dot{q}}^2} \quad (D.25)$$

$$u_{R_t}(TC2) = \left| \frac{\partial R_t}{\partial \Delta T} u_{\Delta T} + \frac{\partial R_t}{\partial \dot{q}} u_{\dot{q}} \right| \quad (D.26)$$

As tabelas D.4 e D.5 apresentam os valores da potência, \dot{q} , da diferença de temperatura, ΔT , da incerteza padrão combinada da potência, $u_{\dot{q}}$, da incerteza padrão combinada da diferença de temperatura, $u_{\Delta T}$ e dos graus de liberdade efetivos da diferença de temperatura, $\nu_{\Delta T}$, para o TC1 e o TC2, respectivamente.

Nas tabelas D.6 e D.7 estão apresentados os resultados obtidos para a resistência térmica, R_t , a incerteza padrão combinada da resistência térmica, u_{R_t} , o número de graus de liberdade efetivos para a resistência térmica, ν_{R_t} , o fator de abrangência, t , e a incerteza expandida da resistência térmica, U_{R_t} , dos tubos de calor TC1 e TC2, respectivamente, em função da potência aplicada.

Tabela D.4: Incerteza da potência e da diferença de temperatura do TC1.

\dot{q} [W]	ΔT [°C]	$u_{\dot{q}}$ [W]	$u_{\Delta T}$ [°C]	$v_{\Delta T}$ [–]
2,00	41,5	0,03	2,1	45,6
3,97	41,7	0,05	2,1	46,0
5,99	39,4	0,06	2,2	45,5
8,00	36,7	0,07	2,1	46,0
10,00	41,5	0,08	2,2	50,1

Tabela D.5: Incerteza da potência e da diferença de temperatura do TC2.

\dot{q} [W]	ΔT [°C]	$u_{\dot{q}}$ [W]	$u_{\Delta T}$ [°C]	$v_{\Delta T}$ [$\times 10^{-9}$]
2,02	28,535	0,03	0,002	2,14
3,01	31,310	0,04	0,004	15,19
3,99	33,538	0,05	0,001	0,22
5,01	35,122	0,06	0,004	18,29
5,99	37,009	0,06	0,002	1,24
7,01	39,416	0,07	0,002	1,26
8,00	41,107	0,07	0,002	1,07

Tabela D.6: Incerteza da resistência térmica do TC1.

\dot{q} [W]	R_t [°C/W]	u_{R_t} [°C/W]	v_{R_t} [–]	t [–]	U_{R_t} [°C/W]
2,00	20,7	1,11	56,6	2,003	2,2
3,97	10,5	0,55	51,7	2,008	1,1
5,99	6,6	0,37	48,7	2,011	0,7
8,00	4,6	0,27	48,2	2,011	0,5
10,00	4,1	0,22	52,6	2,007	0,4

Tabela D.7: Incerteza da resistência térmica do TC2.

\dot{q} [W]	R_t [°C/W]	u_{R_t} [°C/W]	v_{R_t} [-]	t [-]	U_{R_t} [°C/W]
2,02	14,2	0,24	3,5	3,182	0,8
3,01	10,4	0,15	2,4	4,303	0,6
3,99	8,4	0,10	1,8	12,706	1,3
5,01	7,0	0,08	1,4	12,706	1,0
5,99	6,2	0,06	1,3	12,706	0,8
7,01	5,6	0,05	1,2	12,706	0,7
8,00	5,1	0,05	1,2	12,706	0,6