

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Louryval Coelho
Paixão..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 20 / 07 / 09
[Assinatura]
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Estudo numérico e experimental da solidificação
em torno de cilindro com e sem o uso de
promotor de turbulência**

Autor: Louryval Coelho Paixão
Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

**Estudo numérico e experimental da
solidificação em torno de cilindro com e sem o
uso de promotor de turbulência**

Autor: Louryval Coelho Paixão
Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluídos

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2009
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

P167e Paixão, Louryval Coelho
Estudo numérico e experimental da solidificação em torno de cilindro com e sem o uso de promotor de turbulência / Louryval Coelho Paixão. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Kamal Adbel Radi Ismail.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Calor - Armazenamento. 2. Análise térmica. 3. Engenharia térmica. 4. Solidificação (Análise numérica). I. Ismail, Kamal Adbel Radi. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Numerical and experimental study of solidification around the cylinder with and without the use of turbulence promoter

Palavras-chave em Inglês: Heat storage, Thermal analysis, Heat engineering, Solidification - numerical analysis

Área de concentração: Térmica e de Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Caio Glauco Sanchez, Alcides Padilha

Data da defesa: 20/07/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS

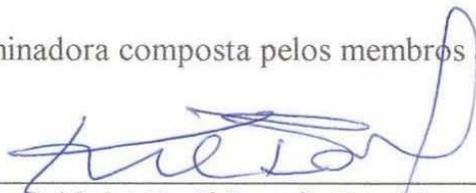
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Estudo numérico e experimental da
solidificação em torno de cilindro com e sem o
uso de promotor de turbulência**

Autor: **Louryval Coelho Paixão**

Orientador: **Kamal Abdel Radi Ismail**

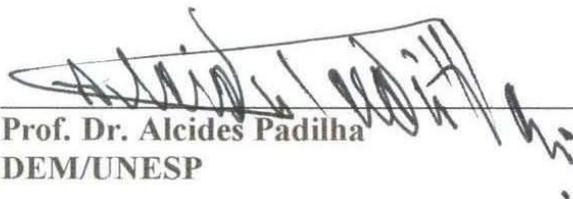
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, Presidente
FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Caio Glauco Sanchez
FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Alcides Padilha
DEM/UNESP

Campinas, 20 de julho de 2009

Dedicatória:

Dedico este trabalho aos meus pais, o Dr. Lourival Leocádio Cunha Paixão e a Dra. Maria Hilda Coelho Paixão.

Agradecimentos

Ao Senhor dos Exércitos.

Aos meus pais, por poderem me dar um grande suporte na continuidade de minha educação.

Aos meus irmãos: Lourianne e Luciano os quais sempre estarão comigo.

À Elaine por transformar a dor da saudade da terra natal em amor sendo um dos grandes incentivos a me permanecer firme nesta jornada.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, pelas devidas instruções e principalmente por contribuir de forma ímpar ao crescimento científico do Estado do Maranhão.

À FAPEMA por ser um dos grandes apoios financeiros na pesquisa.

Ao suporte técnico dado por Setembrino Vaz, Gama, Zanaga, João, Edimur, Edmilson entre outros, Eloi e a Cleuza.

À toda a “Guarnição” presente no *front*: Raykleison Moraes, Élson Cesar, Castro, Aliandro, Danilo Borralho, Felix Silva, Vilson, Karlos, Kerlles, João Coelho, José Roberto, Cleudianne e aos que se encontram no “QG”: José Henrique Fragoso, Antonio Pedro Seiva e os demais.

A todos que fazem e fizeram parte da “República Barraca de Pau”, uma de nossas “Bases”: Lourival Filho (Cerca Velha), Flávio Nunes (Pakito), Hairton de Souza (Krust dos “Simpsons”) e André Pereira (Andrinho).

Aos amigos Wilson Tâmega Jr e Raquel Cunha.

Aos “irmãos” Cláudio Gomes e Aderaldo Neto.

A Adilto Cunha e Audirene Amorim... (sem palavras!).

“E se Tu me deres pão para que coma, roupa que eu vista e teto para que eu durma nesta jornada em que empreendo... Tu serás meu Deus”.

Yaqub (Israel).

Livro de Gênesis
Capítulo 12

Resumo

PAIXÃO, Louryval Coelho, *Estudo numérico e experimental da solidificação em torno de cilindro com e sem o uso de promotor de turbulência*, Campinas Faculdade de Engenharia Mecânica 2009, 121 p. Dissertação (Mestrado).

O processo de solidificação de um material de mudança de fase em uma região anular ao redor de um cilindro resfriado pela passagem de um fluido em seu interior é estudado numérica e experimentalmente, objetivando aplicações em sistemas de armazenamento de calor latente. A solução do problema de mudança de fase é feita utilizando o método de imobilização de fronteiras, onde se aplica a transformada de coordenadas de forma que no novo sistema a fronteira móvel e irregular seja fixa e paralela às demais. O método de volumes finitos é usado para discretização das equações do modelo matemático que em seguidas são resolvidas computacionalmente. Os experimentos são realizados para 4 temperaturas e 3 números de Reynolds do fluido de trabalho: $-5, -10, -15, -20^{\circ}C$ e 741, 1484, 2280 respectivamente. Posteriormente, foi introduzido um promotor de turbulência helicoidal para aumentar o coeficiente de transferência de calor onde foram realizados 6 experimentos para temperaturas de $-10, -15^{\circ}C$ e, com os mesmos números de Reynolds anteriores. Os resultados experimentais foram comparados com os resultados numéricos.

Palavras Chave:

- Armazenadores de calor latente, técnica de imobilização de fronteira, solidificação em espaço anular, intensificação de troca térmica.

Abstract

PAIXÃO, Louryval Coelho, *Numerical and experimental study of the solidification around a cylinder with and without turbulence promoter*, Campinas Faculdade de Engenharia Mecânica 2009, 121 p. Dissertação (Mestrado).

The process of solidification of a material of change of phase in a region annular around of a cylinder cooled by fluid passing in its interior is studied numerical and experimentally, objectifying applications in systems of storage of latent heat. The boundary immobilization technique is used for solving for phase-change problem. The coordinate transformation is performed so that in the new system the moving and irregular boundary become fixes and parallel to the others. The finite-volume methodology is used discretization of the equation from the mathematical model witch are than solved by a computer program. The experiments are made for 4 temperatures and 3 Reynolds numbers of the fluid: 741, 1484, and 2280 respectively. A turbulence promoter was insert inner tube to enhancement the coefficient of heat transference, where 6 experiments were made to -10 and $-15^{\circ}C$ temperature with the previous Reynolds numbers. The experimental results had been compared with the numerical results.

Key Words:

- Latent thermal energy storage, Boundary-Immobilization Technique, Solidification in annular geometry, Enhancement heat transfer.

Índice

Lista de Figuras	xii
Lista de Tabelas	xviii
Nomenclatura	xix
1 Introdução	1
2 Revisão da Literatura	6
3 Materias e Métodos	12
3.1 Bancada Experimental	12
3.2 Seção de Testes	15
3.3 Seção de observação	17
3.4 Seção de aquisição e processamento de dados	17
3.5 Controle de Dados	17
3.6 Procedimento de Calibração	18
3.7 Tratamento de dados	19

3.8	Procedimento Experimental	20
3.9	Ensaaios	21
4	Modelamento Matemático	23
4.1	Introdução	23
4.2	Modelo físico	23
4.3	Hipóteses	24
4.3	Equacionamento	25
4.4	Tratamento da Interface Sólido-Líquido – Transformada de Landau	26
5	Análise Numérica	32
5.1	Introdução	32
5.2	Discretização da equação da conservação de energia	33
5.3	Discretização das condições de contorno	36
5.4	Tratamento do início do processo de solidificação	38
5.5	Algoritmo	40
6	Discussão de Resultados Obtidos	42
6.1	Introdução	42
6.2	Parâmetros térmicos	43
6.3	Efeito da temperatura do fluido de trabalho	43
6.4	Efeito da vazão do fluido de trabalho	50
6.5	Efeito da promoção de turbulência	56

6.6	Comportamento do processo de solidificação em função da posição axial	62
6.7	Posição da Interface – Comparação com modelo numérico	70
6.8	Velocidade da Interface – Comparação com modelo numérico	72
6.9	Efeito da Temperatura de Trabalho – Comparação com modelo numérico	74
6.10	Efeito da Vazão de Trabalho – Comparação com modelo numérico	76
7.	Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros	78
	Referências Bibliográficas	80
	Apêndice A	85
	A.1 Cálculo do coeficiente de película para o tubo liso	85
	Apêndice B	87
	B.1 Curvas de Calibração dos Termopares	88
	B.2 Curva de Calibração da Placa de Orifício	94
	B.3 – Correlações Empíricas Obtidas	95
	Apêndice C	98
	C 1 – Análise de incerteza na medida experimental	98

Lista de Figuras

3.1 – Trocador de Calor: tubo externo isolado e tubo interno de cobre	13
3.2 – Sistema de refrigeração	13
3.3 – Aparato Experimental	14
3.4 – Manômetro em “U” utilizado	15
3.5 – Seção de testes	16
3.6 – Placa de Aquisição com 30 canais e interface do software AQDADOS	17
3.7 – Sistema utilizado na calibração dos termopares tipo “T” (adaptado Figliota e Beasley, 2000)	18
3.8 – Promotor de turbulência helicoidal com cotas	22
4.1 – Esquema do modelo físico	24
5.1 – Volume de controle bidimensional em coordenadas polares	33
5.2 – Solidificação em uma fase de um meio semi-infinito com convecção	38
5.3 – Fluxograma do programa computacional	41
6.1– Efeito da temperatura de trabalho em relação à posição da interface para vazão de 22,72ml/s.	44
6.2 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à posição da interface para vazão de 45,45 ml/s	45
6.3 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à posição da interface para vazão de 70 ml/s	45
6.4 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à velocidade da interface para vazão de 22,72 ml/s	46
6.5 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à velocidade da interface para vazão de 45,45 ml/s	46

6.6 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à velocidade da interface para vazão de 70 ml/s	47
6.7 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à massa solidificada para vazão de 22,72 ml/s	48
6.8 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à massa solidificada para vazão de 45,45 ml/s	48
6.9 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à massa solidificada para vazão de 70 ml/s	48
6.10 – Efeito da vazão em relação à posição da interface para temperatura de trabalho de $-5^{\circ}C$	50
6.11 – Efeito da vazão em relação à posição da interface para temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$	50
6.12 – Efeito da vazão em relação à posição da interface para temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$	51
6.13 – Efeito da vazão em relação à posição da interface para temperatura de trabalho de $-20^{\circ}C$	51
6.14 – Efeito da vazão em relação à velocidade da interface para temperatura de trabalho de $-5^{\circ}C$	52
6.15 – Efeito da vazão em relação à velocidade da interface para temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$	52
6.16 – Efeito da vazão em relação à velocidade da interface para temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$	53
6.17 – Efeito da vazão em relação à velocidade da interface para temperatura de trabalho de $-20^{\circ}C$	53
6.18 – Efeito da vazão em relação à massa solidificada para temperatura de trabalho de $-5^{\circ}C$	54
6.19 – Efeito da vazão em relação à massa solidificada para temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$	54
6.20 – Efeito da vazão em relação à massa solidificada para temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$	55

6.21 – Efeito da vazão em relação à massa solidificada para temperatura de trabalho de $-20^{\circ}C$	55
6.22 - Efeito do promotor de turbulência: comparação da posição da interface com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$	56
6.23 - Efeito do promotor de turbulência: comparação da posição da interface com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$	57
6.24 - Efeito do promotor de turbulência: comparação da posição da interface com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$	57
6.25- Efeito do promotor de turbulência: comparação da posição da interface com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$	58
6.26- Efeito do promotor de turbulência: comparação da velocidade da interface com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$	58
6.27 - Efeito do promotor de turbulência: comparação da velocidade da interface com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$	59
6.28 - Efeito do promotor de turbulência: comparação da velocidade da interface com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$	59
6.29- Efeito do promotor de turbulência: comparação da velocidade da interface com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$	60
6.30- Efeito do promotor de turbulência: comparação da massa solidificada com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$	60
6.31- Efeito do promotor de turbulência: comparação da massa solidificada com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$	61
6.32- Efeito do promotor de turbulência: comparação da massa solidificada com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$	61
6.33 - Efeito do promotor de turbulência: comparação da massa solidificada com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$	62
6.34 – Posição radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de $-10^{\circ}C$ e vazão de 22,72 ml/s	63

6.35 – Posição radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de $-20^{\circ}C$ e vazão de 45,45 ml/s	64
6.36 – Posição radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de $-15^{\circ}C$ e vazão de 70 ml/s	64
6.37 – Velocidade radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de $-10^{\circ}C$ e vazão de 22,72 ml/s	65
6.38 – Velocidade radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de $-20^{\circ}C$ e vazão de 45,45 ml/s	65
6.39 – Velocidade radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de $-15^{\circ}C$ e vazão de 70 ml/s	66
6.40 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de $-15^{\circ}C$ e vazão 22,7 ml/s	67
6.41 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de $-20^{\circ}C$ e vazão 22,7 ml/s	67
6.42 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de $-15^{\circ}C$ e vazão 45,45 ml/s	68
6.43 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de $-20^{\circ}C$ e vazão 45,45 ml/s	68
6.44 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de $-15^{\circ}C$ e vazão 70 ml/s	69
6.45 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de $-20^{\circ}C$ e vazão 70 ml/s	69
6.46 – Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo com temperatura de entrada do fluido de trabalho de $-10^{\circ}C$ e vazão de 70 ml/s	71
6.47– Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo com temperatura de entrada do fluido de trabalho de $-15^{\circ}C$ e vazão de 45,45 ml/s	71

6.48 – Comparação numérica e experimental: velocidade da interface em função do tempo com temperatura de entrada do fluido de trabalho de $-15^{\circ}C$ e vazão de 45,45 ml/s	73
6.49 – Comparação numérica e experimental: velocidade da interface em função do tempo com temperatura de entrada do fluido de trabalho de $-10^{\circ}C$ e vazão de 70 ml/s	74
6.50 – Comparação numérica e experimental: efeito da temperatura de trabalho em relação à posição da interface para vazão de 70 ml/s	75
6.51 – Comparação numérica e experimental: efeito da temperatura de trabalho em relação à velocidade da interface para vazão de 70 ml/s	75
6.52 – Comparação numérica e experimental: efeito da vazão de trabalho em relação à velocidade da interface para temperatura de $20^{\circ}C$	77
6.53 – Comparação numérica e experimental: efeito da vazão de trabalho em relação à posição da interface para temperatura de $20^{\circ}C$	77
B1 – Curva de calibração do termopar 1	88
B2 – Curva de calibração do termopar 2	89
B3 – Curva de calibração do termopar 3	89
B4 – Curva de calibração do termopar 4	90
B5 – Curva de calibração do termopar 5	90
B6 – Curva de calibração do termopar 6	91
B7 – Curva de calibração do termopar 7	91
B8 – Curva de calibração do termopar 8	92
B9 – Curva de calibração do termopar 9	92
B10 – Curva de calibração do termopar 10	93
B11 – Curva de calibração do termopar 11	93
B12 – Curva de calibração da placa de orifício	94
B13 – Velocidade de solidificação em função da temperatura de trabalho para intervalos de tempo específicos	95

B14 – Velocidade de solidificação em função da vazão do fluido de trabalho para intervalos de tempo específicos	95
B15 – Velocidade de solidificação em função da temperatura de trabalho, para intervalo de tempo de 600 a 1200 minutos e vazão de 45,45 ml/s de etanol	97
B16 – Velocidade de solidificação em função da vazão do fluido de trabalho, para intervalo e tempo de 600 a 1200 minutos e etanol a $-20^{\circ}C$	97
C1 – Escala métrica para medida da posição da interface sólido-líquido com o tempo	99
C2 – Análise de erro experimental para a medida da posição da interface com o tempo	99

Lista de Tabelas

3.1 – Propriedades termofísicas dos fluidos refrigerantes	16
6.1 – Propriedades termofísicas da água a 0° C	43
6.2 – Propriedades do material da parede	43
B1 – Equação das curvas de calibração para termopares	94

Nomenclatura

Letras Latinas

c_p – calor específico a pressão constante	$\left[\frac{J}{Kg \cdot ^\circ C} \right]$
d – diâmetro do tubo interno	[m]
h – coeficiente convectivo de transferência de calor	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
k – condutividade térmica	$\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$
L – calor latente de solidificação	$\left[\frac{J}{Kg} \right]$
r – coordenada radial, raio do tubo	[m]
R – coordenada radial adimensional	
$s(t)$ – posição transiente da interface sólido-líquido	
T – temperatura	[$^\circ C$]
t – tempo	[s]

Letras Gregas

α - difusividade térmica	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
ϕ - temperatura adimensional	

Δ - variável auxiliar, espessura adimensional da interface sólido-líquido	$\left[\frac{R}{r} \right]$
η - coordenada radial transformada, utilizada na Transformada de Landau	
φ - coordenada da direção axial	
μ - viscosidade cinemática	$\left[\frac{Kg}{m \cdot s} \right]$
ν - viscosidade dinâmica	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
θ - coordenada angular, direção circunferencial	
ρ - massa específica	$\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
τ - tempo adimensional	

Subscritos

- e – face do volume de controle a leste do ponto P [Figura 5.1]
- E – ponto nodal da malha a leste do ponto P [Figura 5.1]
- f – fluido
- i - interface
- in – inicial
- m – mudança de fase
- l – fase líquida
- n – face do volume de controle ao norte do ponto P [Figura 5.1]
- N – ponto nodal da malha ao norte do ponto P [Figura 5.1]
- p – parede
- s – fase sólida ou face do volume de controle ao sul do ponto P [Figura 5.1]
- S – ponto nodal da malha ao sul do ponto P [Figura 5.1]
- sl – sólido-líquido
- w – face do volume de controle a oeste do ponto P [Figura 5.1]
- W – ponto nodal da malha a oeste do ponto P [Figura 5.1]

Números Adimensionais

Fo – número de Fourier $\left[\frac{\alpha \cdot t}{r^2} \right]$

Pr – número de Pradtl $\left[\frac{hd}{k} \right]$

Nu – número de Nusselt $\left[\frac{\mu \cdot c_p}{k} \right]$

Re – número de Reynolds $\left[\frac{4Q}{\pi D v} \right]$

Ste – número de Stefan $\left[\frac{c_p (T_m - T_f)}{L} \right]$

Capítulo 1

Introdução

Desde o ápice da crise energética brasileira, em 1973 e mais recente em 2001, os aparelhos de ar condicionado têm sido apontados como um dos grandes consumidores quando o assunto é conservação de energia elétrica. Além de responder por boa parte do consumo de uma residência ou empresa (algo como 20% ou até 25%), esses equipamentos estão em funcionamento geralmente durante o dia, quando a demanda é maior e as tarifas mais altas.

O processo de globalização e a instauração de uma economia altamente competitiva vêm exigindo das empresas, maior eficiência em suas atividades, o uso de energia elétrica não significa apenas uma redução nas despesas, mas também uma redução nos impactos ambientais.

A crise do petróleo ocorrida na década de 70 serviu como alerta para muitos países pesquisarem novas formas (fontes) de energia. Como as fontes disponíveis apresentavam custos altos e exigiam longos períodos de implantação, o uso racional de energia passou a ser encarado como opção mais vantajosa, na medida em que a redução do consumo evitaria a instalação de novos parques geradores.

A partir desta data o avanço tecnológico tem proporcionado equipamentos cada vez mais eficientes e conceito de eficiência energética passou a vigorar dentro das empresas.

A energia elétrica representa 40% da energia total consumida, sendo que as usinas hidrelétricas geram 95% dessa energia, no país (Brasil 2000b). A estiagem ocorrida no ano de 1999 e no primeiro semestre do ano de 2000 em decorrência do fenômeno climático “El Niño” colocou o sistema brasileiro em alerta, forçando o governo a tomar medidas de impacto com um programa de instalação de 749 usinas termelétricas no país.

Neste contexto, a eficiência energética passou a ser tema de debate, e visando também a redução de gastos públicos e manutenção da estabilidade econômica em julho de 2000, o Presidente da República assinou o decreto nº 3.300 (Brasil 2000a). Este documento visa que todos os prédios da Administração Pública Federal deverão reduzir em 20% seu consumo de energia elétrica registrado em 1998 até o final de 2002. Em 2001 na iminência de uma grave crise no sistema energético brasileiro, o governo edita o decreto nº 3.818, que determina a redução em 35%, no consumo de energia elétrica, de prédios públicos federais, em relação ao consumo registrado no mês de julho daquele ano em relação ao consumo no mesmo mês do ano anterior, (Brasil 2001).

A necessidade de desenvolver algo tecnologicamente ligado a sistemas de armazenamento de energia térmica, além do racionamento, tornou-se também uma solução econômica viável para este tipo de problema. São sistemas que operam em ciclos de carregamento e descarregamento, em que recebem e liberam energia térmica. Esses processos consistem em ceder e retirar calor de uma substância com capacidade de armazenar este tipo de energia. O uso desta tecnologia pode ocorrer em situações onde não há uma fonte de energia elétrica disponível a qualquer momento e quando se deseja utilizá-la apenas em determinados momentos. Uma importante aplicação desta tecnologia está na assistência de ar condicionado central e refrigeração industrial, diminuindo o consumo de energia elétrica nos momentos de pico de consumo, tornando-o mais uniforme ao longo do dia. No Brasil, a exemplo de outros países o custo da energia elétrica industrial é variável ao longo do dia, tendo maior consumo coincidindo com os horários de pico.

De forma pioneira no Brasil, Ismail (1998) estuda e desenvolve através de pesquisas na Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp, um tipo de sistema de armazenamento de energia térmica, os chamados Bancos de Gelo, onde se pretende utilizar a energia térmica latente de um

material de mudança de fase por solidificação ou fusão, em processos que envolvam refrigeração e condicionamento de ambientes.

A eficiência desses processos de mudança de fase sólido-líquido para o armazenamento de energia está diretamente ligada a uma propriedade termofísica do material de mudança de fase (PCM), que é o calor latente de solidificação: quanto mais alto for o calor latente de solidificação mais energia térmica se pode armazenar, portanto depende-se cuidadosamente da escolha do material de mudança de fase utilizado no processo.

Contudo, existem alguns aspectos indesejáveis associados à utilização desta tecnologia, e uma delas está associada às incertezas no equacionamento das taxas de transferência de calor durante a fusão e a solidificação do material de mudança de fase.

Na ótica matemática, fenômenos de solidificação pertencem a problemas do tipo fronteira móvel, onde a interface sólido-líquido, ou frente de solidificação se desloca continuamente com o tempo e é de caráter decrescente no que diz respeito a sua velocidade de avanço. Portanto, faz-se o uso de resultados aproximados dados por soluções numéricas para o equacionamento que envolve este tipo de problema. No caso da água destilada, por exemplo, tem-se uma frente de solidificação definida por esta mudar de fase em uma temperatura fixa, ao contrário das parafinas que ocorre em uma faixa de temperaturas.

Os modelos para solução de transferência de calor com mudança de fase baseiam-se na temperatura e entalpia. No primeiro modelo necessita-se do conhecimento da posição da frente de solidificação com o tempo e as equações são escritas em função da temperatura, já no modelo entálpico estas equações são governadas pelos valores de entalpias e calor latente, e a posição da frente pode ser obtida como resultado posterior. Para uma faixa de temperaturas onde ocorre a solidificação utiliza-se o modelo entálpico, enquanto que para substâncias que tem temperatura de mudança de fase definida, usa-se o modelo de temperaturas.

1.1 Objetivo Geral

Estudar numérica e experimentalmente a solidificação de um material de mudança de fase, em torno de um cilindro de cobre horizontal.

1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho referem-se ao estudo de:

1. O comportamento posição da interface sólido líquido em função do tempo;
2. O comportamento velocidade da interface sólido líquido em função do tempo;
3. A quantidade de massa solidificada formada;
4. O comportamento axial do perfil da interface sólido-líquido;
5. O desempenho de um intensificador de troca térmica em função do aumento de massa solidificada;
6. A comparação dos dados experimentais da posição e velocidade da interface, com uma curva numérica.

1.3 Justificativas do trabalho

Sistemas de armazenamento de energia na forma latente têm sua importância realçada quando se deseja racionalizar o consumo de energia elétrica. Uma importante aplicação desta tecnologia está na assistência de ar condicionado central e refrigeração industrial, diminuindo o consumo de energia elétrica nos momentos de pico de consumo, tornando-o mais uniforme ao longo do dia. No Brasil, a exemplo de outros países, o custo da energia elétrica industrial é variável ao longo do dia, tendo seus maiores valores coincidindo com os momentos de pico. Objetivando a viabilidade econômica tem se recorrido a bancos de gelo para tornar a curva de consumo de energia mais favorável nos instantes de pico.

1.4 Descrição do trabalho

Neste trabalho, foi utilizado do método das temperaturas com a técnica de imobilização de fronteiras para solução numérica de um problema de solidificação em geometria cilíndrica anular e água como material de mudança de fase. Para intensificação da troca térmica entre o PCM e o refrigerante, foi utilizado um promotor de turbulência no escoamento do refrigerante através do tubo interno. O tipo de promotor de turbulência empregado foi uma fita de cobre helicoidal. A formação dessa turbulência promoveu o aumento do número de Nusselt, diretamente ligado ao coeficiente de película, responsável pela transferência de calor por convecção no escoamento interno.

No capítulo 2 apresenta-se uma revisão bibliográfica relativa a problemas de mudança de fase voltados especialmente para o uso da técnica de imobilização e geometrias do tipo anular. No capítulo 3 detalha-se a montagem da bancada e procedimentos experimentais. O modelo matemático adotado é mostrado no capítulo 4 e no capítulo 5 analisa-se a aplicação de um método numérico para o modelo matemático. No capítulo 6 são apresentados e discutidos os resultados experimentais obtidos e no capítulo 7 estão as conclusões do trabalho e sugestões para futuras pesquisas afins.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

A solidificação ou fusão de alguma substância abrangem muito mais que armazenamento térmico, como por exemplo, processos de fundição, soldagem aquecimento aerodinâmico de objetos, condicionamento térmico de ambientes, entre outros. Considerando portanto o estudo de fenômenos de transformação de fase, este foi de interesse de pesquisadores desde a segunda metade do século XIX, tanto na visão tecnológica, como na criação de bancadas experimentais e modelos matemáticos, para uma melhor compreensão dos processos de transferência de calor presentes.

“Stefan e Neumann” foram os responsáveis pelos primeiros modelos matemáticos de transferência de calor envolvendo fusão e solidificação, ocorreu por volta da segunda metade do século XIX, segundo Viskanta (1983). Foram resolvidos problemas para geometrias plana semi-infinita, considerando temperatura inicial igual ou não à temperatura de fusão do material. O modelo foi baseado na condução de calor unidimensional em regime transiente e o balanço térmico na fronteira entre as duas fases.

Devido a não-linearidade destes problemas, soluções analíticas tornaram-se restritas às situações idealizadas, como os domínios dos planos semi-infinitos ou cilindros de raio nulo, sempre unidimensionais. Ozisik (1980) descreve as soluções exatas disponíveis. Entretanto outros

pesquisadores da área como Yao e Prusa (1989), conseguiram adaptar uma grande variedade de métodos analíticos aproximados, como por exemplo, métodos de similaridade e de perturbação.

O ponto principal no desenvolvimento destes modelos estava em como contornar a questão da fronteira móvel até então. Um método de transformação de coordenadas foi proposto por Landau (1949). Este método propõe que um problema de fronteira móvel pudesse ser resolvido em um domínio fixo. A mudança de variável foi aplicada em problema de fusão unidimensional por aquecimento aerodinâmico – ablação, daí por diante tornou-se a base da técnica de imobilização de fronteira.

Um tipo de abordagem para solução numérica de problema de mudança de fase por diferenças finitas para problemas unidimensionais foi apresentado por Murray e Landis (1959), é o método de malhas móveis, uma idéia equivalente à transformada de Landau para soluções numéricas, onde a malha de pontos se deslocava acompanhando a evolução da interface. É considerado por Yao e Prusa (1989) um método preciso dentre os disponíveis.

Até agora foram mencionadas soluções para problemas unidimensionais, porém nos trabalhos de Duda et al. (1975), a extensão da transformada de Landau é feita para problemas de mais de uma dimensão. Neste trabalho, os métodos apresentados são aqueles que se tornariam métodos clássicos, onde se faz necessário o conhecimento da posição da fronteira móvel quando esta posição é resultante da resolução de cálculos anteriores.

A técnica de imobilização de fronteiras também foi utilizada por Sparrow et al. (1978), no estudo do efeito da temperatura inicial do material sólido na fusão em torno de um cilindro. É importante salientar que neste trabalho foram usados pela primeira vez alguns artifícios em conjunto com a transformada de Landau, como a forma de adimensionalizar algumas variáveis e o tratamento diferenciado explícito e implícito do tempo dependendo da equação considerada.

Nos processos de solidificação e fusão, não ocorrem apenas o fenômeno de condução como foram anteriormente estudados nos problemas, mas também os de convecção natural. A partir dos trabalhos de Sparrow, foram levados em conta processos de convecção na fase líquida.

Segundo Voller et al. (1990), desenvolvendo-se paralelamente ao uso da técnica de imobilização de fronteiras, estudava-se também o método entálpico que teve diversas formulações ao longo dos anos. As equações não eram baseadas na temperatura e o calor absorvido ou liberado durante o processo de mudança de fase, mas sim na entalpia que aparecia como termo fonte na equação de conservação de energia.

Portanto, os métodos numéricos para solução de problemas de mudança de fase dividiram-se em dois grupos, apesar de não serem os únicos, os métodos de malha fixa, baseado na entalpia e os de malha móvel que usavam a técnica de imobilização de fronteiras. Para soluções onde a mudança de fase ocorria em uma faixa de temperaturas, o método entálpico era o mais adequado, por não precisar determinar a posição da fronteira durante a solução, já em problemas com a temperatura de mudança de fase fixa o método de imobilização de fronteiras mostrou-se mais eficaz, pelo fato de a interface ter uma posição mais definida com o tempo, conforme Furzeland (1980).

Hsu et al. (1981) desenvolveram um método de solução de problemas de mudança de fase com condução bidimensional usando imobilização de fronteira e o método de diferenças finitas baseado em volumes de controle, ou volumes finitos, descrito por Patankar (1980). Enfatiza-se o fato da transformação gerar um sistema de coordenadas não ortogonal, levando ao surgimento de termos com derivadas mistas na equação de condução (características de materiais anisotrópicos) e de termos pseudo-convectivos.

Em problemas de mudança de fase unidimensional onde ocorre a variação de densidades entre as fases, Kim e Kaviany (1990, 1992) aplicaram a transformada de Landau e o método de diferenças finitas de Sparrow e Chuck (1984). Foram testados os termos pseudo-convectivos e concluído que era possível também o uso de esquemas tradicionais como diferenças centrais para baixas velocidades envolvidas.

Pesquisas feitas por Viswanatah e al. (1993), mostraram que finalmente o método entálpico é o mais preciso em problemas de mudança de fase em uma faixa de temperaturas, onde há presença de uma fase intermediária entre o sólido e líquido.

Os trabalhos citados anteriormente tinham como foco principal generalizar soluções numéricas para um campo de geometrias. No entanto, concomitantemente, outras pesquisas foram desenvolvidas para tratar da solução de problemas de geometrias específicas, dependendo da aplicação desejada.

Em armazenamento térmico o sistema de geometria anular com um cilindro interno percorrido por um fluido de aquecimento ou de refrigeração e contendo no seu espaço anular o líquido de mudança de fase e com a superfície externa isolada termicamente despertou o interesse de uma gama de pesquisadores, pois este tipo de sistema também pode servir para simulação de armazenadores semelhante, mas com diversos cilindros dispostos simetricamente. Devido a tal importância diversos trabalhos encontram-se facilmente acessíveis na literatura, principalmente quando se trata de armazenamento de energia térmica latente com processos de fusão e solidificação da água.

Sparrow e Hsu (1981) foram pioneiros na utilização dessa geometria. O material de mudança de fase foi assumido inicialmente líquido, além de semi-infinito na direção radial, o fluido refrigerante utilizado foi um gás em escoamento turbulento com adimensionais especificados como o número de Stanton e de Biot. O acoplamento da transferência de calor no fluido e no material de mudança de fase foi feito através de um balanço de energia na parede do cilindro. Utilizou-se a técnica de imobilização de fronteira com volumes finitos segundo descrito por Hsu (1981).

Um problema idêntico ao de Sparrow e Hsu foi resolvido por Shamsundar (1982), mas por um método analítico aproximado. Foi utilizada uma aproximação de regime quase permanente, onde se considera que todo o calor liberado é latente e desprezada a condução na direção axial. Os resultados foram favoráveis àqueles apresentados por Sparrow e Hsu (1981), nas mesmas condições.

Experimentalmente, Sinha e Gupta (1982) estudaram a solidificação de água em torno de um cilindro resfriado pela passagem de um fluido considerado isotérmico.

A superfície era de vidro e isolada termicamente. O acompanhamento do aumento da espessura da camada solidificada foi registrado por meios óticos. Os resultados eram feitos para diversos valores de temperatura do cilindro interno e da água. Os resultados foram favoráveis quando comparados com a solução numérica.

Satri et al. (1989) desenvolveram um trabalho numérico para a geometria de espaço anular finito. Usaram a técnica de volumes finitos de Hsu et al (1981) com a temperatura da água superior a de solidificação e fluido refrigerante assumindo valores do número de Biot e Stanton especificados. Encontraram uma correlação com base no número de Biot, no comprimento do sistema e na espessura do espaço anular para o valor de tempo para a solidificação completa.

Os processos de mudança de fase em geometria anular também foram estudados de pontos de vista mais aplicados, objetivando o armazenamento de energia térmica, buscando novos materiais de mudança de fase, e mecanismos de intensificação da troca térmica. Neste sentido estão mais recentes os trabalhos de Choin e Kim (1992), que analisaram experimentalmente o comportamento de uma unidade armazenadora de calor latente considerando o cilindro interno com e sem aletas circulares.

A intensificação da troca térmica entre o fluido refrigerante e o material de mudança de fase pode ser obtida pelo aumento da área superficial disponível para convecção por meio do uso de superfícies estendidas ou pelo aumento do coeficiente de transferência de calor. O aumento deste coeficiente pode ser alcançado através da indução de turbulência do escoamento de um fluido no interior de um tubo. Isto pode ser obtido através da confecção de ranhuras na superfície interna, e inserção de uma mola ou fitas torcidas, por exemplo. Neste último caso, o aparecimento de um componente tangencial da velocidade aumenta a velocidade do escoamento, particularmente na região próxima à parede do tubo

Ao avaliar qualquer configuração para intensificação da taxa de transferência de calor deve-se prestar atenção na perda de pressão do escoamento ao longo do duto e, portanto maior demanda de potência nos sopradores ou bombas.

A transferência de calor pode ser intensificada sem a indução de turbulência ou a utilização de uma área superficial aumentada (aletas), simplesmente fazendo-se com que o tubo adquira uma configuração helicoidal. Neste caso, as forças centrífugas induzem um escoamento secundário que consiste em dois vórtices longitudinais que aumentam o coeficiente de transferência de calor.

Capítulo 3

Materiais e Métodos

O presente capítulo descreve a metodologia adotada no trabalho, desde a montagem da bancada experimental até a execução dos ensaios no laboratório de Armazenamento Térmico Calor e de Fluido, FEM, UNICAMP. Será apresentada toda a composição da bancada, o sistema de refrigeração, o trocador de calor (tubos concêntricos), suas dimensões, a seção de testes onde foi observado o fenômeno de transformação de fase, toda a parte de aquisição de dados, que vai desde os sensores de temperatura (termopares), até a transformação dos sinais e visualização em um monitor. Também será explicado o processo de calibração de uma placa de orifício para tomada de pressões e dos termopares ao longo da seção de testes. O tratamento dos dados e todos os passos para realização de cada ensaio, assim como todos os parâmetros analisados, também serão discutidos neste capítulo.

3.10 Bancada Experimental

A bancada experimental é composta basicamente por um trocador de calor de tubos concêntricos e um sistema de refrigeração por compressão.

As dimensões do trocador de calor (Figura 3.1) são:

- Tubo interno de cobre: 22 mm de diâmetro externo, 20 mm de diâmetro interno e 2200 mm de comprimento.
- Tubo externo de PVC: 300 mm de diâmetro externo, 290 mm de diâmetro interno e 2100 mm de comprimento.

Todo o tubo de PVC é revestido de material isolante – isopor de espessura 45 mm.



Figura 3.1 – Trocador de Calor: tubo externo isolado e tubo interno de cobre

O sistema de refrigeração (Figura 3.2) conta com os componentes básicos de um ciclo por compressão: um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e dois evaporadores.



Figura 3.2 – Sistema de refrigeração

O sistema de compressão age com uma pressão de descarga de 200 psi e de 0 psi para evaporação aproximadamente. Ao sair do compressor o fluido de refrigeração passa para um condensador, onde posteriormente se dirige para a válvula de expansão.

O controle da vazão do fluido primário de refrigeração, R 22, através da válvula de expansão é manual. Foi utilizada uma válvula pressostática. A passagem ou não deste fluido obedece a um ajuste de temperatura anteriormente fixado em um termostato: se o fluido de trabalho precisa dissipar calor, o relé do termostato mantém a válvula solenóide sempre aberta permitindo a passagem de mais R22 para o sistema. Caso necessite absorver calor, a válvula solenóide é automaticamente fechada. No interior de um dos evaporadores, percorre uma serpentina de cobre, onde internamente escoo o fluido de trabalho que troca calor com o fluido primário de refrigeração, que se encontra evaporando no espaço livre da carcaça.

Atingida a temperatura ajustada, o fluido de trabalho passa para o trocador de calor pelo tubo interno e troca calor com o material de mudança de fase, sendo esta troca térmica a responsável pelo início do processo de mudança de fase. Uma bomba KSB Hydrobloc P 500T, impulsiona o fluido de trabalho que finalmente, retorna para um reservatório, onde continuamente escoará pelo interior de toda a tubulação chegando ao trocador de calor e retornando para o reservatório novamente, completando assim um ciclo. A Figura 3.3, apresenta todo o aparato experimental descrito anteriormente.

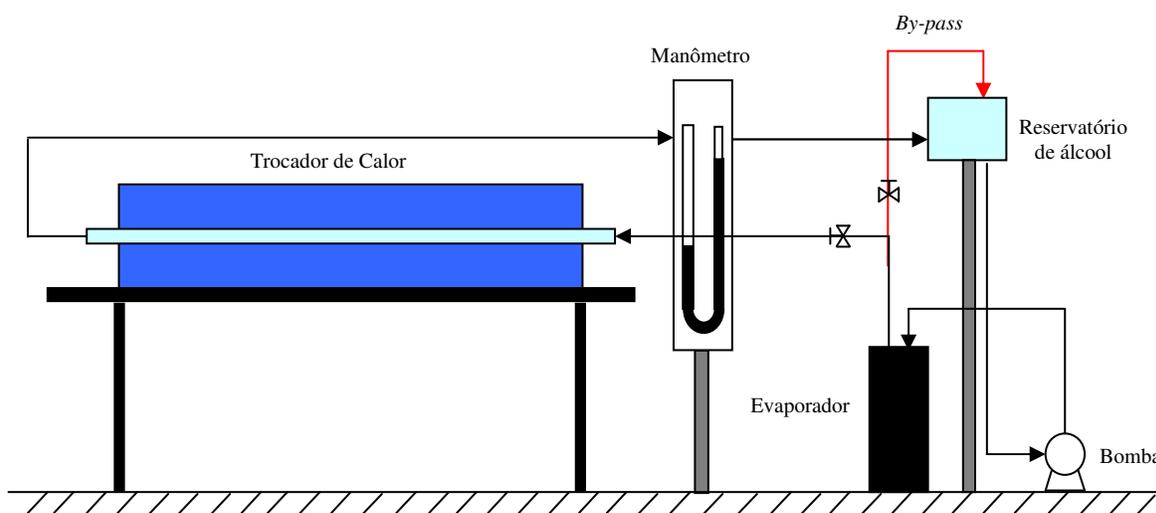


Figura 3.3 – Aparato Experimental

Um manômetro em “U” de mercúrio foi o equipamento responsável pela medida da pressão de escoamento do fluido de refrigeração (Fotografia 3.4).



Figura 3.4 – Manômetro em “U” utilizado

3.11 Seção de Testes

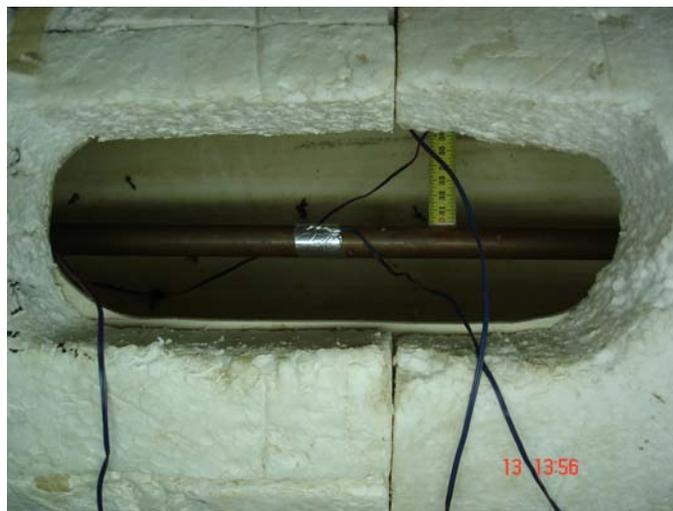
Nesta bancada experimental, a seção de testes localiza-se na parte superior do trocador de calor de tubos concêntricos. São três janelas que possibilitam a observação visual de todo o processo de mudança de fase. Diante de cada janela estão visíveis escalas métricas fixadas na superfície do tubo interno (Figura 4.5), onde é medida periodicamente a posição radial da interface sólido-líquido. As janelas também permitem o registro de fotografias digitais em tempos específicos do avanço interface.

Conforme Stoecker (1985), definiu-se como refrigerante primário aquele que é usado em sistemas de compressão a vapor. O fluido refrigerante secundário utilizado como fluido de trabalho, geralmente é líquido, e é usado para transportar energia térmica de um meio de temperatura maior para um meio de temperatura menor.

As propriedades dos fluidos refrigerantes primário e secundário podem ser visto na tabela abaixo:

	R22	Etanol
Temperatura de Ebulição ($^{\circ}C$)	-40,9	78,4
Temperatura de Solidificação ($^{\circ}C$)	-157	-112
Massa Específica (Kg / m^3)	1200	790
Condutividade Térmica (W / mK)	0,090	0,176
Viscosidade ($mPa \cdot s$)	0,206	1,40

Tabela 3.1- Propriedades termofísicas dos fluidos refrigerantes



Fotografia 3.5 – Seção de testes

As temperaturas foram coletadas por termopares tipo “T” nos seguintes pontos: entrada e saída do fluido de trabalho, 2 pontos no material de mudança de fase e 7 pontos superficiais do tubo interno.

3.12 Seção de observação

A análise e observação do processo de solidificação foi realizada através de sinais enviados para o sistema de aquisição e convertidas em uma unidade física.

3.13 Seção de aquisição e processamento de dados

O processamento de leitura das temperaturas foi realizado por um sistema de aquisição de dados composto por uma placa com 30 canais onde estão conectados os termopares e um microcomputador (Fotografia 3.6). O programa utilizado para leitura das temperaturas foi o AQDADOS versão 5.



Fotografia 3.6 – Placa de Aquisição com 30 canais e interface do programa AQDADOS

3.14 Controle de Dados

Para cada experimento, o tempo de duração foi de 20 a 35 horas, dependendo da temperatura de entrada e vazão do fluido de trabalho. As temperaturas foram registradas a cada 180 segundos pelo programa.

3.15 Procedimento de Calibração

Os instrumentos calibrados na fase experimental são os medidores de temperatura e de vazão.

A calibração dos termopares (Figura 3.7) consistiu nas seguintes etapas:

1. A junção dos metais do conjunto de termopares juntamente com o bulbo de um termometro padrão foi deixada em um mesmo plano, formando um feixe;
2. O conjunto foi imerso em um tanque com álcool;
3. Esperava-se a coluna de mercúrio do termometro padrão estabilizar-se, indicando uma temperatura fixa na escala. A temperatura era lida e registrada;
4. Iniciava-se o registro das temperaturas dos termopares através do programa AQDADOS.
5. O registro de temperaturas indicadas pelos termopares era finalizado assim que a temperatura no termometro padrão começava a se alterar.
6. Repetia-se o mesmo procedimento para um determinado número de temperaturas distintas do álcool.
7. Um gráfico de temperaturas do termometro padrão x temperaturas do termopar era finalmente plotado (Ver Apêndice B).

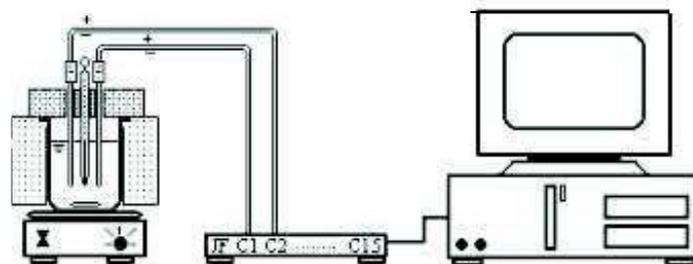


Figura 3.7: Sistema utilizado na calibração dos termopares tipo “T” (adaptado Figliota e Beasley, 2001).

A calibração da placa de orifício, consistiu em medir a vazão do fluido de trabalho através da abertura da válvula que a regula, e relacioná-la com a pressão correspondente vista no manômetro em “U”.

Foi realizada da seguinte forma:

1. Ajustava-se uma pressão de escoamento do fluido de trabalho em mmHg através do manômetro em “U”.
2. Media-se o tempo que o fluido consegue preencher um volume estipulado em um béquer.
3. A vazão volumétrica em ml/s era calculada e repetia-se a operação para um certo número de pressões.
4. O gráfico pressão x vazão era plotado (Ver Apêndice B).

3.16 Tratamento de dados

A base da teoria estatística sobre o tratamento de dados é uma aplicação dos trabalhos de Figliota e Beasley (2001). As incertezas do padrão e interpolação de dados para o caso da calibração pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$u = \sqrt{u_p^2 + t_{\alpha,v} S_{yx}^2} \quad (3.1)$$

Onde,

- u = incerteza do conjunto experimental;

- u_p = incerteza padrão;

$t_{\alpha,v}$ = distribuição *t-student* para uma determinação de probabilidade e grau de liberdade;

S_{yx} = desvio padrão do ajuste.

O desvio padrão do ajuste é dado por:

$$S_{yx} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_i - y_{ci})^2}{v}} \quad (3.2)$$

Com:

$$v = N - (m + 1) \quad (3.3)$$

Para:

y_i = valor obtido na calibração;

y_{ci} = valor obtido pela equação de v , onde m é o expoente polinomial;

A determinação do desvio padrão do ajuste foi realizada a partir da equação de ajuste dos dados obtidos na calibração, mostradas no apêndice B. A tabela 3.2, mostra as incertezas obtidas para cada termopar utilizado.

Tabela 3.2 – Incertezas para os termopares

Termopares	Incertezas
Termopar na entrada	1,3
Termopar 2	1,1
Termopar 3	1,6
Termopar 4	1,7
Termopar 5	1,1
Termopar 6	1,5
Termopar 7	2,5
Termopar 8	0,6
Termopar na saída	1,7
PCM entrada	1,6
PCM saída	1,7

3.17 Procedimento Experimental

O início e conclusão do procedimento experimental seguiu as seguintes etapas:

1. A temperatura do material de mudança de fase foi deixada próxima à da temperatura de solidificação, através da fusão de uma massa de gelo que se encontrava juntamente com material de mudança de fase em reservatório ao lado da bancada. Esta fusão foi intensificada pelo movimento turbulento da água no interior do reservatório, através de um bombeamento.
2. A temperatura para o fluido de trabalho foi ajustada e estava indicada por um termostato;
3. Atingida esta temperatura, retirava-se o material de mudança de fase do reservatório para o espaço anular do trocador de calor, até preenchê-lo completamente;
4. Através da abertura e fechamento de válvulas fazia-se o fluido de trabalho escoar pelo interior do tubo de cobre e iniciar a troca térmica com material de mudança de fase. Neste mesmo instante, iniciava-se o registro das temperaturas da superfície do tubo resfriado, da entrada e saída do fluido de trabalho e do material de mudança de fase pelos termopares, por meio do programa AQDADOS;
5. Nesse momento eram formadas as primeiras camadas solidificadas e registradas por meio ótico. Este registro, era realizado através de fotografias digitais de 5 em 5 minutos para a primeira hora, de 30 em 30 minutos para as horas subseqüentes e finalmente de 1 em 1 hora quando a camada solidificada avançava 2 milímetros a cada hora;
6. O fim de cada experimento era determinado quando em um período de “x” horas, a camada solidificada avançava “x” milímetros ou menos que isso. Por exemplo: se em 10 horas houvesse um acréscimo radial de 10 milímetros ou menos, na camada solidificada;
7. Para medidas do tempo solidificação completa, o experimento era finalizado assim que a medida da posição da camada solidificada era praticamente a mesma no intervalo de 1 hora. Este procedimento feito realizado para uma temperatura de entrada do fluido de trabalho combinada com três vazões.

3.18 Ensaios

Os ensaios foram dispostos segundo a tabela 3.3, onde os experimentos foram executados para todas as temperaturas com todas as vazões, totalizando 16.

O promotor de turbulência utilizado foi uma fita em configuração helicoidal de comprimento igual ao do tubo interno, diâmetro igual a 19 mm e passo 9,5 mm. A confecção da

fita helicoidal consistiu em laminar um fio de cobre e passá-lo helicoidalmente em torno de um cilindro de aço maciço como guia. A Figura 3.8 mostra a espiral utilizada como promotor de turbulência do escoamento.

Tabela 3.3 – Temperaturas de trabalho e vazões utilizadas

	Temperatura de trabalho (°C)	Vazão de trabalho (ml/s)
TUBO LISO	-5	22,7
	-10	45,45
	-15	70
	-20	
TUBO COM PROMOTOR DE TURBULÊNCIA	-10	22,7
		45,45
	-15	70

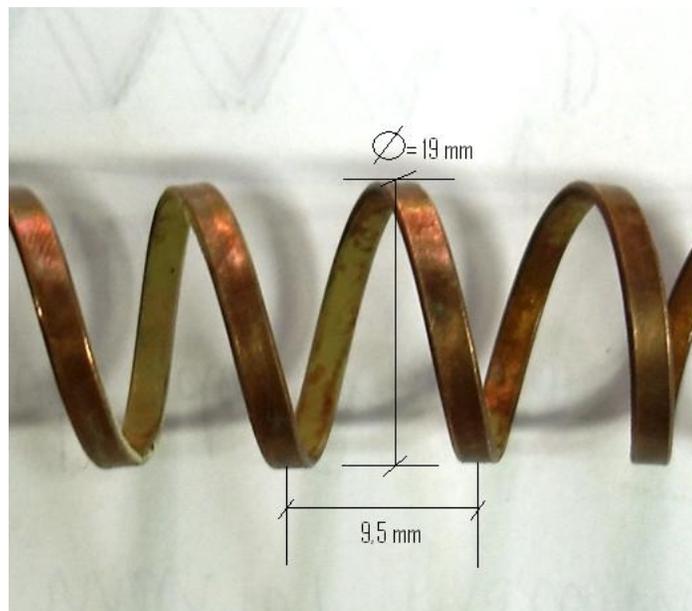


Figura 3.8 – Promotor de turbulência helicoidal com cotas

Capítulo 4

Modelamento Matemático

4.5 Introdução

Este trabalho, como já visto, tem também como objetivo de solucionar o problema de solidificação transiente da água em torno de um cilindro resfriado pela circulação de um fluido refrigerante em seu interior. Portanto, deve-se conhecer a posição da frente de solidificação com o tempo e a distribuição de temperaturas nas duas fases, no fluido refrigerante (álcool) e na parede do cilindro interno.

Para tanto será desenvolvido um modelo matemático do sistema, baseado nas equações de conservação de energia e suas das condições de contorno apropriadas ao problema, e a solução obtida.

4.6 Modelo físico

O modelo físico consiste no processo de solidificação transiente do material de mudança de fase ao redor de um tubo reto. O tubo encontra-se totalmente imerso no material de mudança de fase, a temperatura de solidificação. O fluido de transferência de calor secundário, ao circular pelo interior do tubo absorve calor do material de mudança de fase inicialmente liquido, sendo que todo fluxo de calor proveniente desta é direcionado à mudança de fase. No início do processo, a velocidade de formação da frente de solidificação é alta e diminui com o tempo.

A Figura (4.1) mostra o modelo físico:

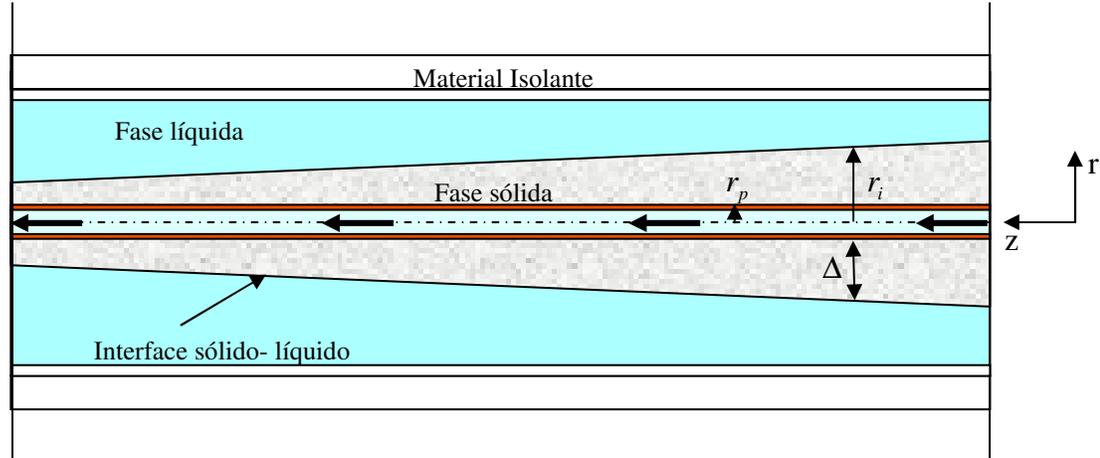


Figura 4.1 – Esquema do modelo físico

4.7 Hipóteses simplificadoras

O modelamento matemático consta das seguintes hipóteses:

1. O material de mudança de fase está inicialmente na fase líquida e sua temperatura é uniforme e igual à temperatura de solidificação;
2. Problema bidimensional em relação às coordenadas radiais e tangenciais;
3. Propriedades termofísicas da parede do cilindro interno, material de mudança de fase e fluido refrigerante independentes da temperatura;
4. Sistema adiabático;
5. escoamento interno hidrodinamicamente desenvolvido, com temperatura de entrada constante;
6. Desprezada a presença do tubo no PCM, $0 \leq r \leq r_p$.
7. Transferência de calor no material de mudança de fase apenas por condução;

4.2.1 Efeitos de Convecção Natural

Analisando a última hipótese, vê-se que é desprezada a transferência de calor por convecção natural no material de mudança de fase mesmo que esta ocorra. No entanto sabe-se que

efeitos convectivos no PCM, podem surgir devido à diferença de temperaturas entre as duas fases ou por gradientes de densidades na fase líquida. Isto implica em uma série de simplificações de cálculo, no entanto só deve-se adotar esta hipótese mediante algumas restrições:

1. Isolamento externo do sistema: os efeitos convectivos são atenuados ao longo do processo pela redução da temperatura na fase líquida.
2. Temperatura do material de mudança de fase, a água, igual da temperatura de fusão. Em trabalhos anteriores como Sparrow et al. (1981), mostram que em termos de massa solidificada os resultados apresentam uma semelhança muito grande na tendência das curvas, à medida que a temperatura inicial se aproxima da temperatura de fusão.

4.4 Equacionamento

A equação da conservação da energia transiente em coordenadas polares bidimensional na direção radial (r) e angular (θ) é definida para a fase sólida:

$$\rho \cdot c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \cdot \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right] \quad (4.1)$$

Condições de Contorno

Em relação à parede do tubo devido apresentar alta condutividade térmica ($k_{cu} = 390 \text{ W / m}^\circ\text{C}$) e pequena espessura ($e = 0,0013$), a condição de contorno adotada é a do tipo Robin, ou de terceira espécie:

$$h(T_p - T_f) = k_s \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_p}$$

(4.2)

Segundo Ozisik (1980), em relação à interface móvel relativa aos problemas de mudança de fase, as condições de contorno devem satisfazer duas condições fundamentais, comumente conhecidas como condições de Stefan, Crank (1984):

1. A temperatura do PCM é especificada como o próprio valor da temperatura de mudança de fase do material:

$$T_s(r, \theta, t) = T_m \rightarrow r = r_i(t) \quad (4.3)$$

2. O balanço de energia deve ser satisfeito nesse ponto:

$$\left[1 + \frac{1}{r_i^2} \left(\frac{\partial r_i}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left(k \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) = \rho L \frac{\partial r_i}{\partial t} \quad (4.4)$$

A equação (4.4) diz que o fluxo de calor em direção a fase sólida é igual à taxa de calor liberada durante o processo de solidificação.

4.6 Tratamento da Interface Sólido-Líquido – Transformada de Landau

A dificuldade principal nos problemas de fronteira móvel consiste na determinação da posição da interface sólido-líquido, a qual se desloca com tempo tornando o problema transiente. Neste trabalho, optou-se por utilizar a técnica de imobilização de fronteiras que tem por objetivo trabalhar em um domínio de coordenadas fixas, proposto por Landau (1950).

A interface sólido-líquido foi definida em função de uma nova coordenada radial:

$$\eta_s = \frac{r - r_p}{r_i - r_p} \quad (4.5)$$

Sendo que o valor de r varia da parede até a interface, ou seja, r_p e r_i , para o plano transformado temos um intervalo de 0 a 1: $0 \leq \eta_s \leq 1$. Isto significa que passa-se a trabalhar em um domínio fixo.

Define-se também uma expressão para o tempo adimensional:

$$\tau = Fo \cdot Ste$$

Sendo:

$$Fo = \frac{\alpha \cdot t}{r_p^2}$$

$$Ste = \frac{c_{ps}(T_m - T_f)}{L}$$

E assumindo que $r = r_i(\theta, t)$, obtém-se as seguintes derivadas:

$$\frac{\partial \eta}{\partial \theta} = -(r - r_p) \frac{1}{(r_i - r_p)^2} \frac{\partial r_i}{\partial \theta}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} = \frac{-(r - r_p) \alpha \cdot Ste}{(r_i - r_p)^2} \frac{\partial r_i}{r_p^2} \frac{\partial}{\partial \tau} \frac{\partial}{\partial \eta} + \frac{\alpha}{r_p^2} Ste \frac{\partial}{\partial \tau}$$

$$\frac{\partial r_i}{\partial t} = \frac{\alpha}{r_p^2} Ste \frac{\partial r_i}{\partial \tau}$$

$$\frac{\partial^2}{\partial r^2} = \frac{1}{(r_i - r_p)^2} \frac{\partial^2}{\partial \eta^2}$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta^2} = \frac{2\eta}{(r_i - r_p)^2} \left(\frac{\partial r_i}{\partial \theta} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \eta} - \frac{\eta}{(r_i - r_p)} \frac{\partial r_i}{\partial \theta} \frac{\partial^2}{\partial \theta \partial \eta} - \frac{\eta}{(r_i - r_p)} \frac{\partial^2 r_i}{\partial \theta^2} \frac{\partial}{\partial \eta} + \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$$

Substituindo as derivadas na equação (4.1), vem:

$$\begin{aligned} \frac{\rho c_p}{k} \left[\frac{\alpha}{r_p^2} Ste \left(-\frac{\eta}{(r_i - r_p)} \frac{\partial r_i}{\partial \tau} \frac{\partial T}{\partial \eta} + \frac{\partial T}{\partial \tau} \right) \right] &= \frac{1}{r} \frac{1}{(r_i - r_p)} \frac{\partial}{\partial \eta} r \left(\frac{1}{(r_i - r_p)} \frac{\partial T}{\partial \eta} \right) + \\ + \frac{1}{r^2} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{2\eta}{(r_i - r_p)^2} \left(\frac{\partial r_i}{\partial \theta} \right)^2 \frac{\partial T}{\partial \eta} - \frac{\eta}{(r_i - r_p)} \frac{\partial r_i}{\partial \theta} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta \partial \eta} - \frac{\eta}{(r_i - r_p)} \frac{\partial^2 r_i}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right] & \end{aligned} \quad (4.6)$$

Definindo ainda expressões para a temperatura e para a coordenada radial:

$$\phi = \frac{T - T_m}{T_m - T_f}$$

$$R = \frac{r}{r_p}$$

Substituindo esses parâmetros em (4.6):

$$\begin{aligned} \frac{Ste}{r_p^2} \left(\frac{\partial \phi}{\partial \tau} - \frac{\eta}{(r_i - r_p)} \frac{\partial r_i}{\partial \tau} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) &= \frac{1}{(r_i - r_p)^2} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(R \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) + \frac{1}{r_p^2} \cdot \left[\frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial \phi}{\partial \eta} - \right. \\ &\left. - \frac{2\eta}{R^2 (r_i - r_p)^2} \left(\frac{\partial r_i}{\partial \theta} \right)^2 - \frac{\eta}{R^2 (r_i - r_p)} \frac{\partial r_i}{\partial \theta} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta \partial \eta} - \frac{\eta}{R^2 (r_i - r_p)} \frac{\partial^2 r_i}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} \right] \end{aligned} \quad (4.7)$$

Multiplicando (4.7), por r_p :

$$\begin{aligned} \frac{Ste}{r_p^2} \left(\frac{\partial \phi}{\partial \tau} - \frac{\eta Ste}{r_p^2 (r_i - r_p) r_p} \frac{\partial r_i}{\partial \tau} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) &= \frac{r_p^2}{R \cdot r_p^2 (r_i - r_p)^2} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(R \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) + \frac{1}{r_p^2} \cdot \left[\frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} + \right. \\ &\left. + \frac{2\eta}{r_p^2 R^2 (r_i - r_p)^2} \frac{r_p^2}{r_p^2} \left(\frac{\partial r_i}{\partial \theta} \right)^2 \frac{\partial \phi}{\partial \eta} - \frac{\eta r_p}{r_p^2 R^2 (r_i - r_p) r_p} \frac{\partial r_i}{\partial \theta} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta \partial \eta} - \frac{\eta r_p}{r_p^2 R^2 (r_i - r_p) r_p} \frac{\partial^2 r_i}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} \right] \end{aligned}$$

Através de um rearranjo matemático obtém-se, finalmente:

$$\begin{aligned} Ste \frac{\partial \phi}{\partial \tau} &= \frac{1}{R \cdot \Delta_s} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{R}{\Delta_s} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} + \frac{\eta \cdot Ste}{\Delta_s} \frac{\partial \Delta}{\partial \tau} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} + \\ &+ \frac{2\eta}{R^2 \Delta_s^2} \left(\frac{\partial \Delta_s}{\partial \theta} \right)^2 \frac{\partial \phi}{\partial \eta} - \frac{\eta}{R^2 \Delta_s} \frac{\partial \Delta_s}{\partial \theta} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta \cdot \partial \eta} - \frac{\eta}{R^2 \Delta_s} \frac{\partial^2 \Delta_s}{\partial \theta^2} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Com:

$$\eta = \frac{R-1}{R_i - 1}$$

$$R = \frac{r}{r_p}$$

$$\Delta = R_i - 1$$

É importante enfatizar que essa nova expressão para η é a mesma definida em (4.5), porém termos da coordenada radial adimensionalizada R .

A equação (4.8) representa a equação da conservação da energia para a fase sólida transformada. Analisando essa equação pode-se fazer algumas observações: os quatro últimos termos do lado direito são chamados termos fonte, os quais se originaram da transformação de coordenadas; os termos $\frac{\partial \Delta}{\partial \tau}$ podem ser interpretados como termos de velocidade, e de acordo com Sparrow e Chuck (1984), são denominados pseudo-convectivos.

4.6 Adimensionalização das Condições de Contorno

Em relação às condições de contorno adotando um procedimento análogo para adimensionalização, a condição (4.3):

$$\phi = 0 \rightarrow \eta_s = 1 \tag{4.9}$$

E a equação (4.2) será:

$$-k_s \frac{(T_m - T_f)}{(r_i - r_p)} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} = h \left[\left(\frac{T_p - T_m}{T_m - T_f} \right) + \left(\frac{T_f - T_m}{T_m - T_f} \right) \right]$$

Pelas definições do número de Nusselt e espessura da interface adimensional:

$$Nu = \frac{h \cdot d_p}{k_f}$$

$$\Delta = \frac{r_i - r_p}{r_p} = R_i - 1$$

Como a condutividade térmica do número de Nusselt é relativa aquela do fluido refrigerante, esta deverá ser introduzida na equação, obtendo-se:

$$\begin{aligned} -\frac{k_s}{k_f} \frac{r_p}{(r_i - r_p)} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} &= \frac{Nu}{2} (\phi_p + 1) \\ -\frac{k_s}{k_f} \frac{\partial \phi}{\Delta \partial \eta} &= \frac{Nu}{2} (\phi_p + 1) \end{aligned} \quad (4.10)$$

E para a condição de contorno relativa ao balanço de energia na interface:

$$\begin{aligned} \left[1 + \frac{1}{r_i^2} \left(\frac{\partial r_i}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left[\frac{k}{(r_i - r_p)} \frac{\partial \left(\frac{T - T_m}{T_m - T_f} \right)}{\partial \eta} \right] &= \frac{\rho L}{(T_m - T_f)} \frac{\alpha}{r_p^2} Ste \frac{\partial r_i}{\partial \tau} \text{ ou} \\ \left[1 + \frac{1}{R_i^2} \left(\frac{\partial (R_i - 1)}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left[\frac{1}{(R_i - 1)} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right] &= \frac{\partial (R_i - 1)}{\partial \tau} \text{ ou} \end{aligned}$$

E finalmente,

$$\left[1 + \frac{1}{(\Delta + 1)^2} \left(\frac{\partial \Delta}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left[\frac{1}{\Delta} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right] = \frac{\partial \Delta}{\partial \tau} \quad (4.11)$$

Capítulo 5

Análise Numérica

5.6 Introdução

Serão agora discretizadas as equações e condições de contorno obtidas no modelo matemático para que adquiram um formato adequado para a solução numérica. Discretizar neste caso, significa transformar as equações diferenciais em equações algébricas, escritas como função das temperaturas de pontos representativos de uma malha de volumes de controle que divide todo o domínio transformado.

Baseado nisso, a abordagem numérica apresentada neste capítulo consiste em discorrer sobre o tratamento numérico proporcionado à formulação matemática, em especial a interface sólido-líquido móvel.

As equações diferenciais foram discretizadas pelo método de volumes de controle (volumes finitos ou volumes elementares), que consiste na integral destas sobre o volume elementar tanto no tempo quanto no espaço, a luz do método descrito por Pantankar (1980). Na verdade, a aproximação das equações diferenciais pelo método de volumes de controle pode ser feita de duas formas: a primeira consiste na realização de balanços das propriedades em questão nos volumes controle, a segunda fundamenta-se na integração do espaço e do tempo da equação diferencial na sua forma conservativa. Segundo Maliska (1995), ambos os procedimentos acabam sendo análogos, uma vez que as equações diferenciais são inferidas através de balanços de energia nos volumes de controle. Como a cada volume de controle da área de interesse foi associado um

ponto nodal \mathbf{P} , que representa a propriedade uniformemente sobre todo volume, a integração de todo domínio resultará em um sistema de equações algébricas.

Foi utilizado o método de imobilização de fronteiras para a fixação do domínio. A escolha de ambos os métodos é justificada com base no trabalho de Hsu (1981) que apresenta uma facilidade de interpretação física dos termos resultantes da transformação de coordenadas e assegura a conservação global de energia.

Para uma obtenção de resultados fisicamente realistas deve-se garantir que os coeficientes do ponto \mathbf{P} (soma dos coeficientes dos pontos vizinhos), sejam positivos. Sabe-se também que ao adotar uma formulação explícita ou implícita para o termo transiente, corre-se o risco do desencadeamento de coeficientes negativos, recaindo em caso contrário à condição supramencionada. Por outro lado, a formulação totalmente implícita, através do valor unitário do fator peso, preestabelece a garantia de que todos os coeficientes sejam positivos, Patankar (1980), Maliska (1995). Por esse motivo, foi usada a formulação totalmente implícita para o termo transiente, a qual gera um sistema de equações acopladas entre si. É importante salientar que, salvo restrições peculiares de cada problema, usualmente opta-se pela formulação totalmente implícita. Em casos com pequenos incrementos de tempo, por exemplo, poder-se-ia adotar um esquema explícito.

O tratamento do balanço de energia na interface, consistiu em adotar uma formulação explícita para o termo transiente e foi baseada no trabalho de Sparrow (1980) e Chuck (1984), também foi utilizada por Jesus (1998). Esse procedimento desacopla as equações de energia para o material de mudança de fase e para o balanço de energia na interface.

5.7 Discretização da equação da conservação de energia

A discretização da equação da energia foi desenvolvida com base em uma malha bidimensional com coordenadas polares: a direção radial e angular, θ e r , respectivamente. A figura 5.1 mostra o volume de controle bidimensional.

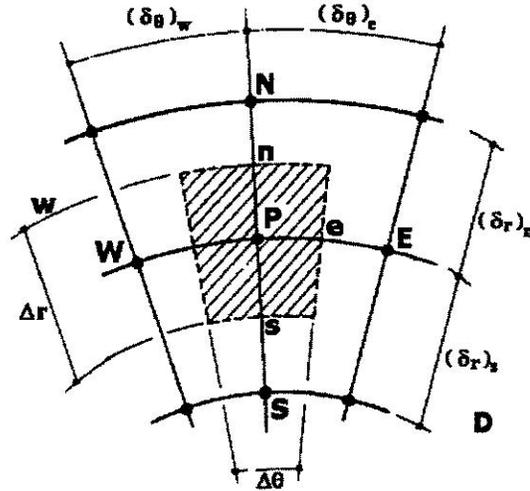


Figura 5.1 – Volume de controle bidimensional em coordenadas polares.

Os pontos em letras maiúsculas N, S, E e W, representam cada um dos pontos nodais da malha situados em torno do ponto P, sendo respectivamente as coordenadas Norte, Sul, Leste e Oeste. São os pontos vizinhos de P. Analogamente, as letras minúsculas n, s, e, w, que também representam os pontos cardeais supracitados, delimitam as faces do volume de controle.

Partindo da equação da energia no plano transformado, equação (4.8), efetuando-se a integração no tempo e no volume de controle:

$$\begin{aligned}
 \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_w^e \int_s^n Ste \frac{\partial\phi}{\partial\tau} R \cdot d\theta \cdot d\eta \cdot d\tau &= \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_w^e \int_s^n \frac{1}{R\Delta^2} \frac{\partial}{\partial\eta} \left(R \frac{\partial\phi}{\partial\eta} \right) R \cdot d\theta \cdot d\eta \cdot d\tau + \\
 + \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_w^e \int_s^n \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial\theta} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial\phi}{\partial\theta} \right) R \cdot d\theta \cdot d\eta \cdot d\tau &+ \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_w^e \int_s^n b \cdot R \cdot d\theta \cdot d\eta \cdot d\tau
 \end{aligned}
 \tag{5.1}$$

Em (5.1), “b”, representa os quatro últimos termos de (4.8), são os chamados termos fonte resultantes da transformação de coordenadas. O valor já conhecido da temperatura em P, que é o nível de tempo anterior τ , é simbolizado pelo sobrescrito “o”, e o nível de tempo atual, $\tau + \Delta\tau$, no qual se busca a solução não contém sobrescrito. Neste caso:

$$\begin{aligned}
Ste(\phi_p - \phi_p^\circ) \underbrace{R \Delta \theta \Delta \eta}_{\nabla_p} &= \\
= \frac{1}{\Delta_p^2} \left[\left(R \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right)_n - \left(R \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right)_s \right] \Delta \theta \Delta \tau + \left[\left(\frac{1}{R} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right)_e - \left(\frac{1}{R} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right)_w \right] \Delta \eta \Delta \tau + b^\circ R \Delta \theta \Delta \eta \Delta \tau
\end{aligned}
\tag{5.2}$$

Dividindo por $\Delta \tau$:

$$\begin{aligned}
\frac{Ste}{\Delta \tau} (\phi_p - \phi_p^\circ) &= \frac{1}{\Delta_p^2} \left[R_n \left(\frac{\phi_N - \phi_P}{\Delta \eta} \right) - R_s \left(\frac{\phi_P - \phi_S}{\Delta \eta} \right) \right] \Delta \theta + \\
+ \left[\frac{1}{R_e} \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta \theta} \right) - \frac{1}{R_w} \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta \theta} \right) \right] \Delta \eta + b^\circ \nabla_p
\end{aligned}
\tag{5.3}$$

Rearranjando:

$$\begin{aligned}
\left[\frac{Ste \nabla_p}{\Delta \tau} + \frac{\Delta \theta}{\Delta_p^2} \frac{R_n}{\Delta \eta} + \frac{\Delta \theta}{\Delta_p^2} \frac{R_s}{\Delta \eta} + \frac{\Delta \eta}{R_e \Delta \theta} + \frac{\Delta \eta}{R_w \Delta \theta} \right] \phi_p &= \\
= \frac{\Delta \theta}{\Delta_p^2} \frac{R_n}{\Delta \eta} \phi_N + \frac{\Delta \theta}{\Delta_p^2} \frac{R_s}{\Delta \eta} \phi_S + \frac{\Delta \eta}{R_e \Delta \theta} \phi_E + \frac{\Delta \eta}{R_w \Delta \theta} \phi_W + \frac{Ste \nabla_p}{\Delta \tau} \phi_p^\circ + b^\circ \nabla_p
\end{aligned}
\tag{5.4}$$

Denominam-se os coeficientes de ϕ_N , ϕ_S , ϕ_E , ϕ_W e ϕ_P como a_N , a_S , a_E , a_W e a_P , então obtém-se:

$$a_P \phi_P = a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_E \phi_E + a_W \phi_W + B
\tag{5.5}$$

Onde:

$$a_N = \frac{\Delta \theta}{\Delta_p^2} \frac{R_n}{\Delta \eta}, \quad a_S = \frac{\Delta \theta}{\Delta_p^2} \frac{R_s}{\Delta \eta}, \quad a_E = \frac{\Delta \eta}{R_e \Delta \theta}, \quad a_W = \frac{\Delta \eta}{R_w \Delta \theta},$$

$$a_p = a_N + a_S + a_E + a_W + a_p^\circ, \quad B = a_p^\circ \phi_p^\circ + b^\circ \nabla_p, \quad a_p^\circ = \frac{Ste \nabla_p}{\Delta \tau}$$

E o coeficiente P, para o tempo anterior é dado por:

$$a_p^\circ = \frac{Ste \nabla_p}{\Delta \tau}$$

5.8 Discretização das condições de contorno

Discretizando (4.10):

$$(\phi_i - \phi_p) = -\frac{Nu}{2} \frac{\Delta \cdot \Delta \eta}{k_{s,l}} (\phi_p + 1) \rightarrow$$

$$\phi_p = \frac{\phi_i \frac{k_{s,l}}{\Delta \cdot \Delta \eta \cdot k_f} - \frac{Nu}{2}}{\frac{Nu}{2} + \frac{k_{s,l}}{\Delta \cdot \Delta \eta \cdot k_f}} \quad (5.6)$$

Balanço de energia na interface

O tratamento explícito desenvolvido por Sparrow e Chuck (1984) consiste na determinação da derivada temporal de (4.11) em um intervalo intermediário de tempo $\tau^\circ + \Delta \tau$, uma vez que o valor no tempo anterior τ° já é conhecido. Pressupondo-se já conhecidas as temperaturas no tempo anterior, τ° , e a espessura inicial adimensional da camada solidificada, Δ_s , a expressão para interface neste tempo específico é:

$$\Delta_s^{\tau^\circ + \frac{\Delta \tau}{2}} = \Delta_s^\circ + \left(\frac{\partial \Delta_s}{\partial \tau} \right)^\circ \cdot \frac{\Delta \tau}{2} \quad (5.7)$$

Sendo o balanço de energia na interface representado por:

$$\left[1 + \frac{1}{(\Delta + 1)^2} \left(\frac{\partial \Delta}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left[\frac{1}{\Delta} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right] = \frac{\partial \Delta}{\partial \tau} \quad (4.11)$$

As formas discretizadas dessa equação nos tempos τ° e $\tau^\circ + \Delta\tau$, respectivamente são (5.8) e (5.9):

$$\left[1 + \frac{1}{(\Delta_s^\circ + 1)^2} \left(\frac{\partial \Delta_s^\circ}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left[\frac{1}{\Delta_s^\circ} \frac{(\phi - \phi^\circ)}{\Delta \eta} \right] = \left(\frac{\partial \Delta}{\partial \tau} \right)^\circ \quad (5.8)$$

$$\left[1 + \frac{1}{\left(\Delta_s^{\tau^\circ + \frac{\Delta\tau}{2}} + 1 \right)^2} \left(\frac{\partial \Delta \tau^\circ + \frac{\Delta \tau^\circ}{2}}{\partial \theta} \right)^2 \right] \left[\frac{1}{\Delta_s^{\tau^\circ + \frac{\Delta\tau}{2}}} \frac{(\phi - \phi^\circ)}{\Delta \eta} \right] = \left(\frac{\partial \Delta}{\partial \tau} \right)^{\tau^\circ + \frac{\Delta\tau}{2}} \quad (5.9)$$

Por intermédio de (5.9), é possível encontrar a posição da interface no instante $\tau^\circ + \Delta\tau$, pois como pode-se perceber o gradiente de temperatura é o mesmo no instante τ° . Obtém-se uma expressão para o cálculo da frente de solidificação em $\tau^\circ + \Delta\tau$:

$$\Delta_s^{\tau^\circ + \Delta\tau} = \Delta_s^\circ + \left(\frac{\partial \Delta_s}{\partial \tau} \right)^{\tau^\circ + \frac{1}{2}\Delta\tau} \cdot \Delta\tau \quad (5.10)$$

A seqüência de cálculos acima é utilizada para todos os pontos da malha nas direções radial e angular, ao longo da interface sólido-líquido.

5.9 Tratamento do início do processo de solidificação

O início do processo de solidificação, em termos numéricos, consiste em uma etapa importante para a garantia de resultados fisicamente coerentes, bem como a convergência e consistência dos resultados. Conforme Sparrow et al. (1978-b), uma questão fundamental está no fato de que para a utilização do método de imobilização de fronteiras, é necessária a preexistência de uma fina camada solidificada, no início do processo, uma vez que a espessura Δ_s no tempo inicial não pode ser nula.

A solução para contornar este ponto de singularidade está em admitir esta espessura inicial em $t=0$ de tal modo que sua magnitude não influencie os valores subsequentes de forma incoerente. Além disso, há também uma distribuição inicial de temperaturas.

Existem algumas formas para a determinação de ambos os parâmetros como descrito em Sparrow et al. (1978-b), os quais estimaram a espessura inicial em 1% do raio do cilindro. Para este trabalho, foi utilizada a solução analítica baseada em Lunardini (1991): problema plano de solidificação com líquido igual à temperatura de mudança de fase e a transferência de calor condutiva na superfície do sólido considerada igual à convectiva.

O equacionamento baseado na Figura 5.2, ilustra o problema com aproximação de regime quase permanente, consiste na equação da conservação de energia unidimensional:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (5.11)$$

Com as seguintes condições de contorno:

$$T_s(X, t) = T_m \quad (5.12)$$

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} = \rho_s L \frac{dX}{dt} \rightarrow x = X \quad (5.13)$$

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} = h(T - T_f) \rightarrow x = 0 \quad (5.14)$$

A solução das equações (5.11) e (5.14) é:

$$T = \left(\frac{T_m - T_f}{X + \frac{h_s}{h}} \right) + \left(x + \frac{k_s}{h} \right) + T_f \quad (5.15)$$

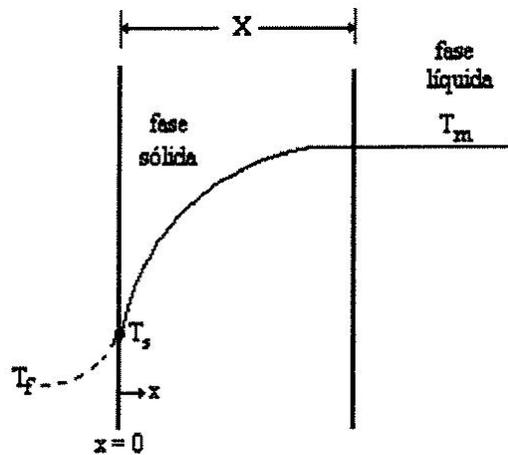


Figura 5.2 – Solidificação em uma fase de um meio semi-infinito com convecção

Introduzindo o número de Nusselt em (5.15):

$$T = \left(\frac{T_m - T_f}{X + \frac{2r_p}{Nu}} \right) + \left(x + \frac{2r_p}{Nu} \right) + T_f \quad (5.16)$$

Adimensionalizando a temperatura e aproximando a coordenada plana, X, para cilíndrica, R, têm-se que:

$$\phi = \left(\frac{X + \frac{2}{Nu}}{R_i + \frac{2}{Nu}} \right) - 1 \quad (5.17)$$

Com:

$$X = \frac{r - r_p}{r_p}$$

A equação (5.17) representa, portanto a estimativa inicial para a temperatura.

Para estimar a espessura solidificada para a inicialização do problema, parte-se das equações (5.12) e (5.13), cuja solução é:

$$\frac{dX}{dt} = \frac{k_s}{\rho_s L} \frac{(T_m - T_f)}{\left(X + \frac{k_s}{h} \right)} \quad (5.18)$$

Integrando (5.18):

$$\left(X + \frac{k_s}{h} \right)^2 = (2 \cdot \alpha_s \cdot Ste \cdot t) + \left(\frac{k_s}{h} \right)^2$$

Com as definições do número de Nusselt e tempo adimensional τ ,

$$\tau = Ste \frac{\alpha_s t}{r_p^2}$$

Obtém-se:

$$X = \sqrt{2\tau + \frac{4}{Nu^2}} - \frac{2}{Nu} \quad (5.19)$$

As equações (5.17) e (5.19) sintetizam as expressões utilizadas como solução inicial para o campo de temperaturas e espessura inicial da camada solidificada, respectivamente.

5.10 Algoritmo

O programa numérico será baseado no trabalho desenvolvido por Benta (2001). Utilizando a linguagem FRONTRAN, inicia-se com a definição dos parâmetros numéricos, geométricos e térmicos, a saber:

1. tamanho do volume de controle;
2. passo de tempo;
3. número máximo de interações;
4. critério de convergência dentro do passo de tempo;
5. Numero de Stefan e correlações para Nusselt

Em seguida são calculadas as soluções para a espessura e temperaturas iniciais por (5.17) e (5.19). A nova posição para interface é calculada por (5.5), (5.6), (5.7) e (5.8).

O sistema de equações lineares para o campo de temperaturas, composto por equações do tipo (5.5), é resolvido pelo Algoritmo da Matriz Tri-Diagonal.

Caso o critério de convergência adotado para os cálculos das temperaturas, for atingido dentro do passo de tempo, este é incrementado e a nova posição da interface é calculada. A seqüência é repetida até que seja atingido numero máximo de interações requerido.

Se ao contrário o critério de convergência não for atingido, ainda no mesmo passo de tempo, determina-se novamente o campo de temperaturas pelo método TDMA, até que haja a convergência. O esquema do algoritmo é mostrado pela Figura (5.3).

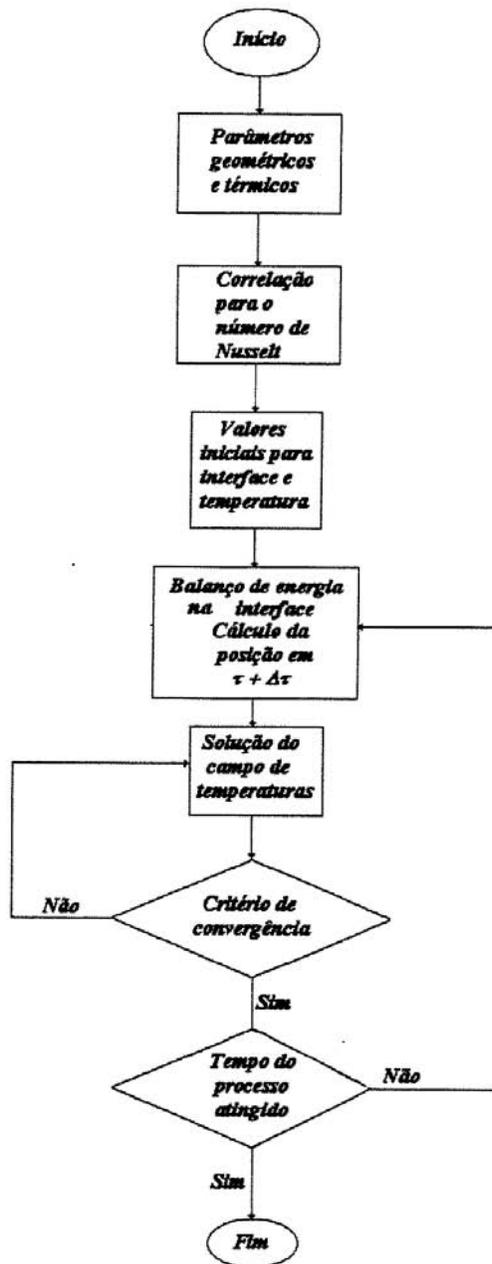


Figura 5.3 – Fluxograma do programa computacional

Capítulo 6

Apresentação e Discussão de Resultados

6.1 Introdução

As formulações analítica e numérica apresentadas nos capítulos anteriores serviram como base para solução do problema proposto a partir do modelo matemático desenvolvido. Neste capítulo serão apresentados os aspectos relacionados aos resultados experimentais obtidos.

A partir do conhecimento da posição da interface com o tempo através do registro de imagens periódicas, foi possível ter a informação da velocidade de avanço da interface e da massa solidificada.

Serão apresentados os parâmetros térmicos, gráficos da posição e velocidade de avanço da interface com o tempo, massa solidificada, posição da interface em relação ao comprimento do tubo e a comparação destes dados com o uso do promotor de turbulência.

Os efeitos da variação da temperatura do fluido de trabalho, da vazão do escoamento e do aumento do coeficiente convectivo interno, serão comentados em relação os gráficos.

6.11 Parâmetros térmicos

As propriedades termofísicas do material de mudança de fase, material da parede do tubo são mostradas nas tabelas seguintes.

Tabela 6.1- Propriedade Termofísica da Água a 0° C (Bejan, 1993)

Água	$\rho - (Kg / m^3)$	$c_p - (J / Kg \cdot K)$	$k - (W / m \cdot K)$	$H - (kJ / Kg)$
Fase Líquida	917	2040	2,25	333
Fase Sólida	999	4217	0,56	333

Tabela 6.2 – Propriedades do material da parede

	$\rho - (Kg / m^3)$	$c_p - (J / Kg \cdot K)$	$k - (W / m \cdot K)$
Cobre	8954	384	398

Faltam ainda serem avaliados os números de Reynolds, Nusselt e Biot para o fluido secundário, que foram calculados em função da vazão mássica e das propriedades do fluido. Através de correlações empíricas considerando fluxo uniforme na parede do cilindro interno, pode ser calculado o coeficiente convectivo. O cálculo deste coeficiente é descrito no Apêndice A.

6.12 Efeito da temperatura do fluido de trabalho

A temperatura de trabalho é a temperatura na qual se encontra o fluido de trabalho ao atravessar a seção transversal do tubo interno em seu comprimento inicial ($L = 0$). Essa temperatura é considerada como a temperatura média ou de mistura do fluido e foi cuidadosamente controlada na seção de testes.

O efeito desta temperatura em relação à posição da frente de solidificação com tempo foi observado: à medida que a temperatura de trabalho diminuiu a troca térmica era visivelmente maior, devido a um maior gradiente de temperaturas entre a superfície do tubo e o material de mudança de fase (este último considerado perfeitamente estático e com processo de transferência

de calor ocorrendo apenas por condução). Em uma quantificação adimensional isto pode estar associado ao numero de Stefan, que é a razão da quantidade de calor sensível, $m \cdot c_{ps} (T_m - T_{in})$, pela quantidade de calor latente, $m \cdot L$, sendo que quanto mais baixas forem às temperaturas de entrada do fluido maior será o valor do adimensional.

O processo de solidificação ocorreu de forma mais rápida (velocidade de avanço) e atingia posições radiais maiores para temperaturas mais baixas em relação às temperaturas mais altas em quaisquer intervalos de tempo. Conseqüentemente, foram obtidos quantidades da massa maiores para menores valores da temperatura de entrada do fluido secundário. As Figuras 6.1 a 6.9 mostram graficamente este efeito.

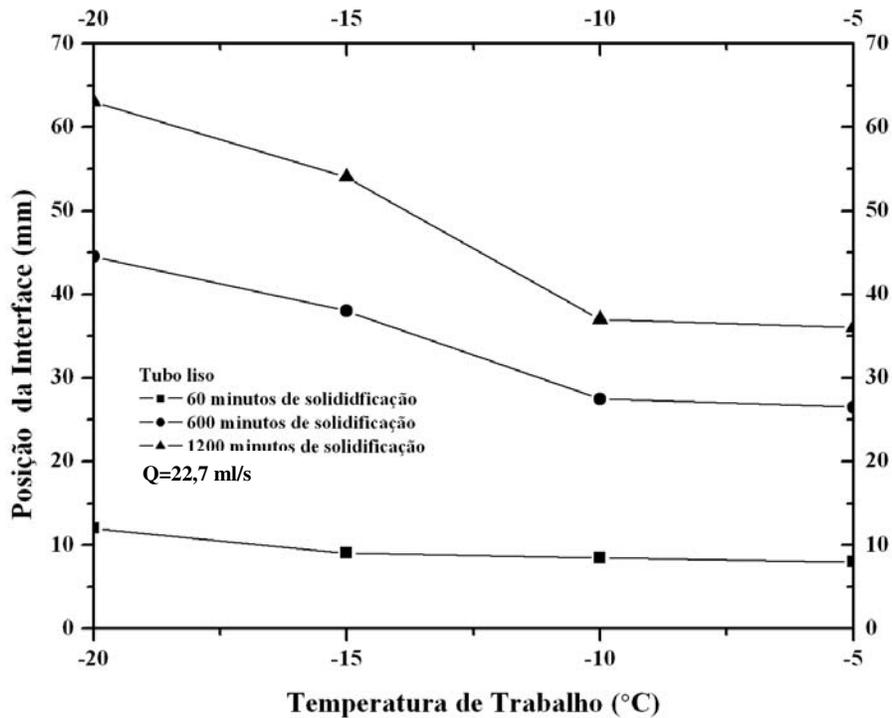


Figura 6.1 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à posição da interface para vazão de 22,72ml/s.

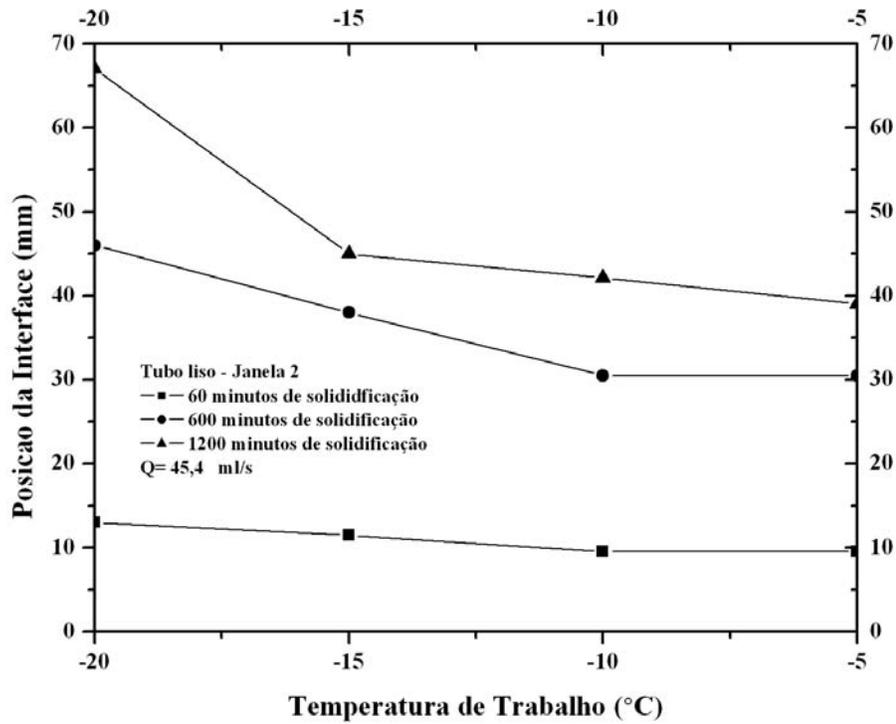


Figura 6.2 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à posição da interface para vazão de 45,45 ml/s.

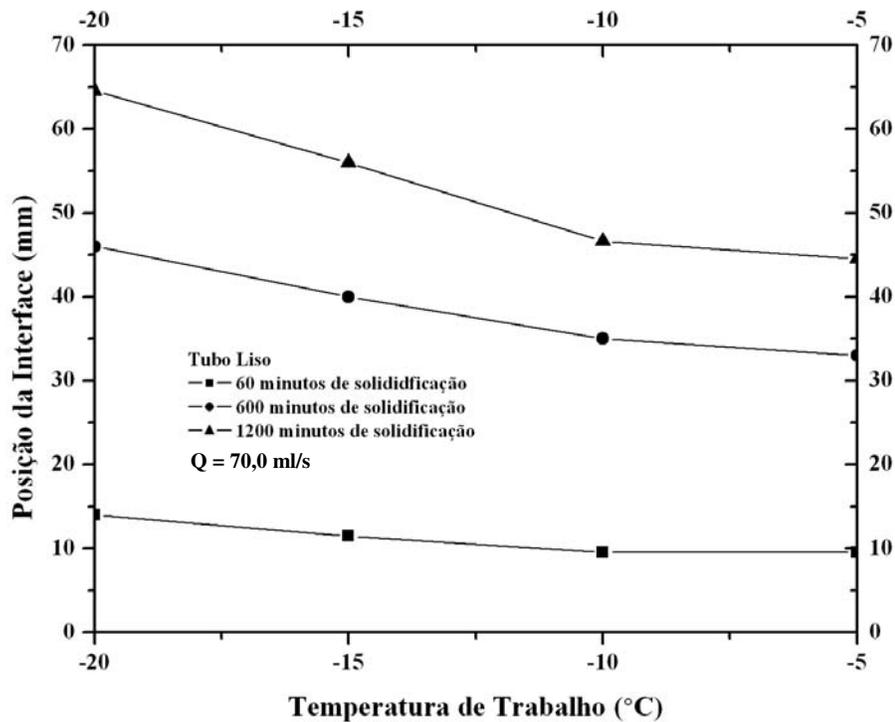


Figura 6.3 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à posição da interface para vazão de 70ml/s.

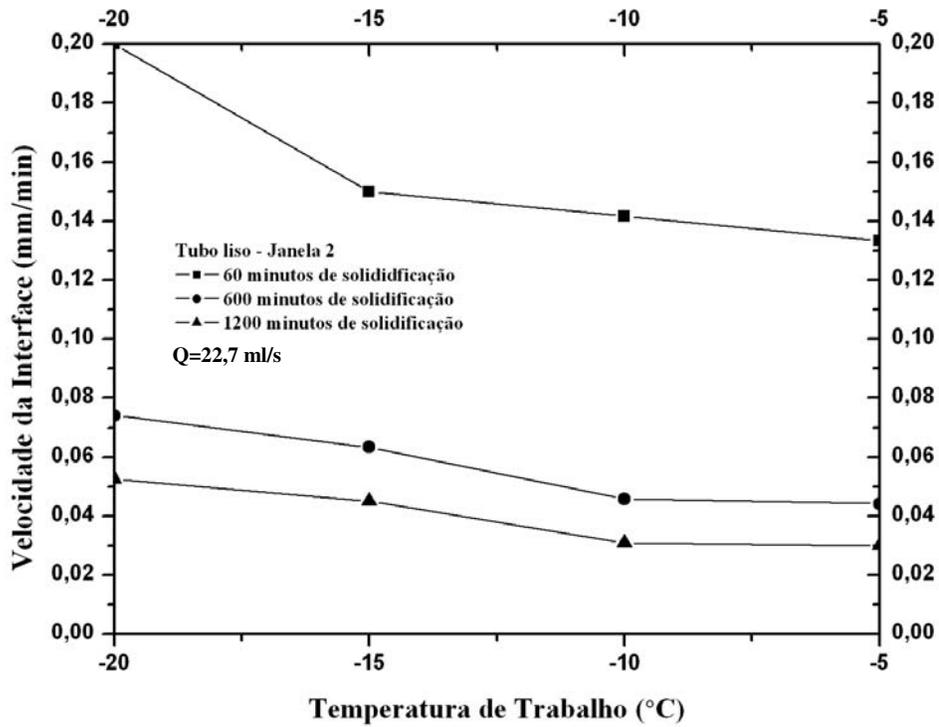


Figura 6.4 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à velocidade da interface para vazão de 22,72 ml/s.

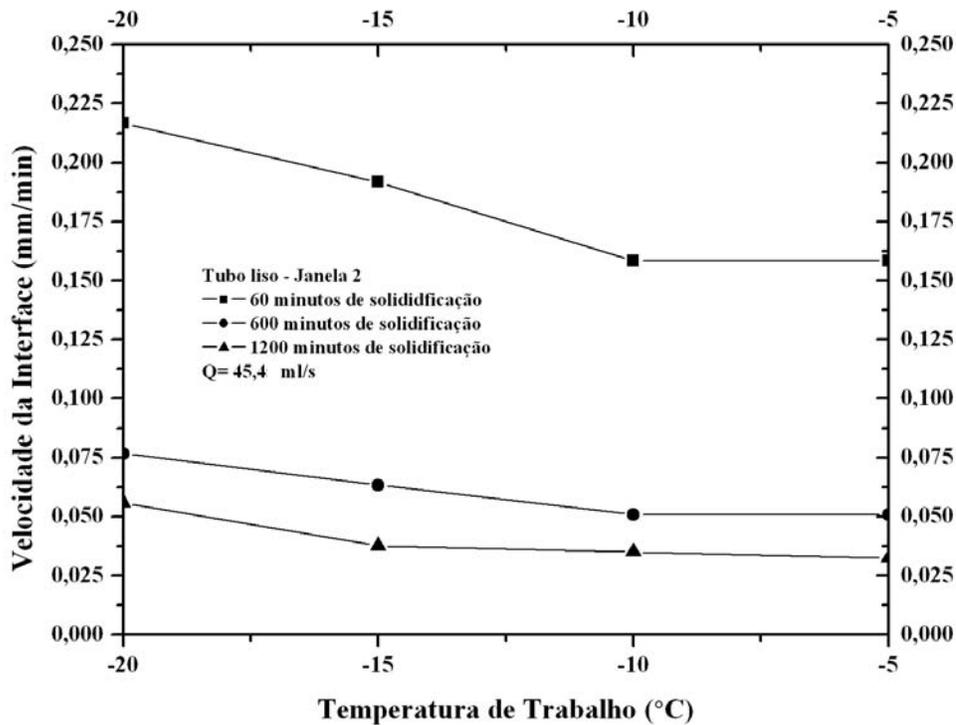


Figura 6.5 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à velocidade da interface para vazão de 45,45 ml/s.

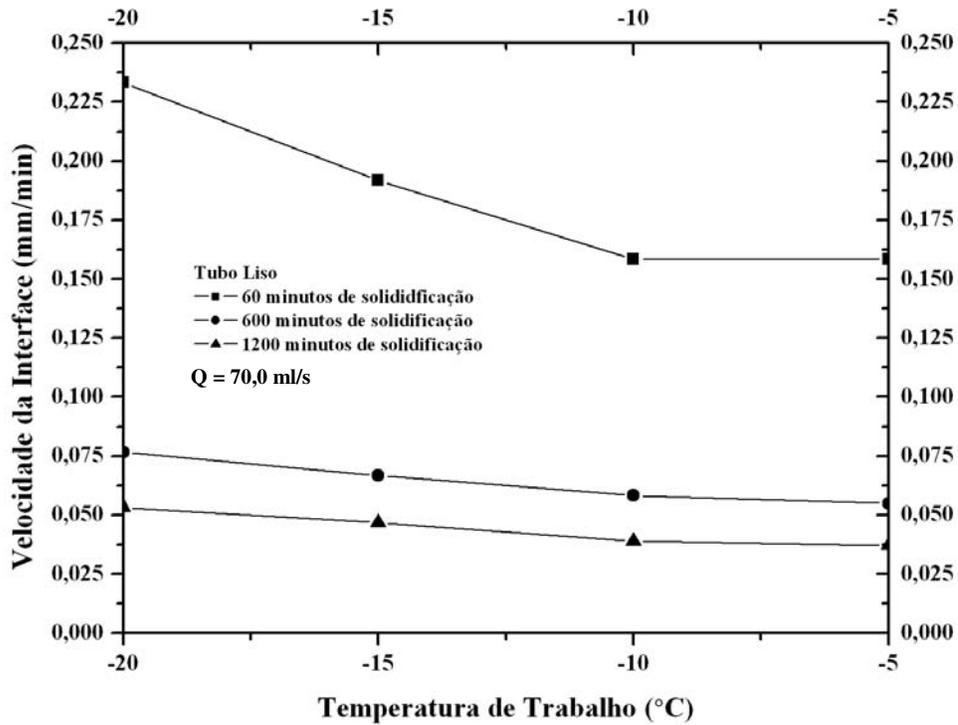


Figura 6.6 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à velocidade da interface para vazão de 70 ml/s.

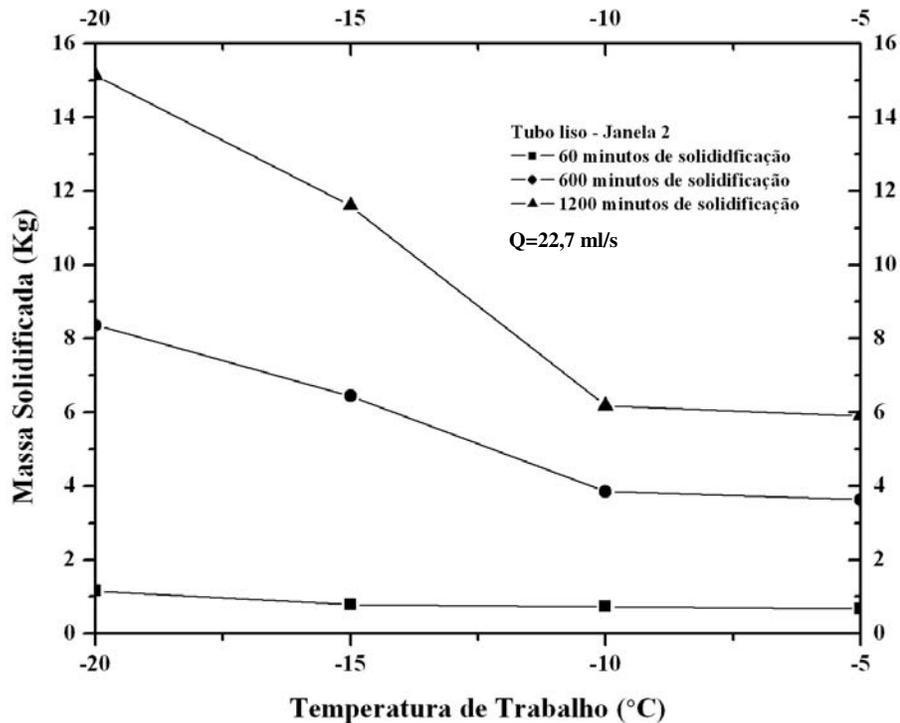


Figura 6.7 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à massa solidificada para vazão de 22,72 ml/s.

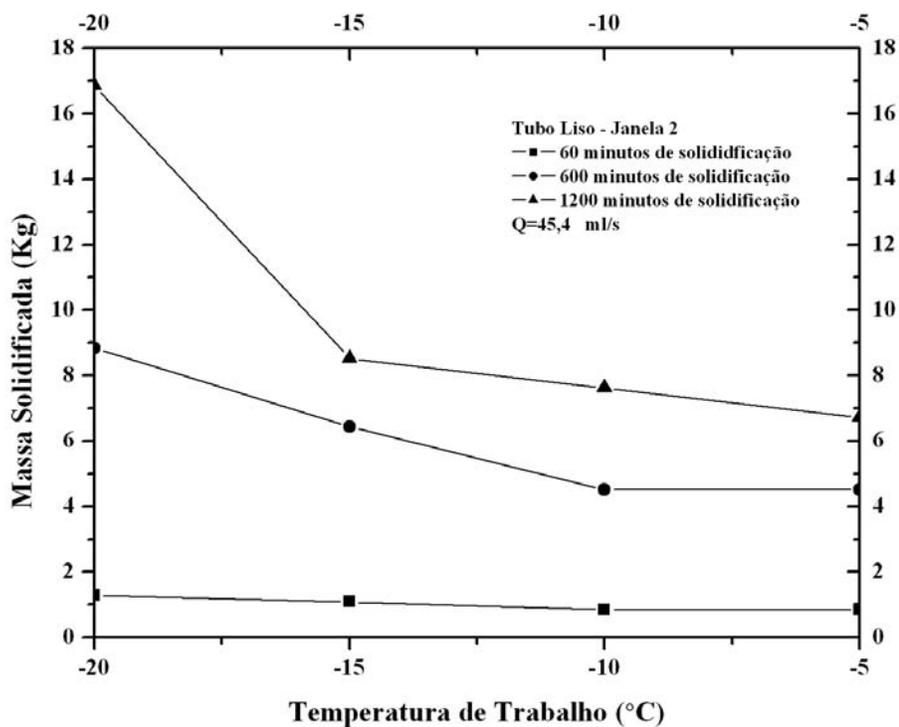


Figura 6.8 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à massa solidificada para vazão de 45,45 ml/s.

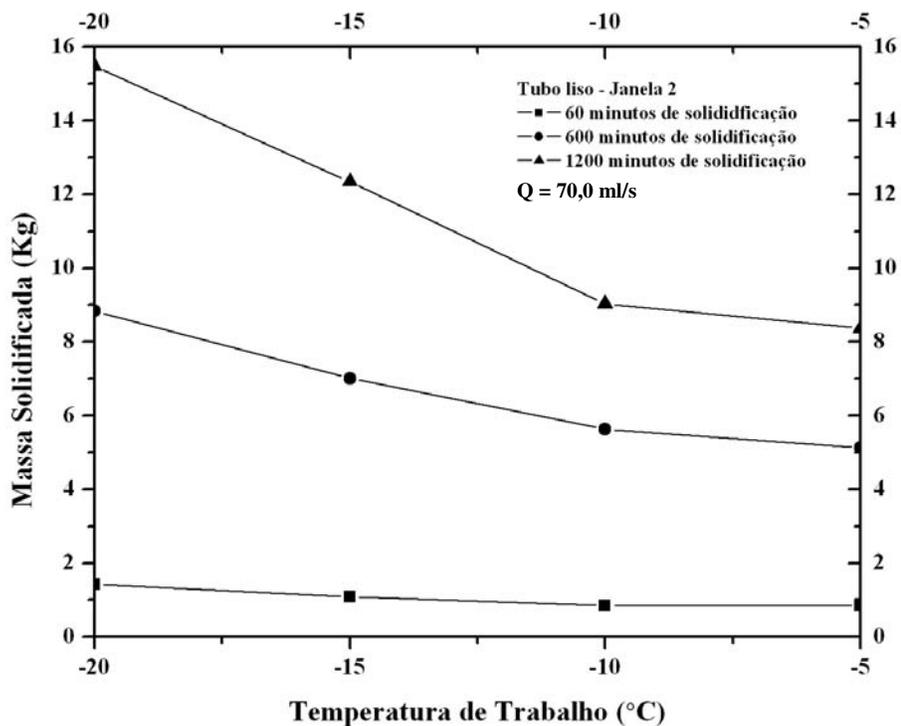


Figura 6.9 – Efeito da temperatura de trabalho em relação à massa solidificada para vazão de 70 ml/s.

6.13 Efeito da vazão do fluido de trabalho

A vazão do fluido de trabalho está diretamente ligada ao adimensional Reynolds – razão entre as forças viscosas e força inerciais, ou seja, a variação da velocidade do fluido, sendo que as propriedades termofísicas do fluido são consideradas constantes em todo o escoamento para este problema, muito embora haja variação da viscosidade com a temperatura (desprezível para a faixa de temperaturas utilizada).

O número de Reynolds determina a existência de um escoamento laminar ou turbulento. Em qualquer escoamento existem pequenas perturbações que podem ser amplificadas para produzir condições de turbulência. Para pequenos valores de Re , as forças viscosas são suficientemente grandes em comparação com as forças inerciais para prevenir essa amplificação. Assim o escoamento laminar é mantido. Porém com o aumento de Re , os efeitos viscosos se tornam progressivamente menos importantes quando comparados aos efeitos inerciais e pequenas perturbações podem ser amplificadas ao ponto de entrar em transição entre o escoamento laminar e o turbulento. As vazões utilizadas neste experimento sem o uso do promotor de turbulência foram todas em escoamento laminar.

Com aumento do número de Reynolds observou-se que a camada solidificada também aumentava mais rapidamente e adquiria espessuras maiores nos mesmos intervalos de tempo em relação àquelas em que se utilizavam vazões mais baixas, isto é, o processo de solidificação foi mais acelerado à medida que número de Reynolds se aproximava do regime turbulento. A visualização do efeito da vazão está mostrada nas Figuras 6.10 a 6.21

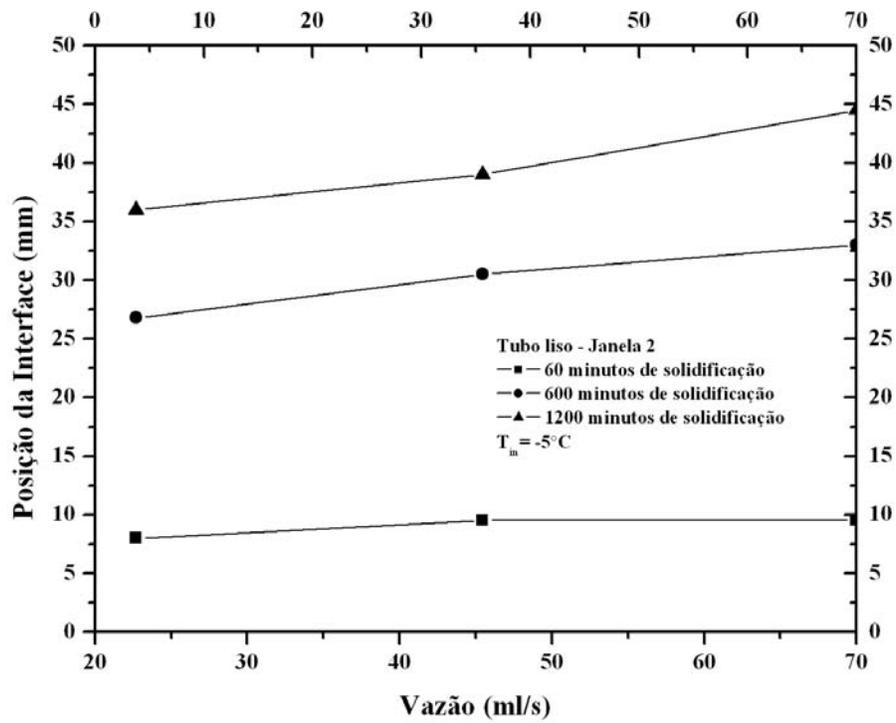


Figura 6.10 – Efeito da vazão em relação à posição da interface para temperatura de trabalho de -5°C .

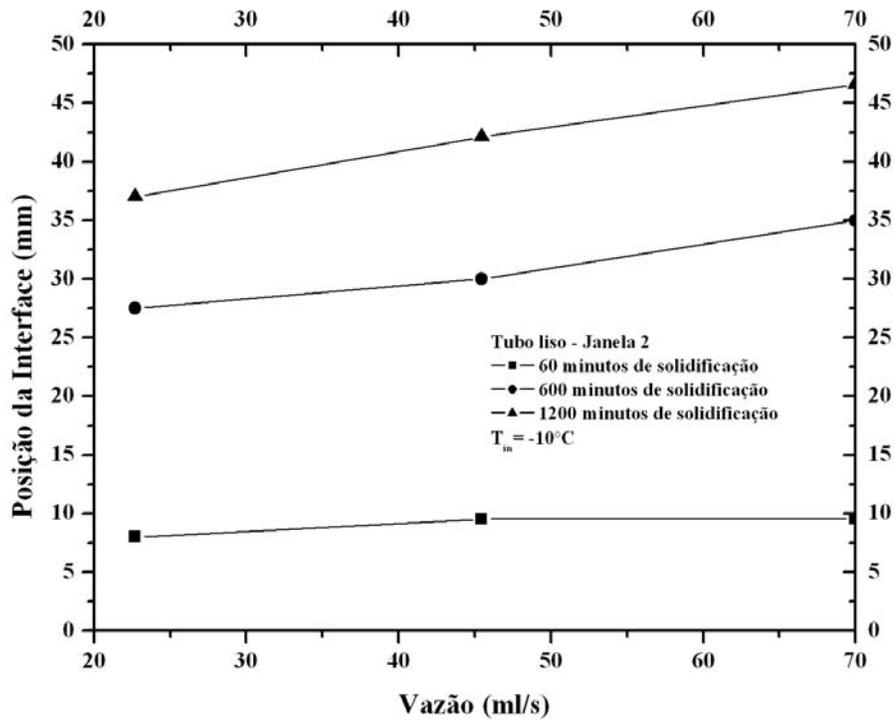


Figura 6.11 – Efeito da vazão em relação à posição da interface para temperatura de trabalho de -10°C .

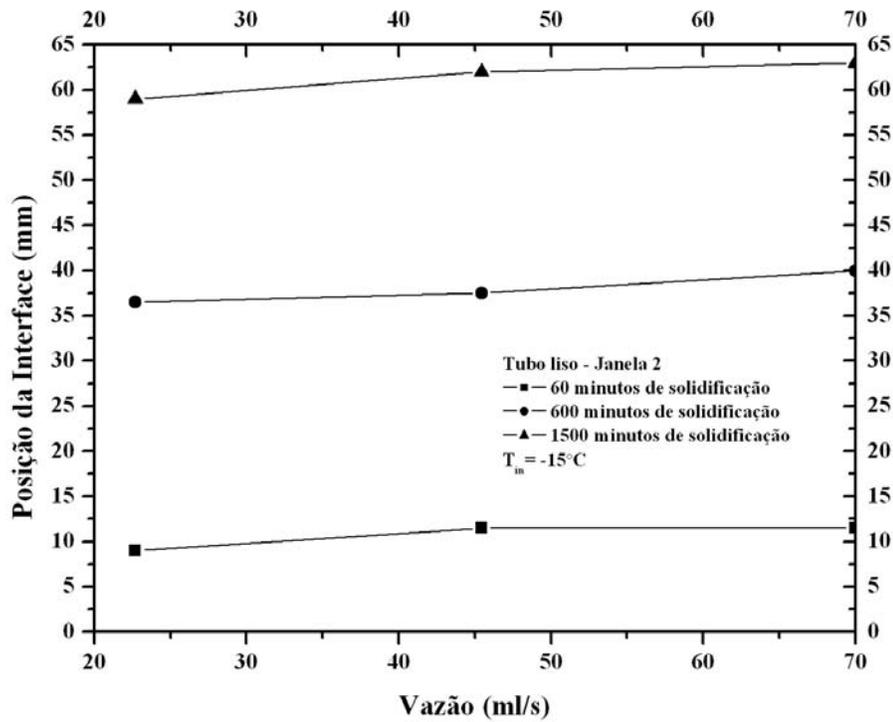


Figura 6.12 – Efeito da vazão em relação à posição da interface para temperatura de trabalho de $-15^\circ C$.

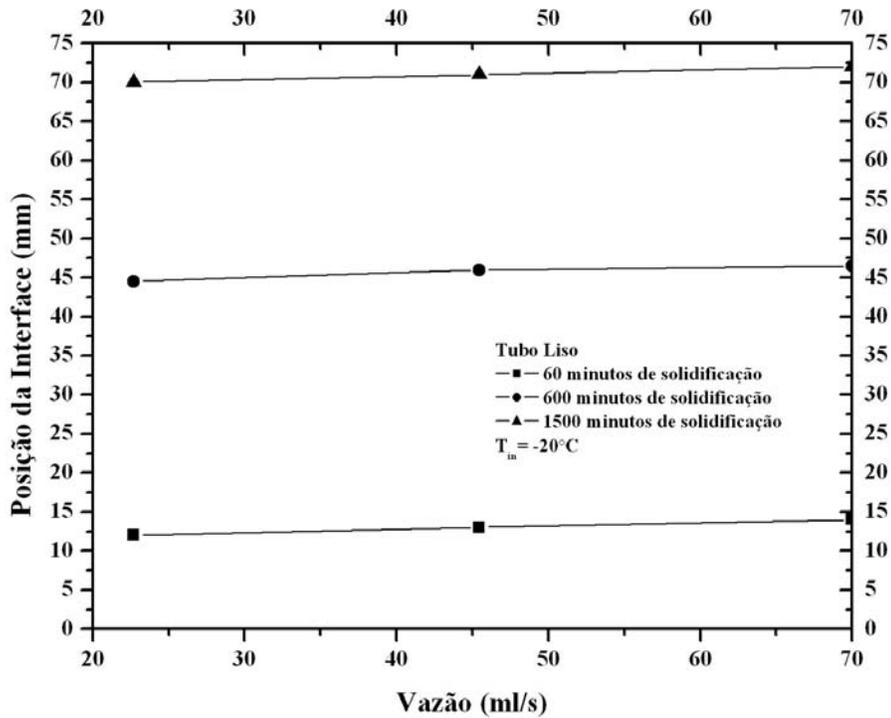


Figura 6.13 – Efeito da vazão em relação à posição da interface para temperatura de trabalho de $-20^\circ C$.

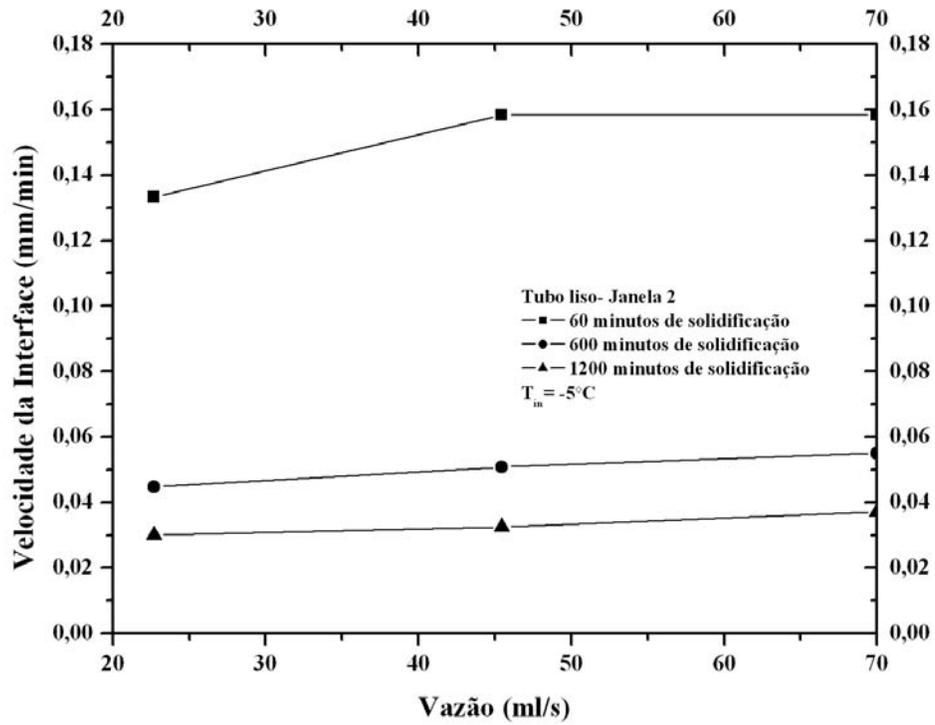


Figura 6.14 – Efeito da vazão em relação à velocidade da interface para temperatura de trabalho de -5°C .

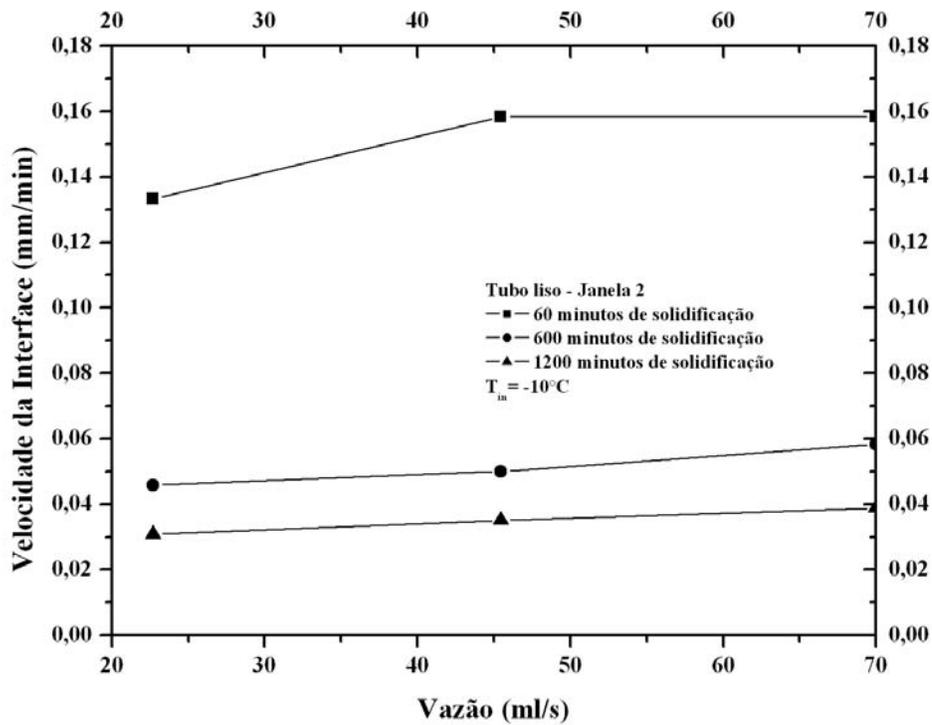


Figura 6.15 – Efeito da vazão em relação à velocidade da interface para temperatura de trabalho de -10°C .

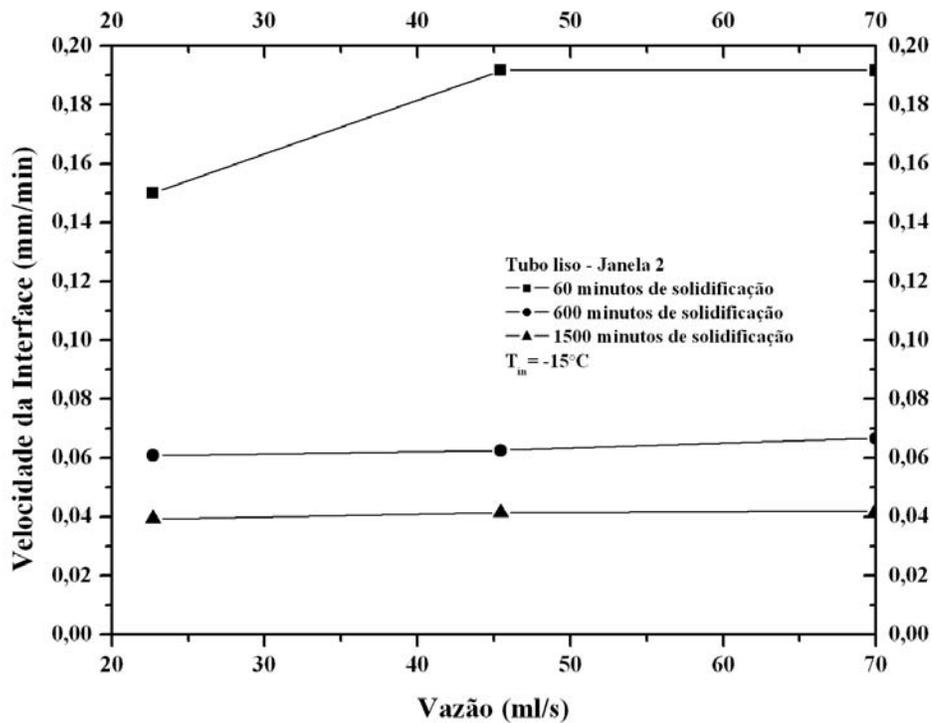


Figura 6.16 – Efeito da vazão em relação à velocidade da interface para temperatura de trabalho de $-15^\circ C$.

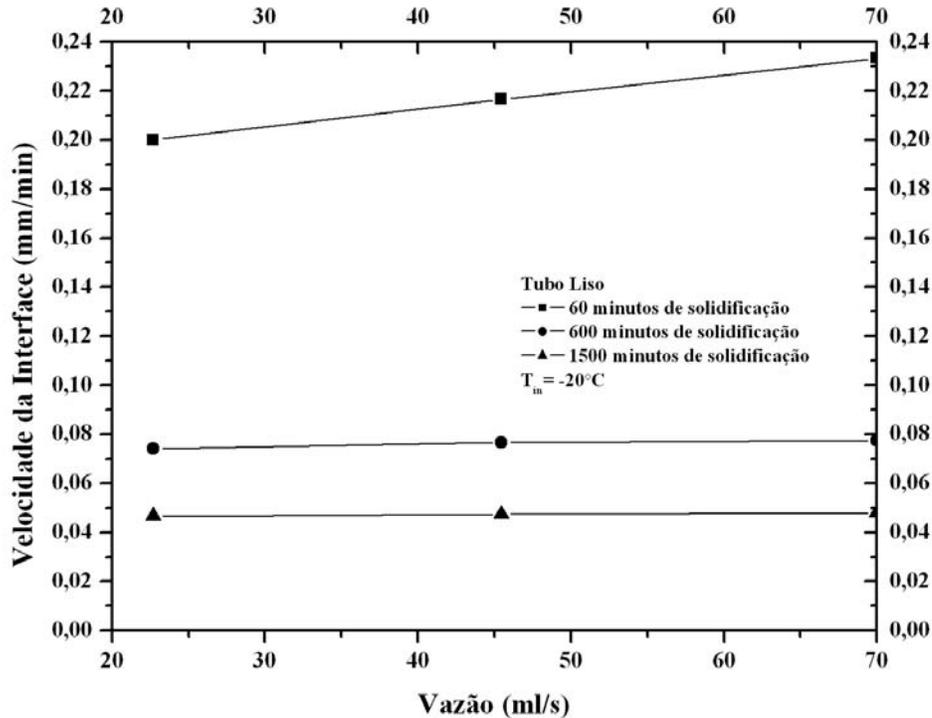


Figura 6.17 – Efeito da vazão em relação à velocidade da interface para temperatura de trabalho de $-20^\circ C$.

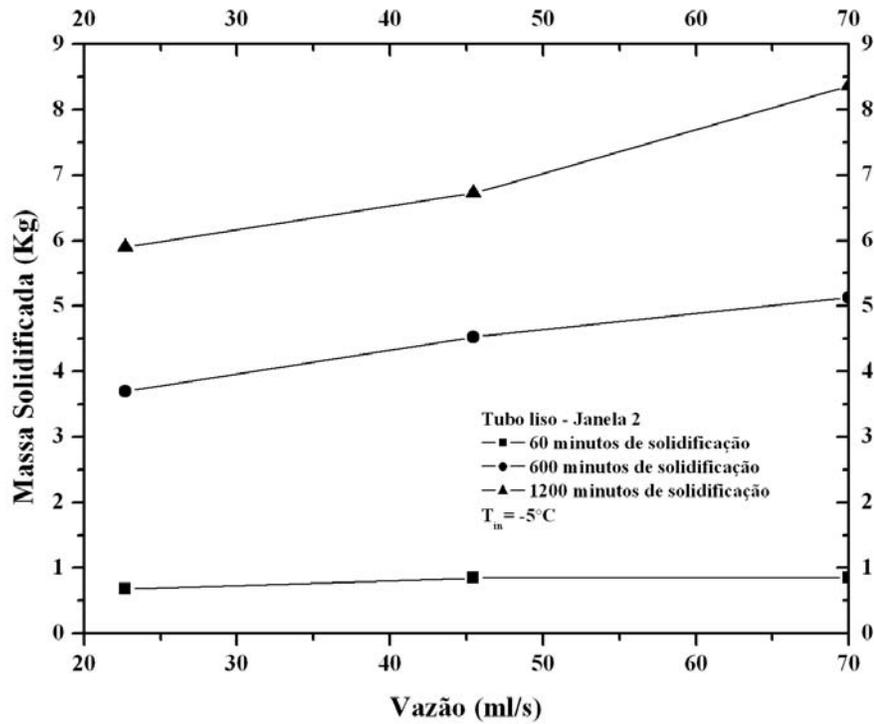


Figura 6.18 – Efeito da vazão em relação à massa solidificada para temperatura de trabalho de $-5^{\circ}C$.

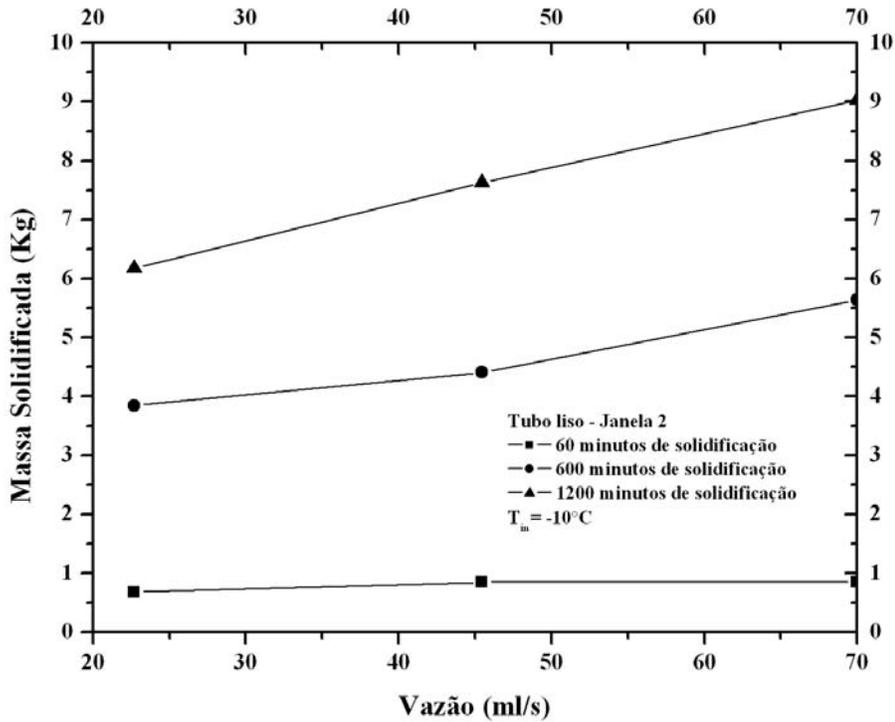


Figura 6.19 – Efeito da vazão em relação à massa solidificada para temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$.

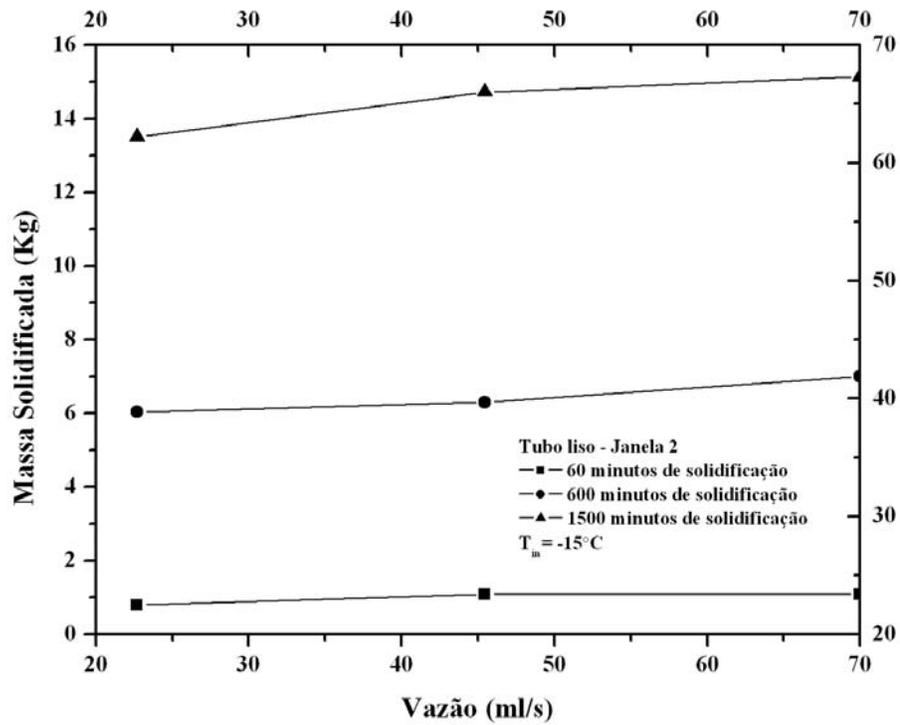


Figura 6.20 – Efeito da vazão em relação à massa solidificada para temperatura de trabalho de -15°C .

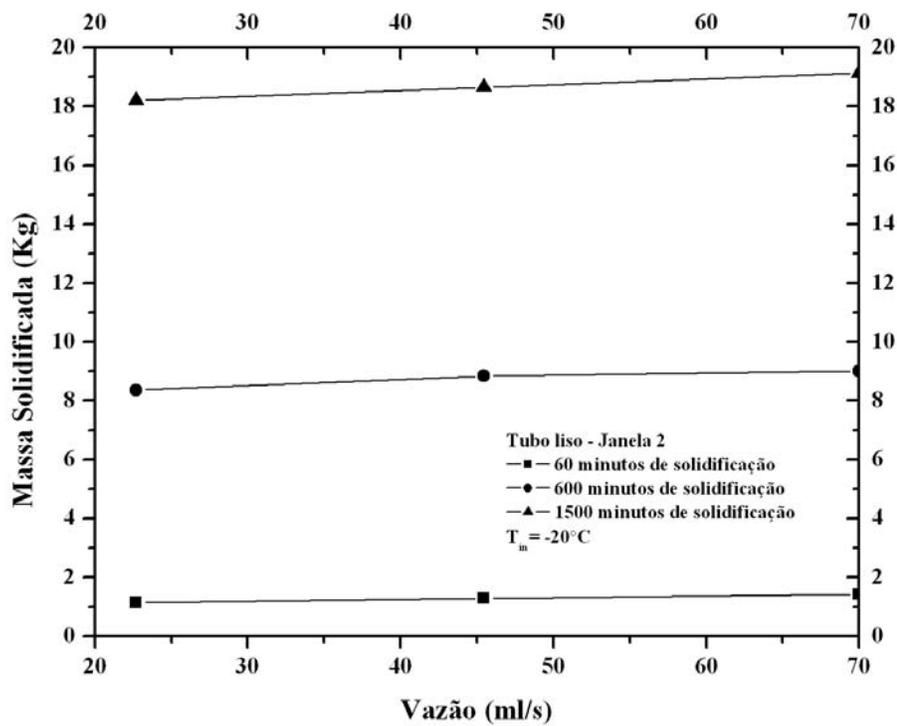


Figura 6.21 – Efeito da vazão em relação à massa solidificada para temperatura de trabalho de -20°C .

6.14 Efeito da promoção de turbulência

O uso da fita helicoidal causou um aumento no coeficiente de transferência de calor por convecção através da indução do turbilhonamento do escoamento.

A velocidade do início do processo de mudança de fase mostrou-se significativamente mais alta em relação ao tubo liso. As posições radiais da interface eram visivelmente maiores nos instantes iniciais (primeiras 2 horas de solidificação) em relação aos ensaios feitos com o tubo liso tendendo a diminuir essa diferença nos instantes finais. A temperatura mais baixa para experimentos com o promotor de turbulência, $-15^{\circ}C$, mostrou uma diferença de espessura da camada solidificada maior em relação às temperaturas mais altas. A comparação do aumento da posição, velocidade e massa solidificada com o tempo com e sem o uso da mola helicoidal é mostrado nas Figuras 6.22 a 6.33.

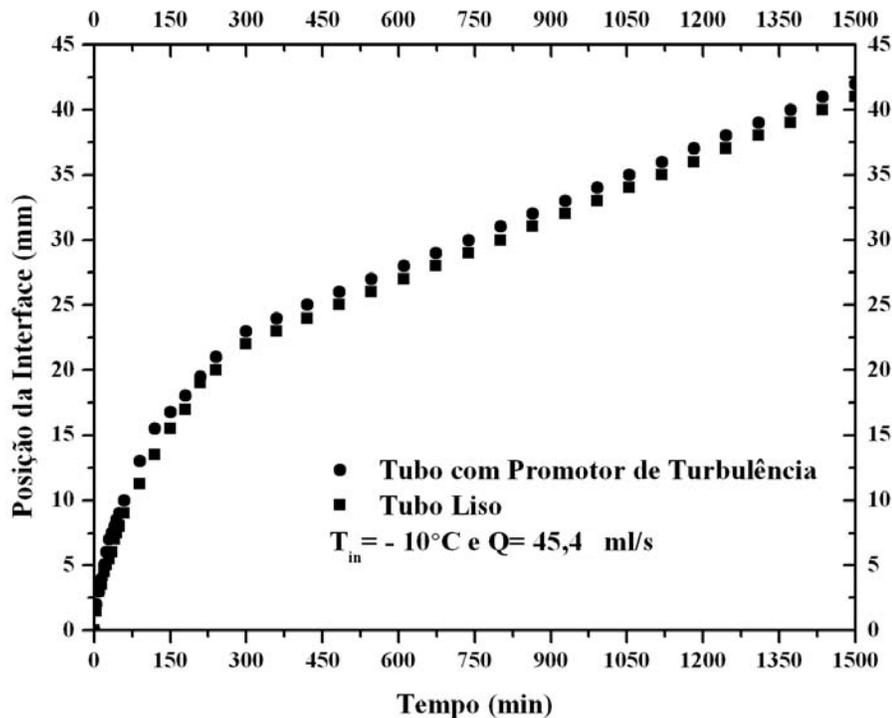


Figura 6.22- Efeito do promotor de turbulência: comparação da posição da interface com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$.

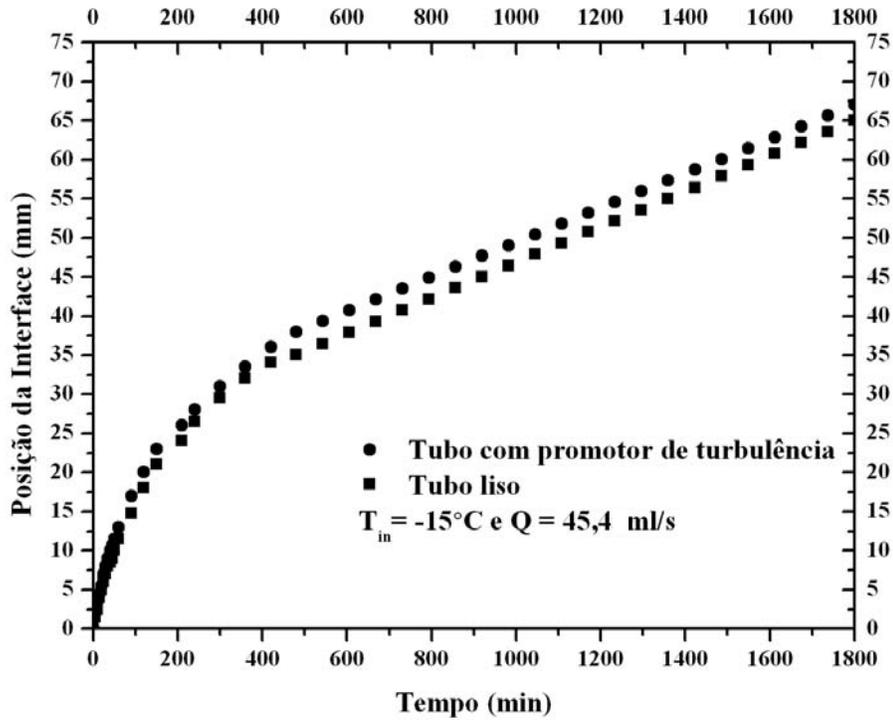


Figura 6.23- Efeito do promotor de turbulência: comparação da posição da interface com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$.

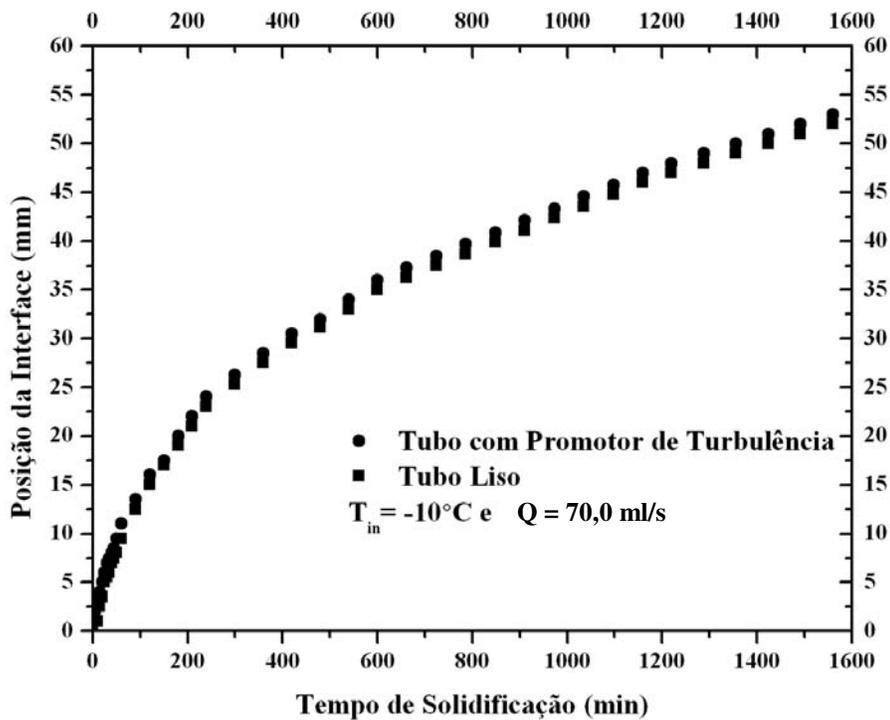


Figura 6.24 - Efeito do promotor de turbulência: comparação da posição da interface com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$.

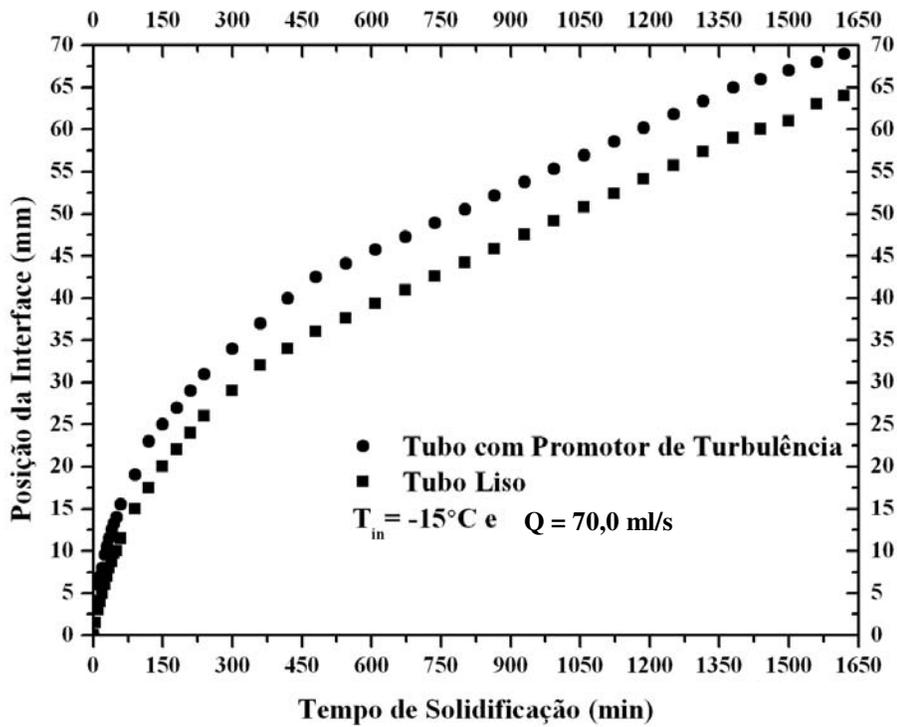


Figura 6.25- Efeito do promotor de turbulência: comparação da posição da interface com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$.

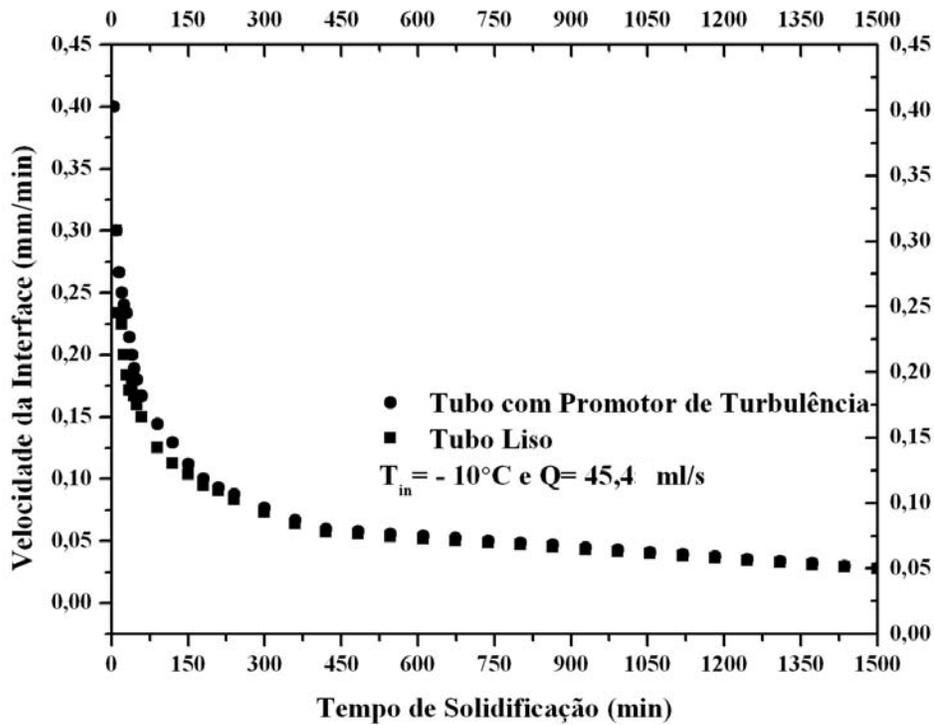


Figura 6.26- Efeito do promotor de turbulência: comparação da velocidade da interface com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$.

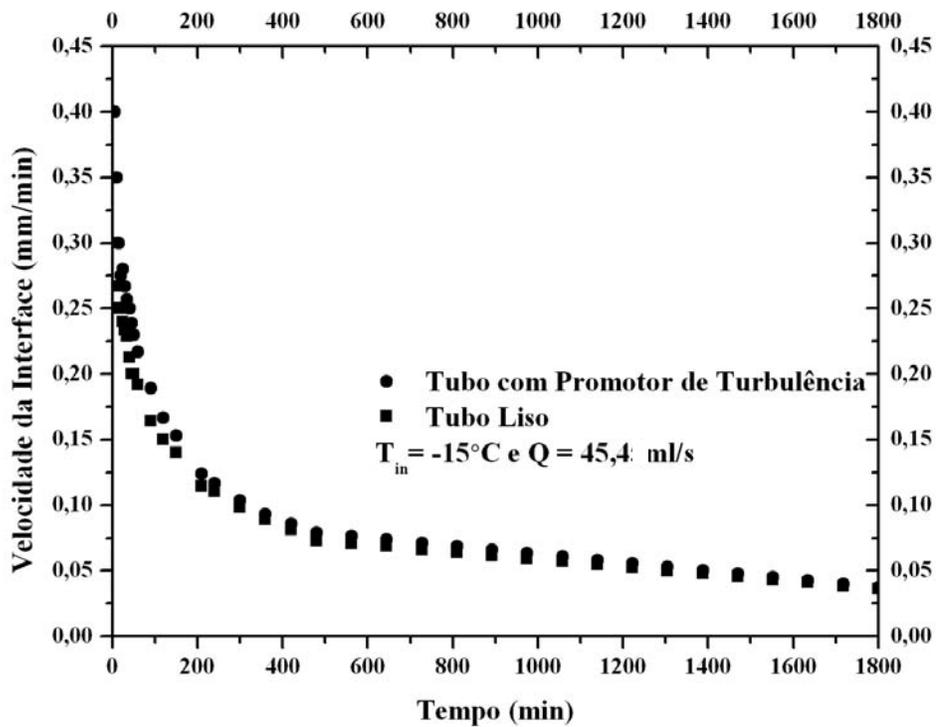


Figura 6.27 - Efeito do promotor de turbulência: comparação da velocidade da interface com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de -15°C .

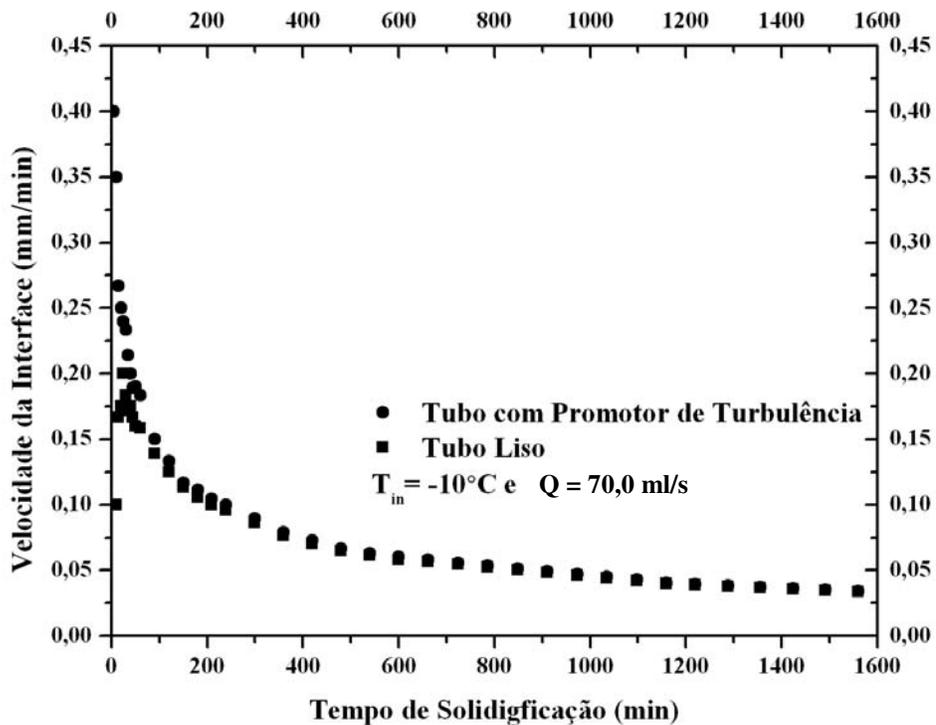


Figura 6.28 - Efeito do promotor de turbulência: comparação da velocidade da interface com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de -10°C .

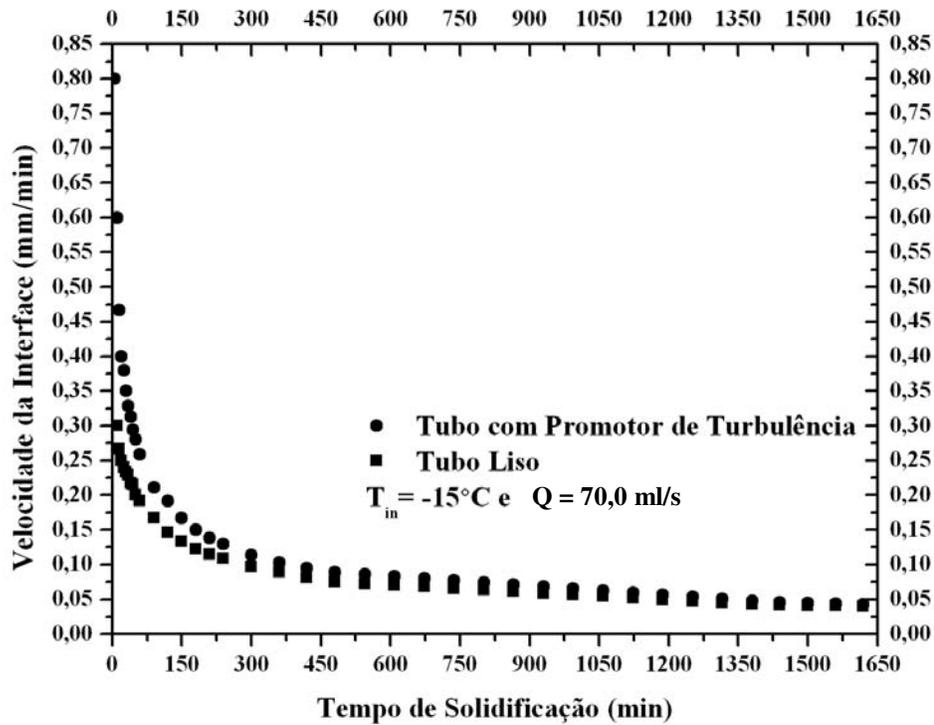


Figura 6.29- Efeito do promotor de turbulência: comparação da velocidade da interface com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$.

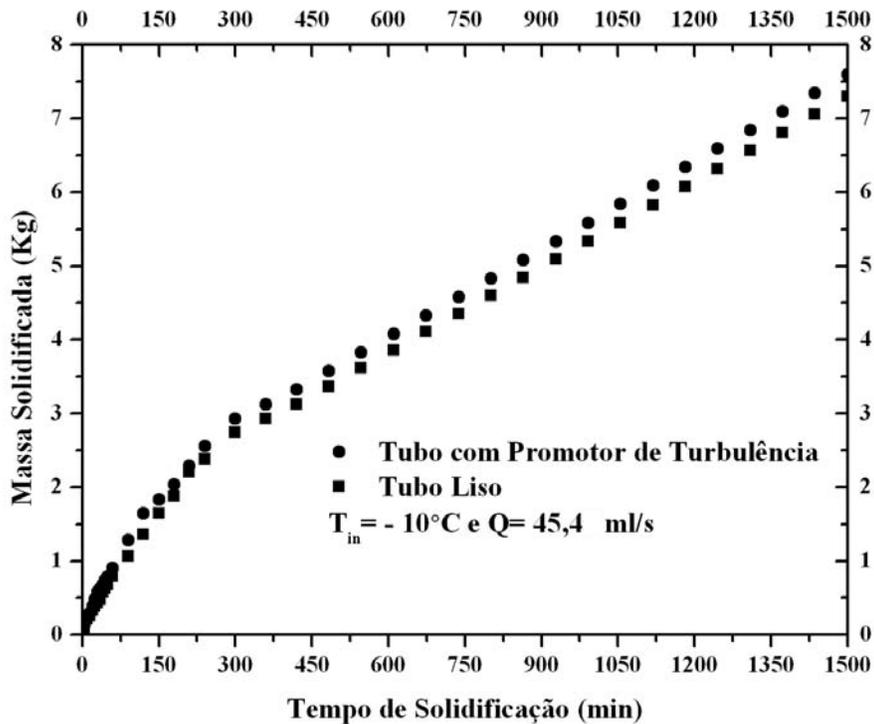


Figura 6.30- Efeito do promotor de turbulência: comparação da massa solidificada com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$.

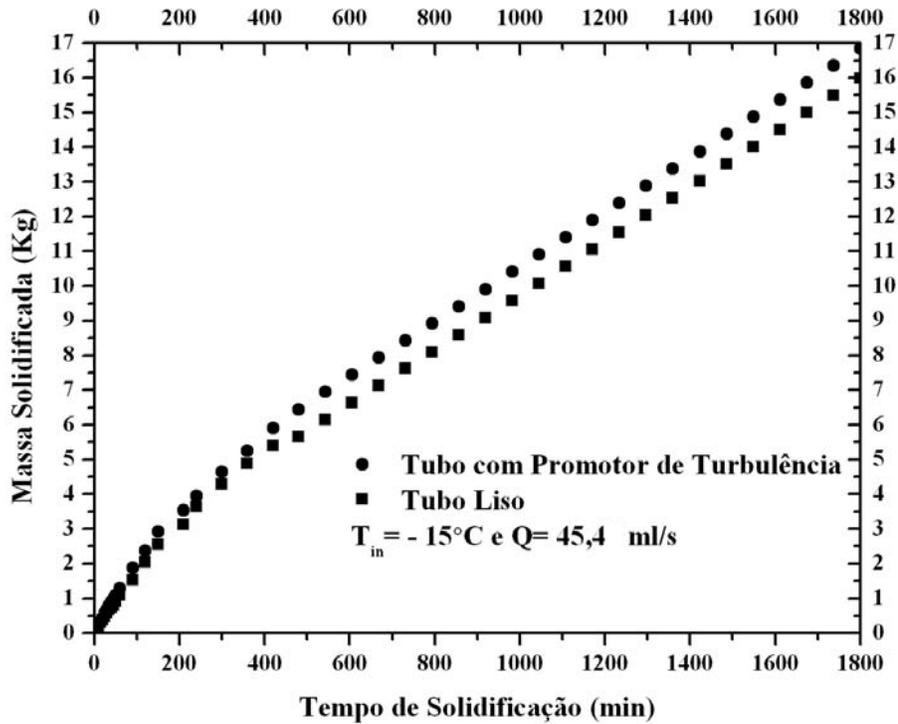


Figura 6.31- Efeito do promotor de turbulência: comparação da massa solidificada com o tempo para a vazão de 45,45 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$.

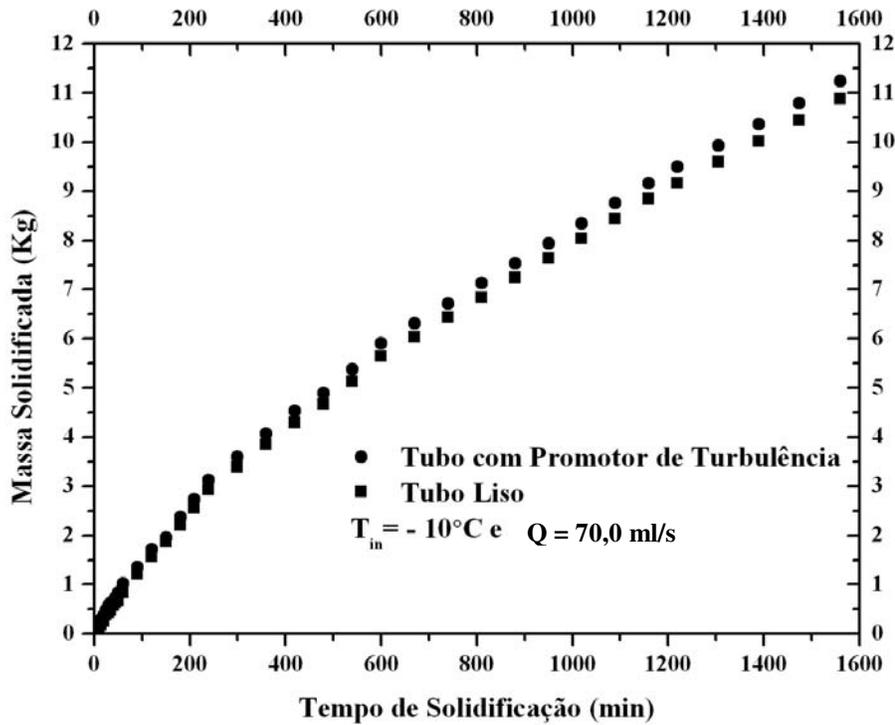


Figura 6.32- Efeito do promotor de turbulência: comparação da massa solidificada com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-10^{\circ}C$.

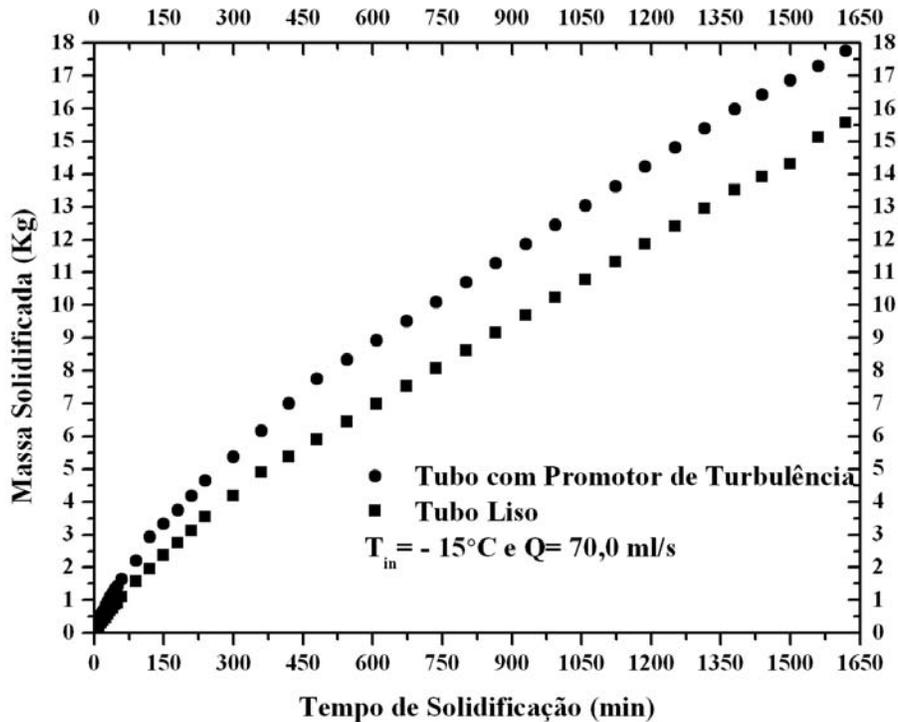


Figura 6.33 - Efeito do promotor de turbulência: comparação da massa solidificada com o tempo para a vazão de 70 ml/s e temperatura de trabalho de $-15^{\circ}C$.

Estes gráficos expressaram os efeitos que a temperatura e a vazão volumétrica do fluido de trabalho e o uso de um intensificador de turbulência influenciaram nos resultados dos experimentos para a posição e velocidade da interface solido-liquido e quantidade de massa solidificada com o tempo. Serão apresentados agora gráficos que mostram o comportamento da posição e velocidade da interface em relação ao comprimento do tubo, ou seja, como variou o fenômeno de mudança de fase em função da posição axial do cilindro interno.

6.15 Comportamento do processo de solidificação em função da posição axial.

Foi observado no processo de solidificação que o perfil da camada solidificada variou com a posição ao longo do eixo central do cilindro interno, ou seja, na direção z . O contorno da interface nos instantes finais, e na maioria dos experimentos nos instantes iniciais, adquiria a forma de um tronco de cone. Isto se dá pelo fato de haver um pequeno aumento na temperatura do fluido de trabalho entre a seção de entrada e a seção de saída do cilindro mensurado pelo fator de atrito

que é inversamente proporcional ao número de Reynolds e diretamente proporcional à rugosidade da superfície interna do tubo. Para hipóteses de se trabalhar com tubos perfeitamente lisos esse fator é desprezado e neste caso o contorno da interface sólido-líquido seria de um cilindro reto.

As Figuras 6.34 a 6.39 a seguir mostram a posição e velocidade radiais da interface variando a partir de três posições axiais: 0,73; 1,25 e 1,65 m.. São as janelas 1, 2 e 3 respectivamente.

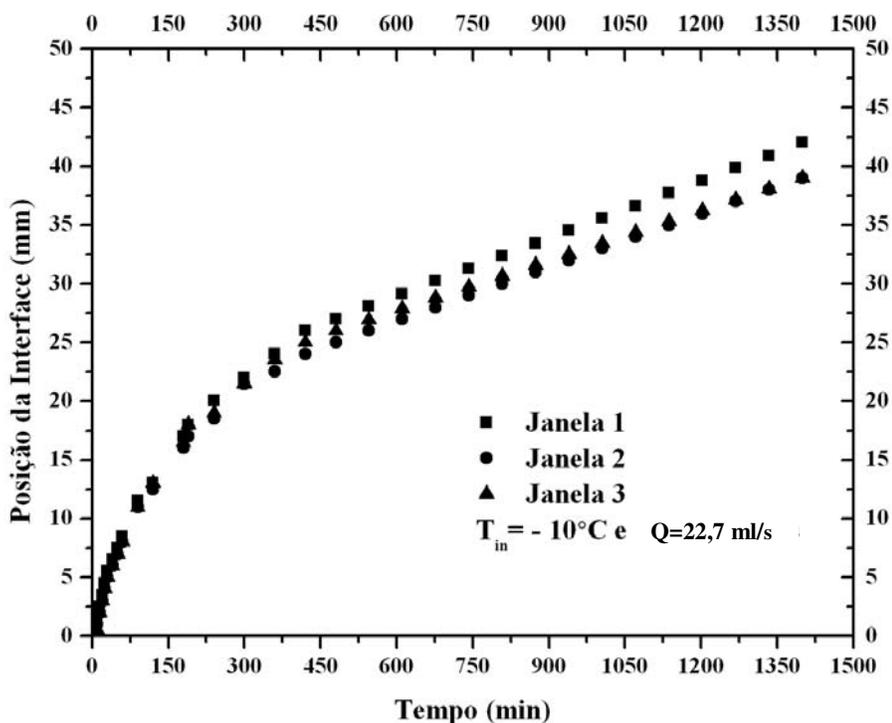


Figura 6.34 – Posição radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de $-10^{\circ}C$ e vazão de 22,72 ml/s

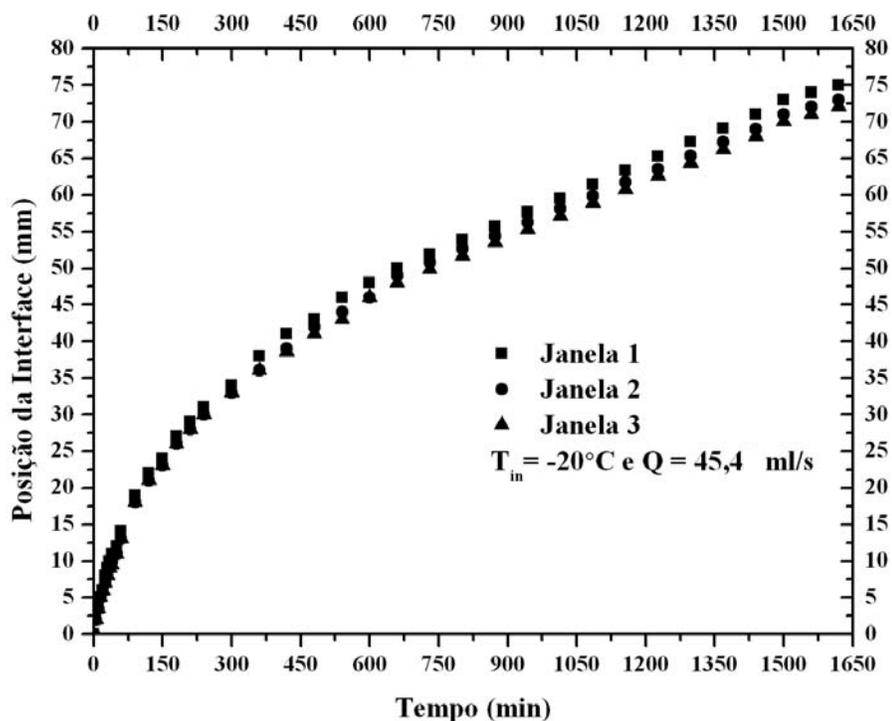


Figura 6.35 – Posição radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de $-20^{\circ}C$ e vazão de 45,45 ml/s

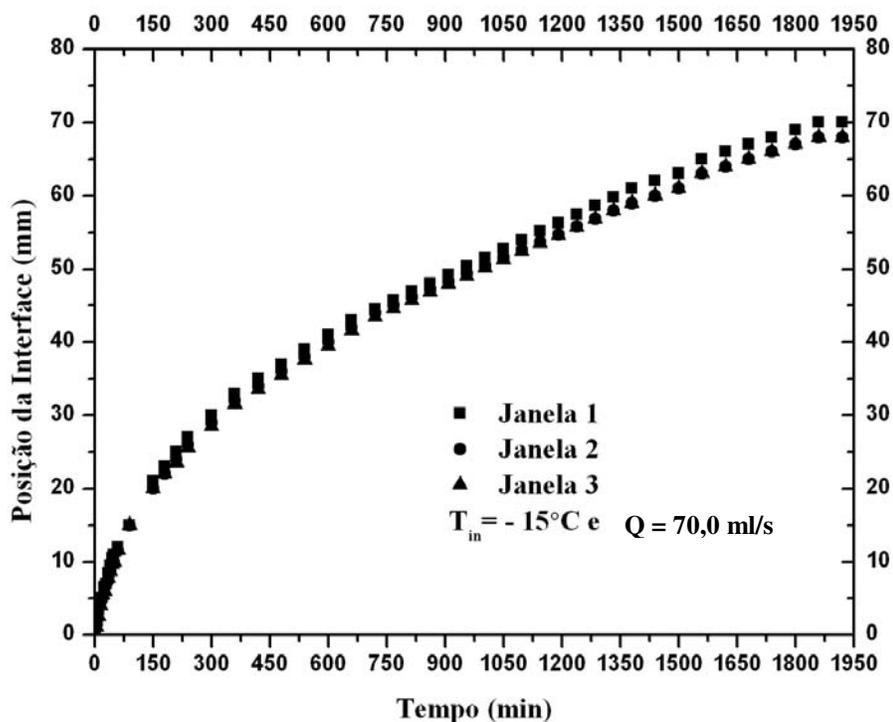


Figura 6.36 – Posição radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de $-15^{\circ}C$ e vazão de 70 ml/s

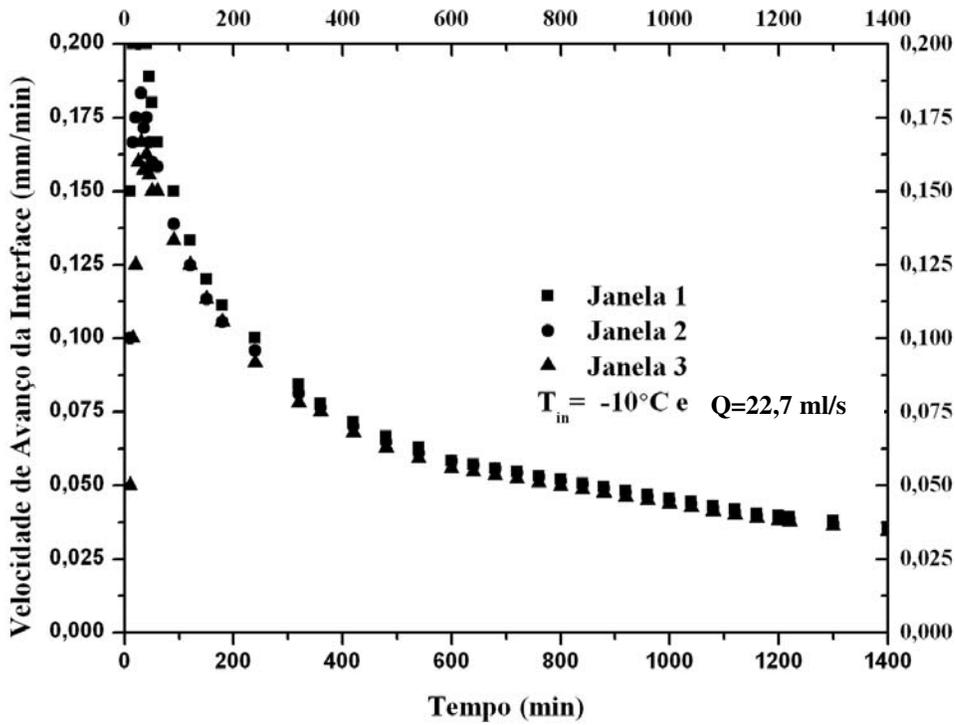


Figura 6.37 – Velocidade radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de -10°C e vazão de $22,72\text{ ml/s}$

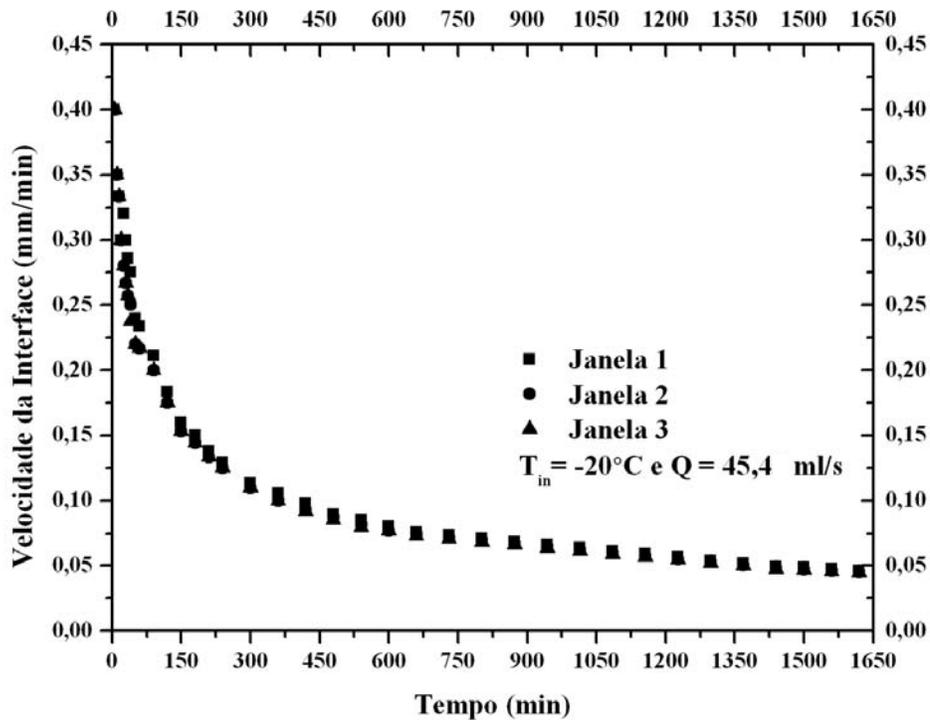


Figura 6.38 – Velocidade radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de -20°C e vazão de $45,45\text{ ml/s}$

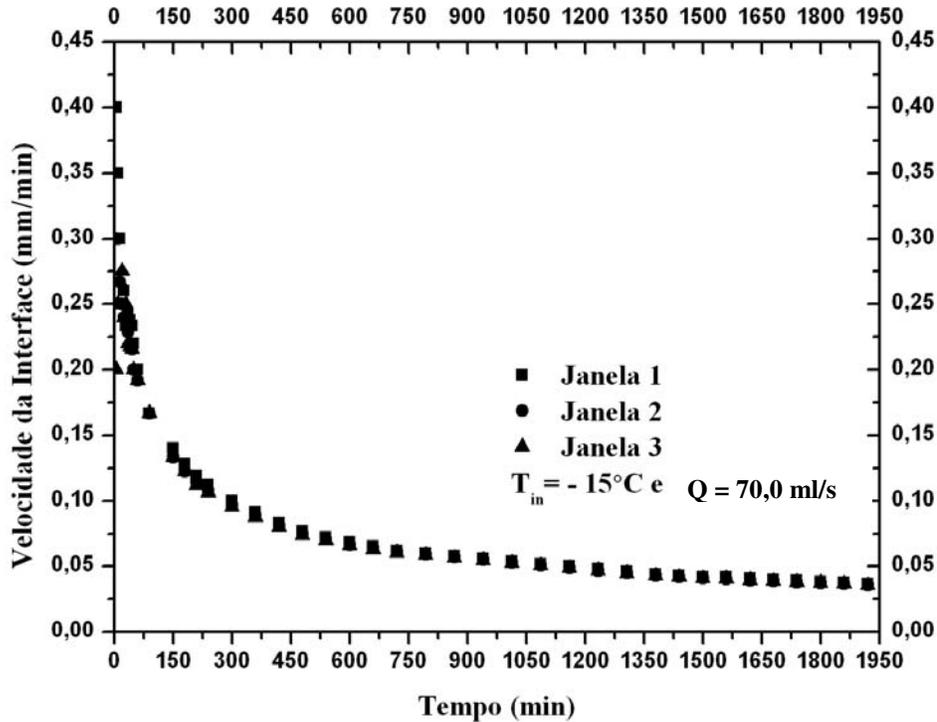


Figura 6.39 – Velocidade radial da interface em função do tempo para três posições axiais com temperatura de entrada do fluido de $-15^{\circ}C$ e vazão de 70 ml/s

Observe que o perfil da interface para as três posições tende a tomar valores mais próximos uns dos outros assim que há um aumento de vazão, ou seja, a camada solidificada tende a ser mais paralela à superfície do tubo com vazões mais altas, uma vez que o fator de atrito diminui e há uma maior uniformização do fluxo térmico ao longo do tubo. As figuras 6.40 a 6.45 mostram a variação do perfil da interface para três valores distintos de tempo.

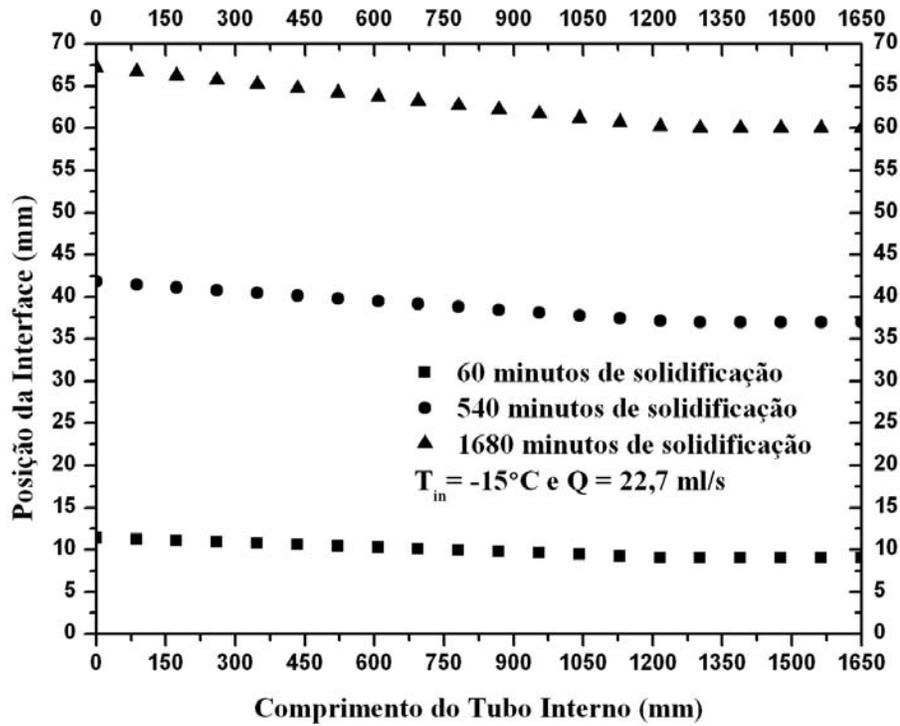


Figura 6.40 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de $-15^{\circ}C$ e vazão $22,7 \text{ ml/s}$.

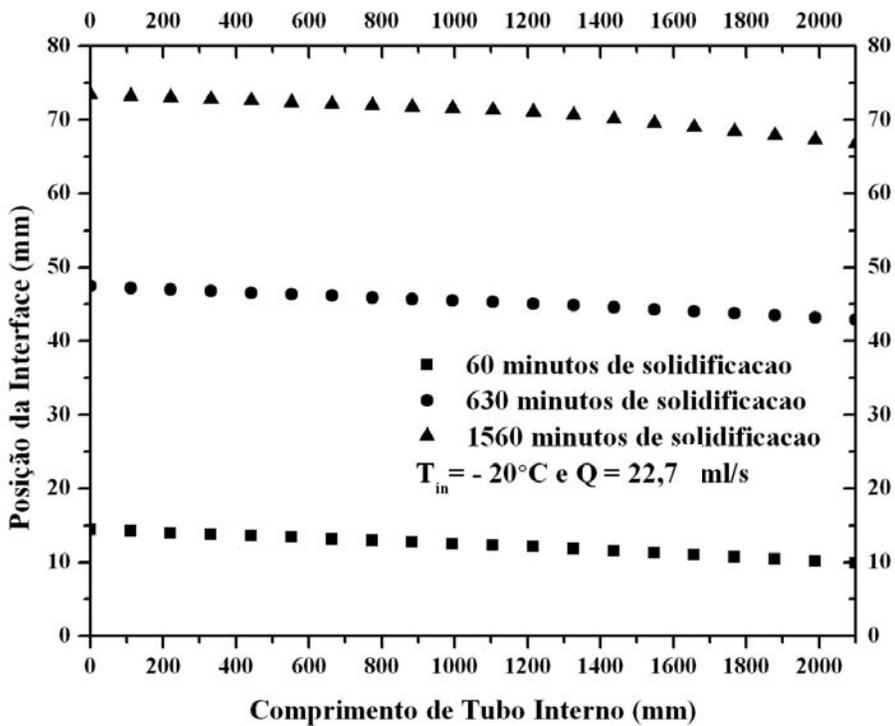


Figura 6.41 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de $-20^{\circ}C$ e vazão $22,7 \text{ ml/s}$.

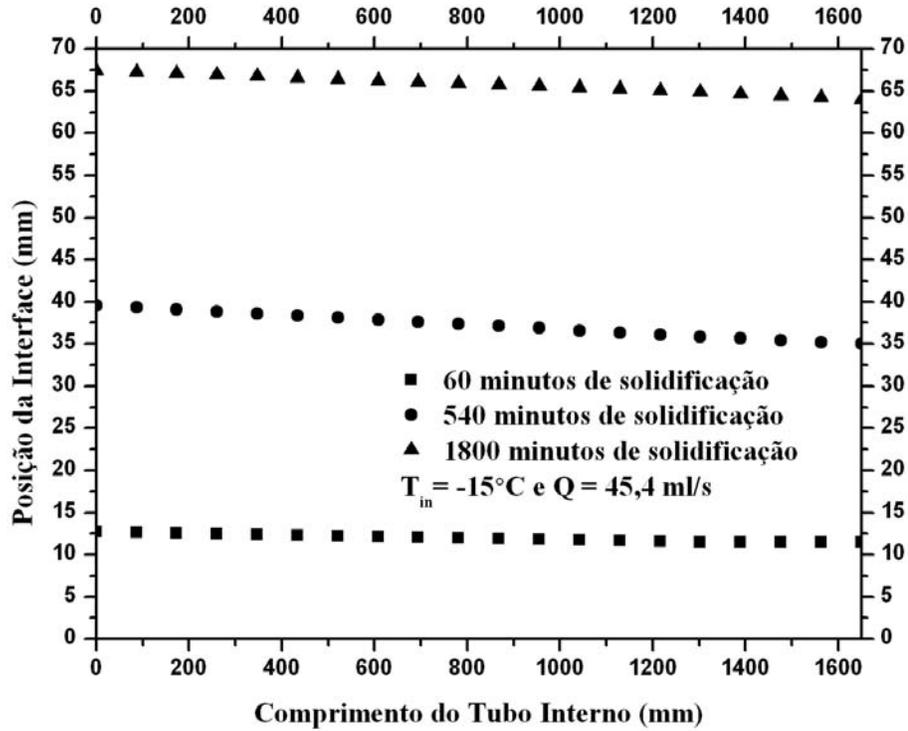


Figura 6.42 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de -15°C e vazão $45,45 \text{ ml/s}$.

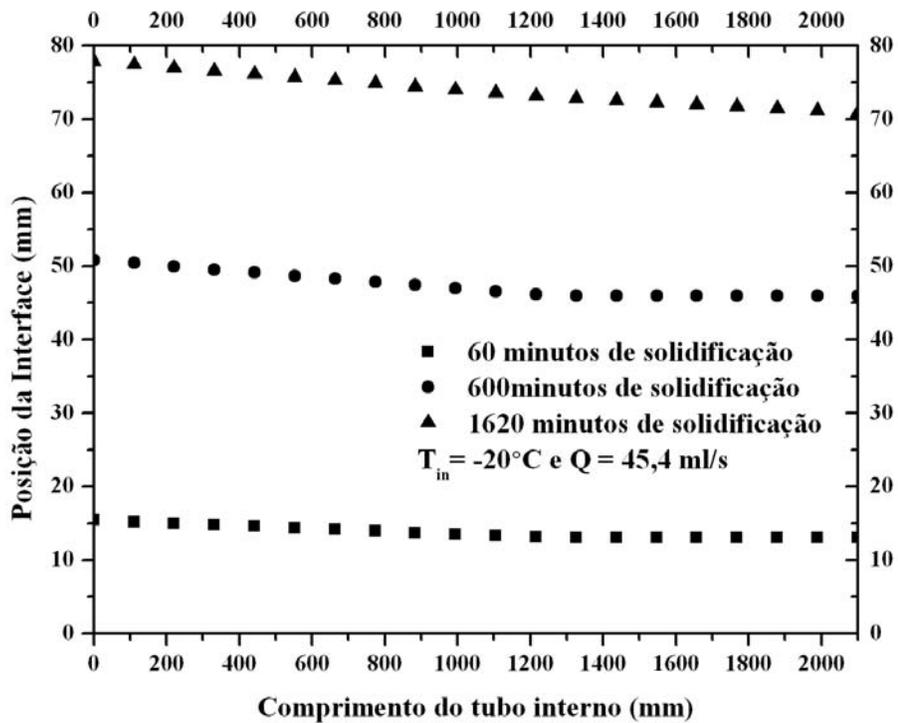


Figura 6.43 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de -20°C e vazão $45,45 \text{ ml/s}$.

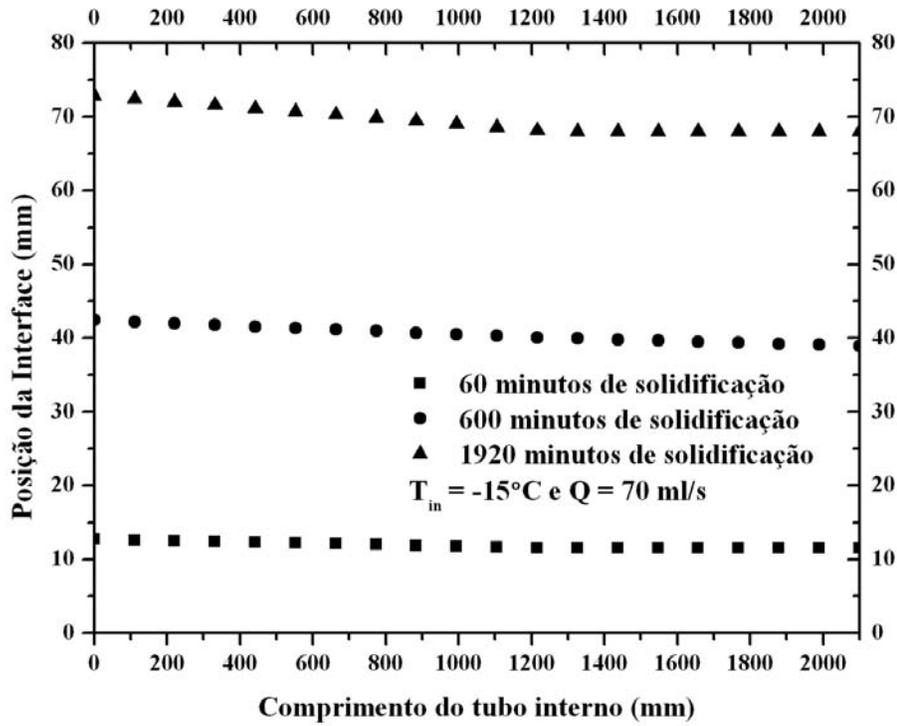


Figura 6.44 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de $-15^{\circ}C$ e vazão 70 ml/s .

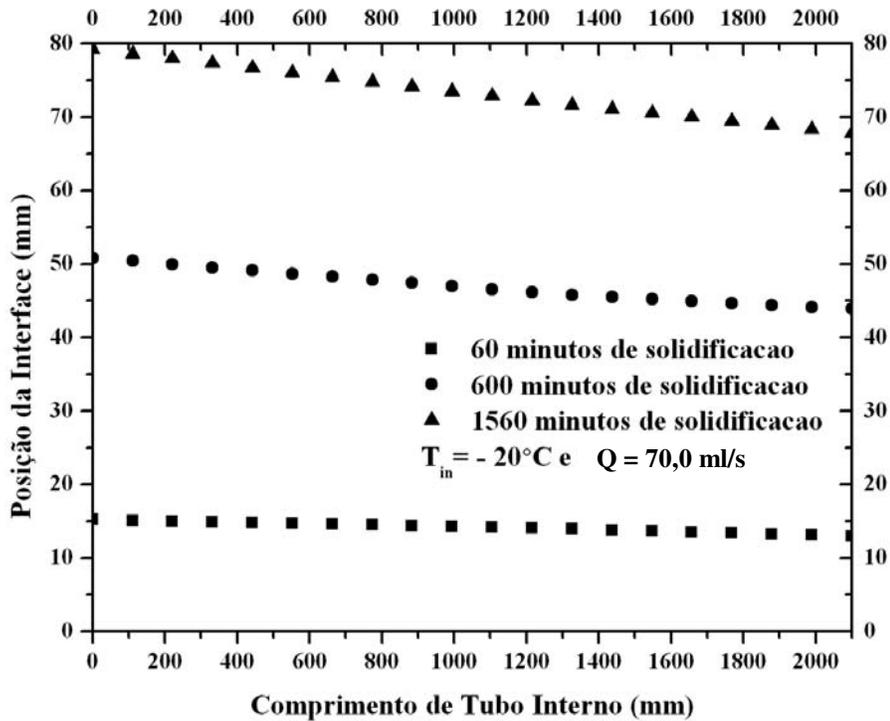


Figura 6.45 – Perfil da interface em função do tempo para temperatura de entrada do fluido de $-20^{\circ}C$ e vazão 70 ml/s .

6.16 Posição da Interface – Comparação com modelo numérico.

Antes da apresentação dos resultados numéricos foi feita uma breve análise para escolha da malha computacional, passo de tempo e critério de convergência a serem adotados.

Segundo Morales (2000), testes para selecionar uma determinada malha consiste em simulações numéricas com diferentes configurações desta malha. O objetivo destes testes é achar um refinamento para esta malha, onde valores superiores a este não interfiram nos resultados obtidos e assim determinar uma malha que exija menor esforço computacional com resultados satisfatórios.

Foi então adotada uma malha com 25 volumes de controles na direção angular e 10 na direção radial, (25 x 10), sendo que com refinamento desta malha não foi observada diferença nos resultados. Para uma malha grosseira, (5 x 5), foi notado um maior afastamento das malhas mais refinadas. O cálculo de erro relativo ao refinamento de malhas pode ser encontrado no trabalho desenvolvido por Sousa (2009).

Testes para o passo de tempo mostraram que valor da ordem de 10^{-4} apresentou resultados consistentes. Foi utilizado um valor de 10^{-4} , para o passo de tempo e 10^{-3} , para o critério de convergência.

A comparação com resultados experimentais para a posição da interface com o tempo é demonstrada nas Figuras (6.46) e (6.47). Analisando as figuras pode-se observar que o modelo matemático proposto ajustou-se de maneira satisfatória aos resultados experimentais, quando levadas em consideração todas as hipóteses adotadas. Com isso convalidam-se os modelos matemático e numérico propostos.

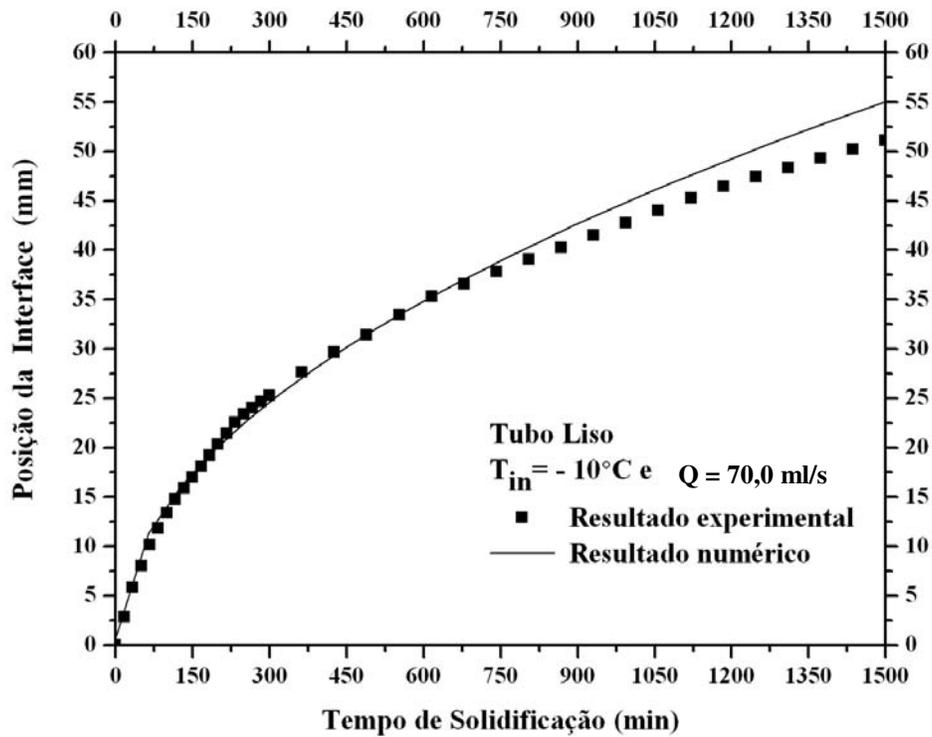


Figura 6.46 – Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo com temperatura de entrada do fluido de trabalho de -10°C e vazão de 70 ml/s .

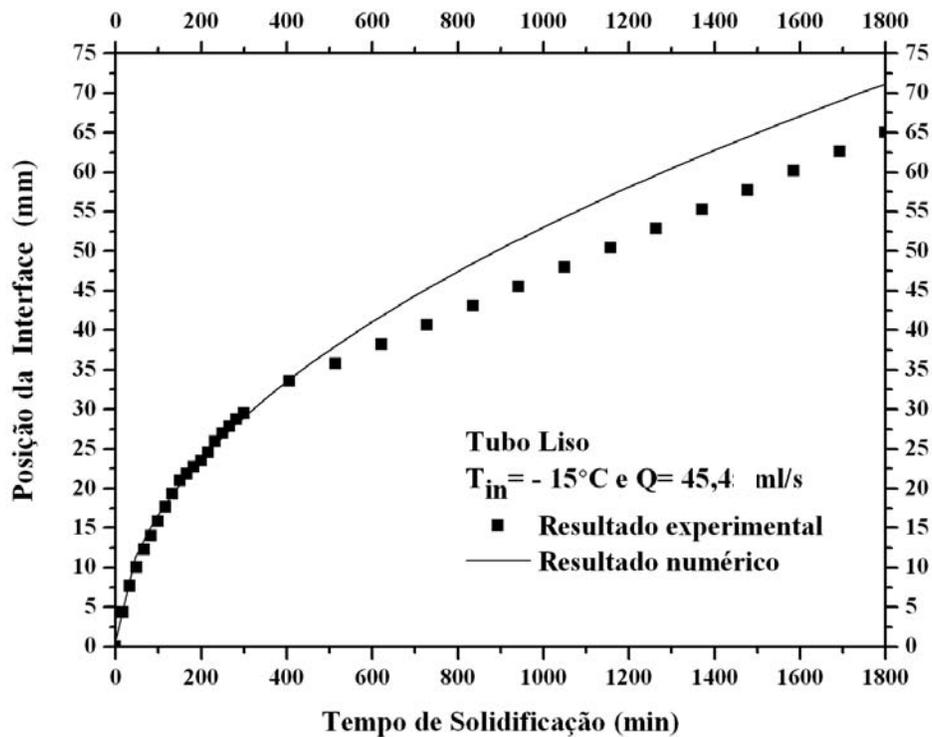


Figura 6.47 – Comparação numérica e experimental: posição da interface em função do tempo com temperatura de entrada do fluido de trabalho de -15°C e vazão de $45,45 \text{ ml/s}$.

Nota-se que os pontos experimentais situam-se geralmente abaixo da curva numérica. Uma hipótese para justificar essa tendência, *a priori*, consiste nas aproximações feitas no modelo matemático, como por exemplo, a utilização de modelo puramente condutivo, no qual a fase líquida permanece à temperatura de mudança de fase. As condições operacionais impossibilitaram a realização de testes experimentais mantendo a temperatura da água rigorosamente a 0°C . Em um trabalho experimental na solidificação da parafina, Bathelt (1979) enfatiza a necessidade de um controle rígido da temperatura do ambiente onde os realizados os testes, como um das medidas a serem tomadas para controlar a perda de calor para o ambiente e o conseqüente desencadeamento da convecção natural. Segundo Yao e Prusa (1989), uma pequena variação entre as temperaturas de mudança de fase do material e a temperatura da fase líquida são suficientes para induzir aparecimento de forças de flutuação.

Como o presente modelo considera a hipótese de a fase líquida permanecer durante todo o processo de solidificação à temperatura de mudança de fase, o fluxo de calor advindo desta em sua totalidade, é direcionado ao processo de solidificação. Tais fatos levariam a valores mais altos na posição da interface, quando comparados a valores experimentais.

6.17 Velocidade da Interface – Comparação com modelo numérico.

Os gráficos da velocidade da frente de solidificação são mostrados nas figuras (6.48) e (6.49). De maneira similar ao trabalho desenvolvido por Sparrow e Chuck (1984), o compute da velocidade, em sua forma adimensional, $\frac{\partial \Delta}{\partial t}$, é feito na subrotina relativa ao balanço de energia na interface sólido-líquido, e o tempo adimensional simbolizado pelo número de Fourier multiplicado pelo numero de Stefan. Tal definição de tempo adimensional é típica de problemas mudança de fase.

Como esperado em qualquer problema de solidificação, a velocidade do processo diminui com o tempo tendendo a um valor nulo. Nota-se que nos instantes iniciais do processo a velocidade é muito alta o que denota um rápido avanço da interface neste período. À medida que o processo avança a resistência térmica oferecida pelo material solidificado para retirada de calor da

fase líquida pelo fluido refrigerante, torna-se cada vez mais proeminente, o que proporciona uma diminuição na velocidade da frente de solidificação.

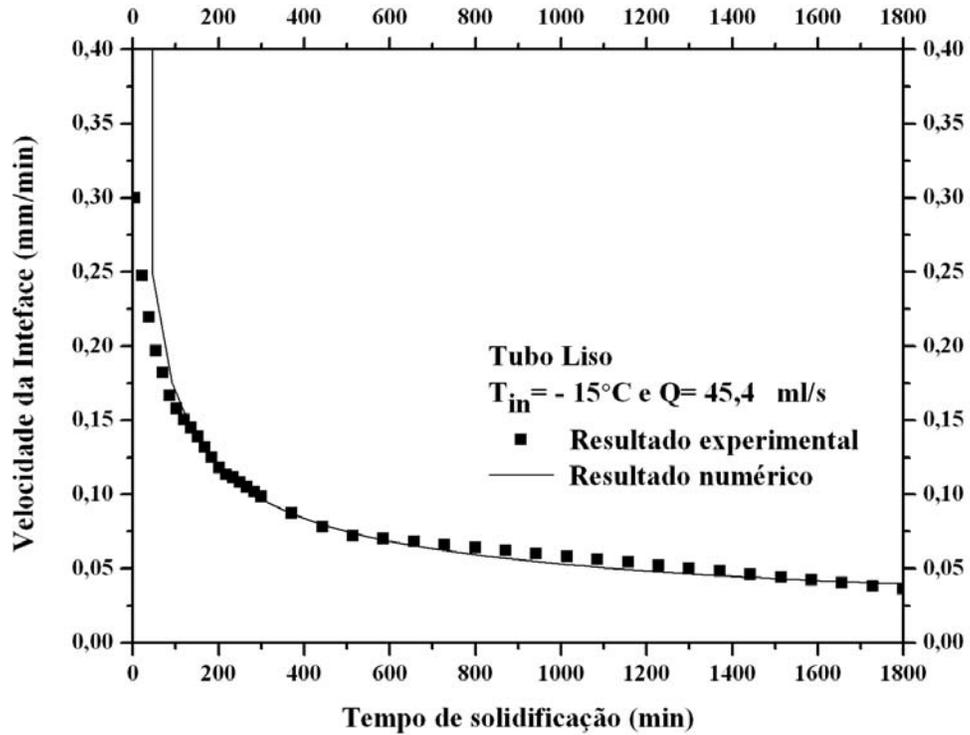


Figura 6.48 – Comparação numérica e experimental: velocidade da interface em função do tempo com temperatura de entrada do fluido de trabalho de $-15^{\circ}C$ e vazão de 45,45 ml/s.

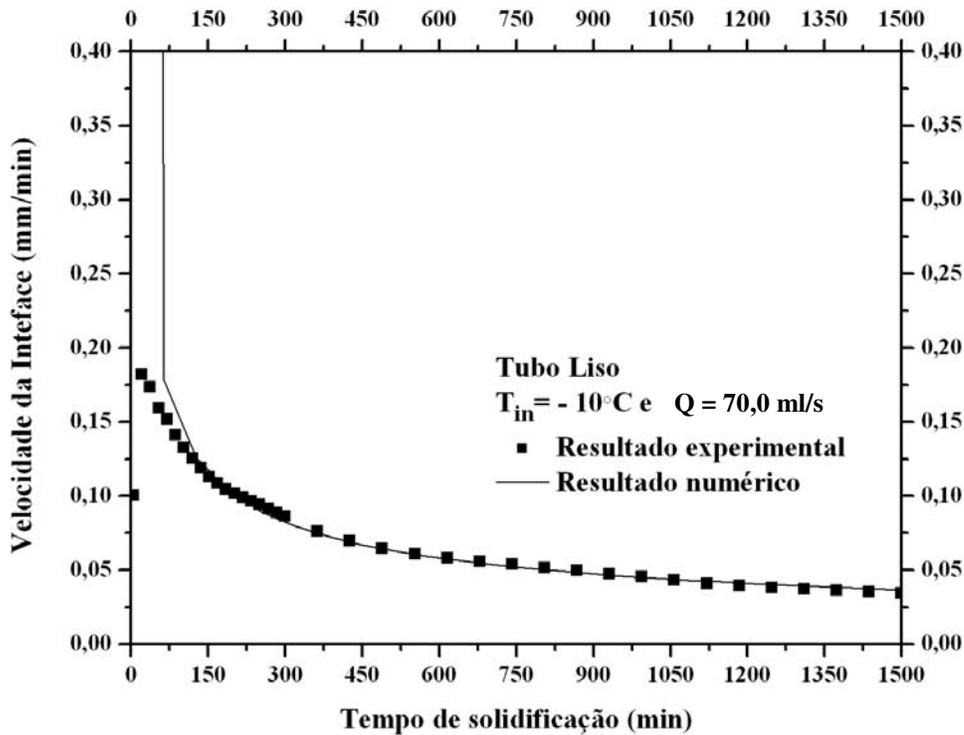


Figura 6.49 – Comparação numérica e experimental: velocidade da interface em função do tempo com temperatura de entrada do fluido de trabalho de $-10^{\circ}C$ e vazão de 70 ml/s.

6.1 Efeito da Temperatura de Trabalho – Comparação com modelo numérico.

O efeito da variação de temperatura do fluido de trabalho sobre a posição da interface para três intervalos de tempo durante o processo de solidificação em comparação com o modelo numérico é apresentado nas Figuras 6.50 e 6.51, para o caso sem promotor de turbulência. Os resultados experimentais realizados nas mesmas condições indicaram boa concordância entre as medidas experimentais e os resultados numéricos, estando assim convalidados os resultados numéricos e o modelo proposto.

A comparação com as medidas experimentais mostra maiores diferenças no início do processo de solidificação, mas boa concordância depois dos primeiros intervalos do processo para a velocidade de solidificação.

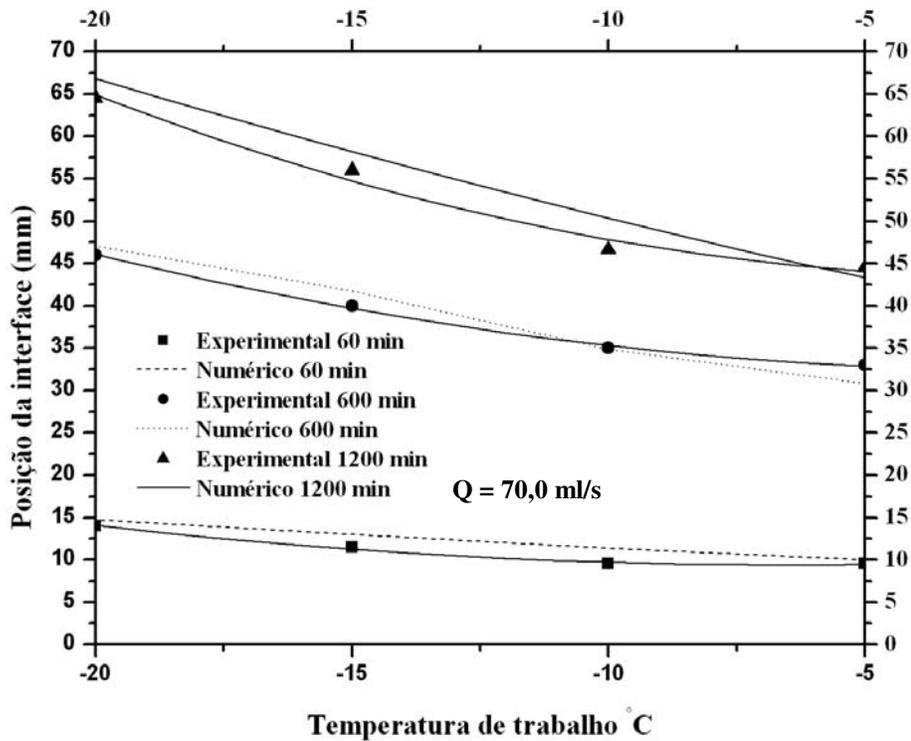


Figura 6.50 – Comparação numérica e experimental: efeito da temperatura de trabalho em relação à posição da interface para vazão de 70 ml/s.

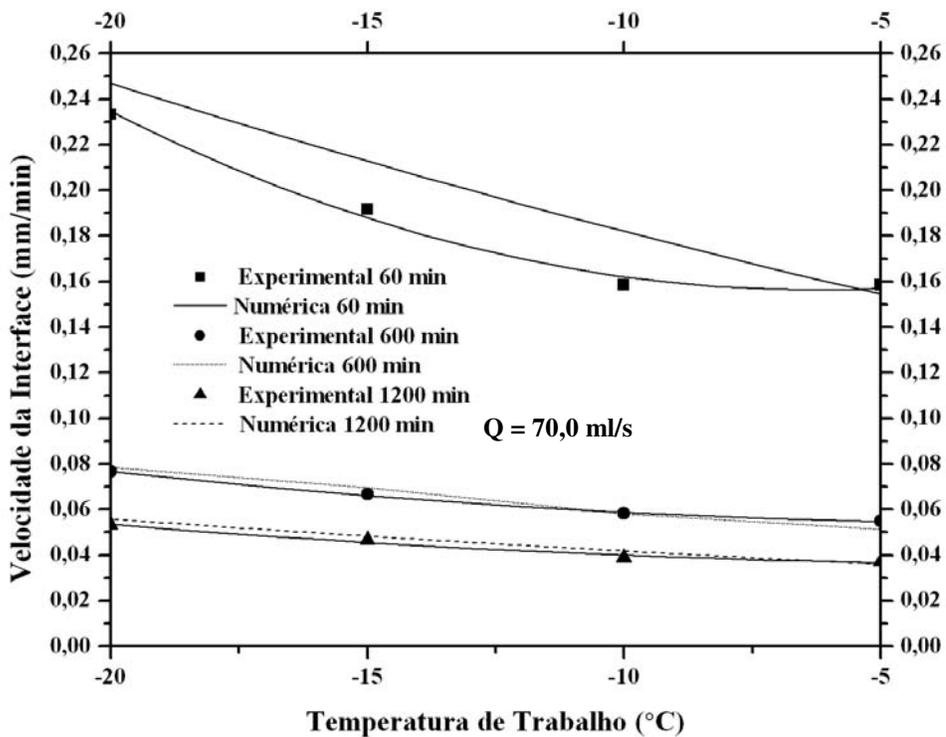


Figura 6.51 – Comparação numérica e experimental : efeito da temperatura de trabalho em relação à velocidade da interface para vazão de 70 ml/s.

6.2 Efeito da Vazão de Trabalho – Comparação com modelo numérico.

A variação da posição da interface em função da vazão do fluido circulante e a comparação com as mediadas experimentais com numéricas é mostrada na Figura 6.53 mostra. Como pode ser verificada, a concordância é boa indicando que o modelo proposto representa o processo de solidificação externa ao tubo.

As diferenças depois do início do processo são devidas a serem desprezados os efeitos convectivos no modelo numérico.

Nos primeiros instantes, o processo ocorre por condução, e depois de formadas as primeiras camadas, é estabelecido um gradiente térmico no líquido, assim o processo de condução torna-se da mesma ordem do processo de condução. Nos últimos instantes, o processo de solidificação é lento, e assim a difusão e a condução tornam-se novamente equilibrados e então o modelo volta a apresentar resultados que mostram boa concordância com o modelo proposto.

A Figura 6.52 mostra o efeito da variação de fluxo mássico do fluido circulante em relação à velocidade de solidificação. Como pode ser visto, o aumento de fluxo mássico provocam um aumento do coeficiente convectivo interno. A diferença no início do processo está em não serem considerados os efeitos convectivos no modelo numérico como explicado anteriormente no caso da Figura 6.53.

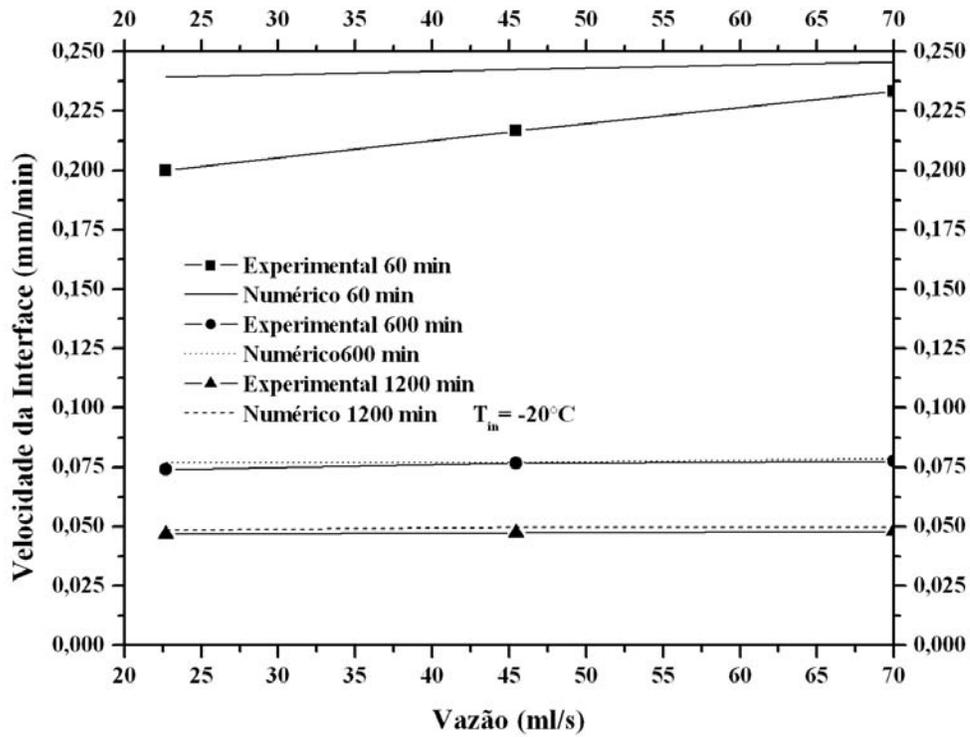


Figura 6.52 – Comparação numérica e experimental: efeito da vazão de trabalho em relação à velocidade da interface para temperatura de $20^{\circ}C$.

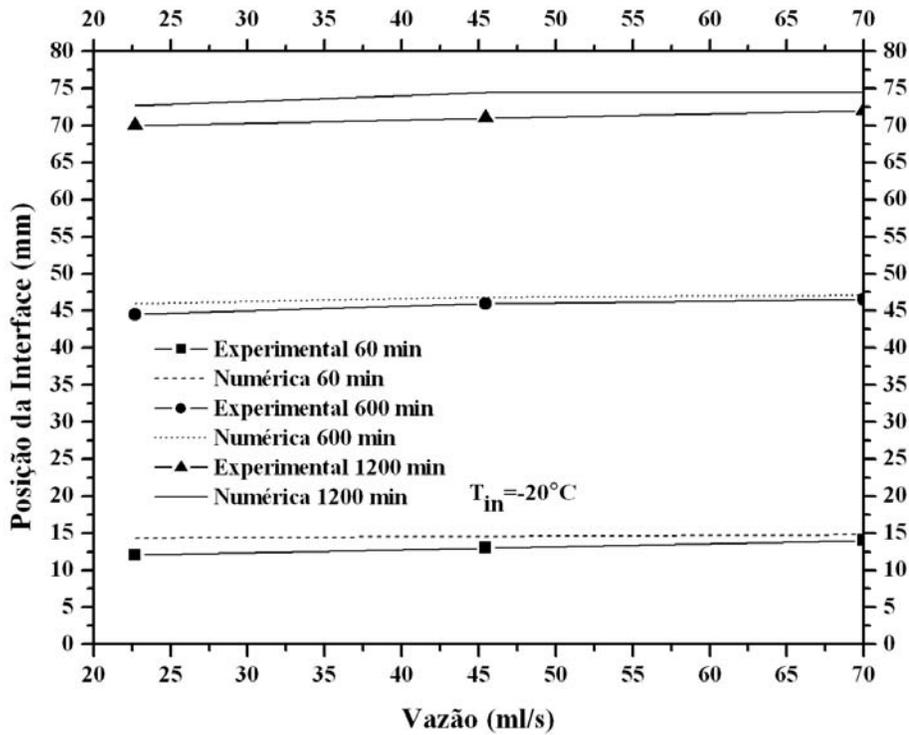


Figura 6.53 – Comparação numérica e experimental: efeito da vazão de trabalho em relação à posição da interface para temperatura de $20^{\circ}C$.

Capítulo 7

Conclusão e Sugestões para Próximos Trabalhos

Neste trabalho, foi estudada experimental e numericamente a solidificação da água em torno de um cilindro, causada pelo escoamento interno de um fluido resfriado variando a vazão do escoamento, temperatura de entrada do fluido e indução ou não de turbulência, com o objetivo de comparação de em relação a cada parâmetro variado.

De acordo com resultados apresentados no capítulo anterior chega-se às seguintes conclusões:

1) A queda da temperatura de entrada do fluido causa um aumento na velocidade de solidificação. Maiores posições da interface foram adquiridas para intervalos de tempo iguais quando comparados a temperatura mais altas. A temperatura foi o parâmetro que mais influenciou o processo de solidificação.

2) O aumento da vazão do fluido refrigerante provocou um leve aumento na espessura da camada solidificada. Observou-se uma expressiva diferença na velocidade inicial da solidificação com a variação da vazão: vazões baixas levaram tempos significativamente maiores para as formações iniciais da camada solidificada em relação às vazões altas. Com o aumento da vazão do fluido de trabalho a diferença entre a temperatura de entrada do fluido e de saída tendia a diminuir, uniformizando a troca térmica ao longo do tubo e tornando a interface sólido-líquido mais paralela em relação à superfície do tubo.

3) A inserção de fita helicoidal como promotora de turbulência do escoamento interno causou um aumento na posição da camada solidificada em relação ao tubo liso, para intervalos de tempos iguais de solidificação. Essa diferença tornou-se mais acentuada para ensaios realizados com a temperatura de entrada do fluido mais baixa (com o uso de promotor de turbulência): $-15^{\circ}C$ e a vazão mais alta, 70 ml/s de etanol.

Comparações podem ser feitas com diferentes configurações de promotores de turbulência, como por exemplo, fitas torcidas, com aquela utilizada neste trabalho em uma sugestão para um próximo trabalho. Essas comparações visariam a obtenção de um maior coeficiente de transferência de calor aliado com a menor perda de carga. De forma a se ter um estudo mais completo sobre esse tipo de problema de solidificação um modelo matemático com $T(z, r, \theta, t)$ pode ser feito.

Referências Bibliográficas

Bathelt, A.G.; Viskanta, R.; Leidenfrost, W. “ An Experimental Investigation of Natural Convection in the Melted Region Around a Heated Horizontal Cylinder”, *Journal of Fluid Mechanics*, v.90, part. II, 1979.

Berjan, A., *Convection Heat Transfer*, Carolina do Norte, EUA, 1993.

Benta, Edna Santiago. *Estudo Numérico e Experimental da Solidificação da Água ao Redor de Tubos Curvos*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2001, 158 p. Tese (Doutorado).

Bergles, A.E., 1985. Techniques to Augment Heat Transfer. In: Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., Ganié, E. (Eds.), *Handbook of Heat Transfer Application*. McGraw-Hill, New York.

Brasil. Decreto-lei n. 3300 de 6 de janeiro de 2000. Dispõe sobre a redução do consumo de energia elétrica em prédios públicos da Administração Pública Federal e dá outras providências. *Diário Oficial da República Federativa do Brasil*, Brasília 7 de janeiro 2000. Seção 1, p.26, v. 138, n 5.

- Brasil. Decreto-lei n. 3.818 de 15 de maio de 2001. Dispõe de medidas emergenciais do consumo de energia elétrica no âmbito da Administração Pública Federal. *Diário Oficial da República Federativa do Brasil*, Brasília 16 de maio 2001. Seção 1, p.06, v. 139, n 94 – E.
- Brasil. *Ministério de Minas e Energia. Balanço Energético Nacional*. Brasília DF 2000. Disponível em <<http://www.mme.gov.br>>. Acesso em 04 de outubro de 2006.
- Chang, F., Dhir, V.K., 1995. Mechanisms of heat transfer enhancement and slow decay of swirl in tubes using tangential injection. *Int. J. Heat Fluid Flow*. 16, 78–87.
- Choin, J.C., Kim, S.D. Heat transfer characteristics of a latent heat storage system using $MgCl_2 \cdot 6H_2O$. *Energy*, v.17, n. 12, p. 1153-1164, march, 1992.
- Churchill, S.W. e Ozoe, H., Correlations for forced convection with uniform heating in flow over a plate in developing and fully. *J.Heat Trasfer*, Vol. 95, 1973, pp. 78-84.
- Crank, J. Two Methods for Numerical Solution for Moving-Boundary Problems in Diffusion and Heat Flow. *Quart. Journal of Mechanics and Applied Mathematics*. v. 10, p 220-231, (1984).
- Cruz, C.H.B.; Fragnito, H.L.; Costa, I.F., Mello, B.A.A. “Guia de Física Experimental Caderno de Laboratório, Gráficos, Medidas e Erros”, Instituto de Física IFGW, UNICAMP, 1997.
- Duda, J.L., Malone, M., Notter, R. H. Vretas, J.S. Analysis of Two-Dimensional Diffusion-Contolled Moving Boundary Problems. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. v.8, p. 901-910, 1975.
- Eiamsa, S. P. Promvonge, Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators, *Solar Energy* 78 (2005) 483–494.
- Figliota, R.S. e Beasley, D.E. Theory and design for mechanical measurements. John Wiley and Sons Inc., New York, 536p, 2000.

- Furzeland, R.M., A Comparative Study of Numerical Methods for Moving Boundary Problems. J. Inst. Mathematics and Applications. V. 26, p. 411-429, 1980.
- Hsu, C.F., Sparrow, E.M., Patankar, S.V. Numerical solution of moving boundary problems by immobilization and control-volume based finite-difference scheme. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. v.24, n.8, p. 1335-1345, 1981.
- Ismail, K.A.R. Bancos de Gelo. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1996. Apostila Técnica.
- Ismail, A.R. *Bancos de Gelo: fundamentos e modelagem*. Campinas, SP: Ed.do autor, 1998.
- Ismail, A.R. *Modelagem dos Processos Térmicos*. Campinas, SP: Ed.do autor, 1998.
- Jesus, A. B.. *Estudo Numérico da Solidificação em Geometria Anular*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998, 116 p. Dissertação (Mestrado).
- Kim K, C. J., Kaviany, M. A Numerical Method for Phase-Change Problems. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. v.33, n.12, p. 2721-2734, 1990.
- Landau, H. G. Heat Conduction in a Melting Solid. *Quart of Applied Mathematics*. v. 8, p. 81-94, 1950.
- Lunardini, V.J. *Heat Transfer with Freezing and Thawing*. New York: Elsevier Science, 1991. 437 p.
- Maliska, C.R *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*, LTC, 1995.

- Manglik, R.M., Bergles, A.E., 1993b. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II-Transition and turbulent flows. *ASME J. Heat Transfer*. 115, 890–896.
- Morales, R.E.M. *Simulação Numérica e Escoamento Livre em um Canal Helicoidal de Seção Retangular*. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas – Unicamp, 2000.
- Murray, W.D., Landis, F. Numerical and machine solutions of transient heat-conduction problems involving melting or freezing. Part I – Method of analysis and sample solutions. *Journal of Heat and Mass Transfer*, p. 106-112, may 1959.
- Ozisiki, M.N. *Heat Conduction*, New York: John Wiley and Sons, 1980.
- Paixão, L.C. e Ismail, K.A.R., *Solidification around a Horizontal Long Tube with and with out Turbulence Promoter*. In. ECOS XXII (International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems), Foz do Iguaçu, Paraná, Brazil
- Patankar, S.V. *Numerical Heat Trans and Fluid Flow*. New York: Hemisphere Publishing Co., 1980. 102 p.
- Satri, M.K., Sablani, S.S., Venkateshan, S.P. Numerical study of two-dimensional freezing in na annulus. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. v. 4, n.3, p.398-400, 1989.
- Sinha, T.K., Gupta, J.P. Solidification in an annulus. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. v.25, n.11, p. 1771-1773, 1982.
- Shamsundar, N. Fomulae for freezing outside a circular tube with axial variation of cooling temperature. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. v.25, n.10, p. 1614-1616, 1982.

- Souza, Lourival Matos. *Estudo Numérico Experimental da Solidificação em Torno de um Tubo Curvo* Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009, 158 p. Dissertação (Mestrado).
- Sparrow, E.M. Schmidt, R.R. Ramsey, J.W. Experiments on the role of natural convection in melting of solids. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. v.100, p. 11-16, february, 1978a.
- Sparrow, E.M., Ramadhyani, S., Patankar, S.V. Effect of subcooling on cylindrical melting. *Journal of Heat and Mass Transfer*. v.100, p. 395-402, august, 1978b.
- Sparrow, E.M., Hsu C.F. Analysis of Two-dimensional Freezing on the Outside of a Coolant-Carrying Tube. *Journal of Heat and Mass Transfer*. v.24, n.8, p. 1345-1357, 1981.
- Sparrow, E.M., Chuck, W. An implicit/explicit numerical solution scheme for phase-change problems. *Numerical Heat Transfer*. v.7, p 1-15, 1984.
- Stoecker, W. F., Jones, J. W. *Refrigeração e ar condicionado*. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985, 481p.
- Viskanta, R. Phase change heat transfer. In: LANE G.A. (Ed.) *Solar Heat Storage Latent Heat*. Boca Raton, Florida, CRC Press, 1983. p. 153-222.
- Viskanta, R. Natural Convection in Melting and Solidification. In: Kakaç, S., Aung, W., Viskanta R.(Eds.) *Natural Convection – Fundamentals and Applications*. Washington, Hemisphere Publishing Co., p. 845-877, 1985.
- Viswanatah e Januria, Y.A Comparison of different solution methodologies for melting and solidification problems in enclosures. *Numerical Heat Transfer – Part B*. v.24, p 77-105

- Voller, V. R., Swaminathan, C.R, Thomas, B.G. Fixed grid techniques for phase change problems: a review. *Int. Journal for Numerical Methods in Engineering*, v. 30, p.875-898, January, 1990.
- Webb, R.L., 1994. *Principles of Enhanced Heat Transfer*. John Wiley & Sons, New York.
- Yao, L .S. Prusa, J. Melting and Freezing. *Advances in Heat Transfer*. London, v.19, p.1-95, 1989.
- Yilmaz, M., Comakli, O., Yapici, S., 1999. Enhancement of heat transfer by turbulent decaying swirl flow. *Energy Convers. Mgmt.* 40, 1365–1376.
- Zhang, Y.,Faghri, A. Heat Transfer Enhancement in Latent Heat Thermal Energy Storage System by Using the Internally Finned Tube, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 39,n. 15, p.3165-3173, 1996.

Apêndice A

A.1 – Cálculo do coeficiente de película para o tubo liso.

O cálculo do coeficiente de película é calculado através do adimensional de Nusselt. Este número foi obtido mediante as seguintes considerações:

1. Fluxo de calor constante na parede do tubo;
2. Escoamento interno plenamente desenvolvido;
3. Escoamento em regime laminar para as três vazões do fluido refrigerante.

O cálculo do numero de Nusselt, foi feito a partir de uma correlação empírica sugerida por Churchill e Ozoe [8].

$$\frac{Nu_D}{4,364 \left[1 + \left(\frac{Gr}{29,6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{6}}} = \left[1 + \frac{\left(\frac{Gr}{19,04} \right)}{\left[1 + \left(\frac{Pr}{0,0207} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{2}} \left[1 + \left(\frac{Gz}{29,6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}}} \right] \quad (A1)$$

Onde Gz é o numero de Graetz e pode ser calculado por:

$$Gr = \frac{\pi}{4} \left(\frac{\frac{x}{D}}{Re_D Pr} \right)^{-1} \quad (A2)$$

Sendo Re_D e Pr os adimensionais de Reynolds e Prandtl, respectivamente. Para:

$$Re_D = \frac{4 \cdot Q \cdot \rho}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (A3)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (A4)$$

A única grandeza a variar no número de Reynolds neste caso, é a vazão volumétrica, Q , que assume três valores. O número de Prandtl tem um valor constante. Finalmente, o coeficiente de película pode ser calculado para o tubo liso, por:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \Rightarrow h = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (A5)$$

Apêndice B

B.1 – Curvas de Calibração dos Termopares.

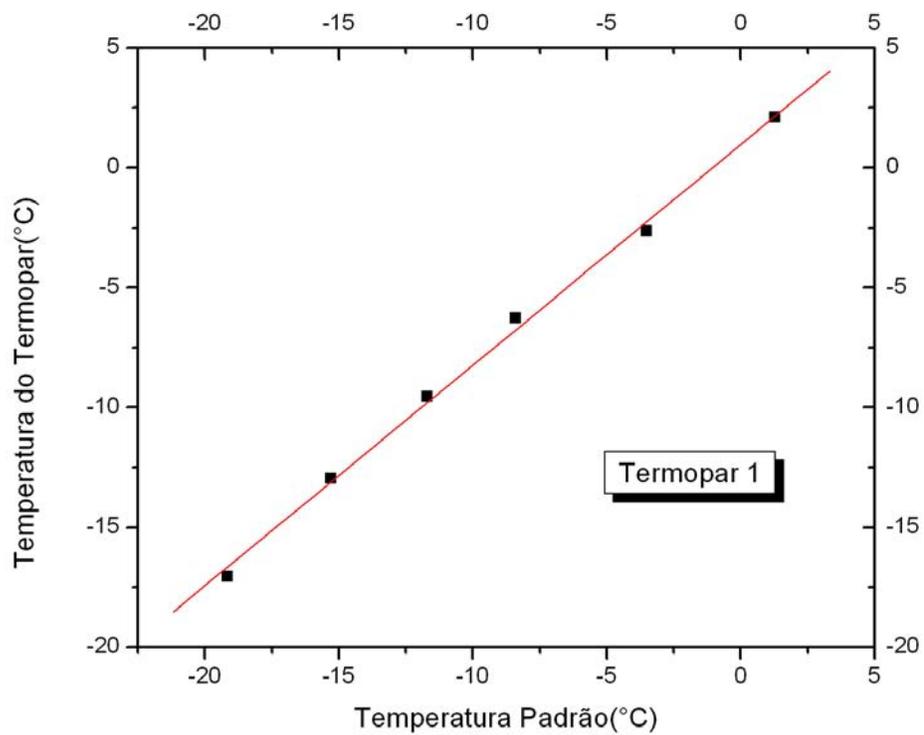


Figura B1 – Curva de calibração do termopar 1

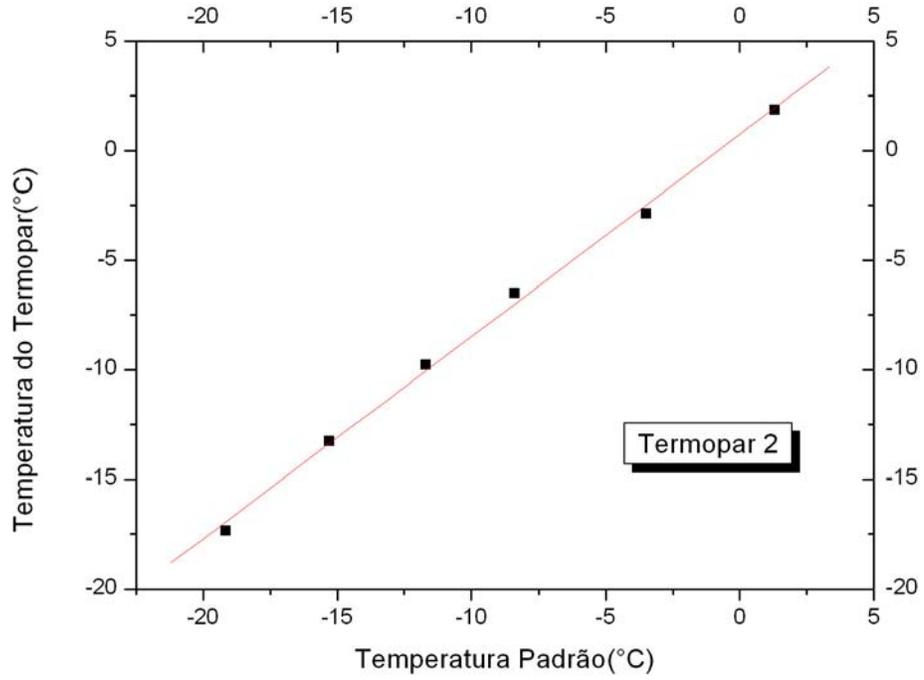


Figura B2 – Curva de calibração do termopar 2

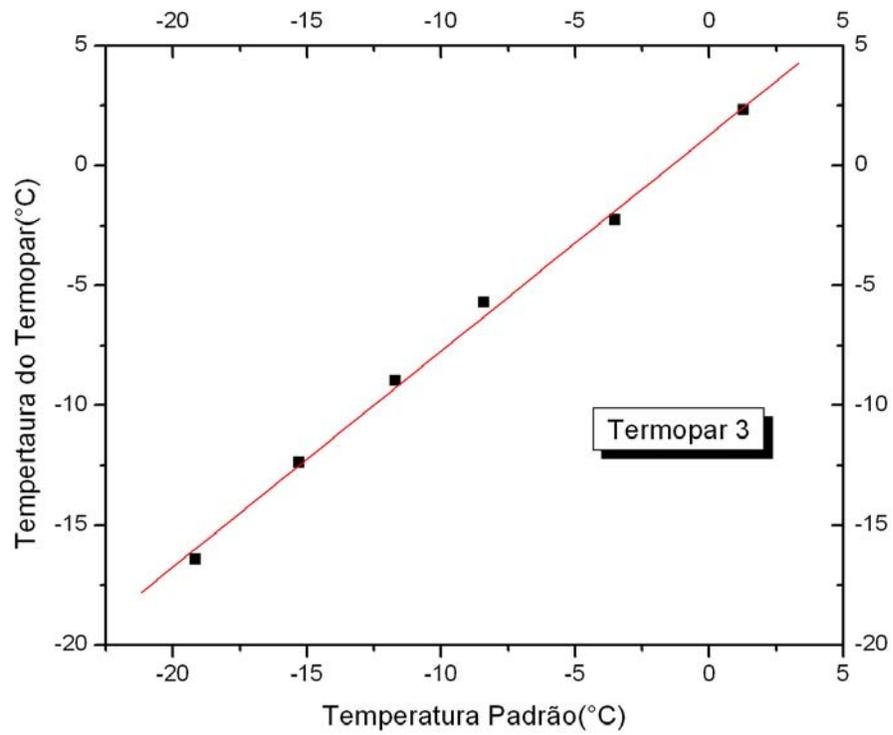


Figura B3 – Curva de calibração do termopar 3

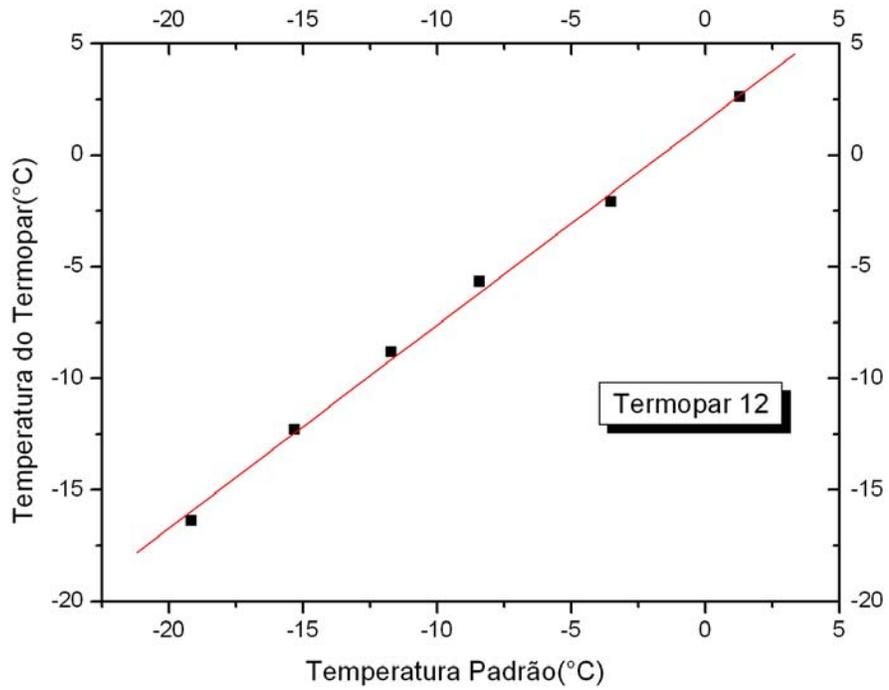


Figura B4 – Curva de calibração do termopar 4

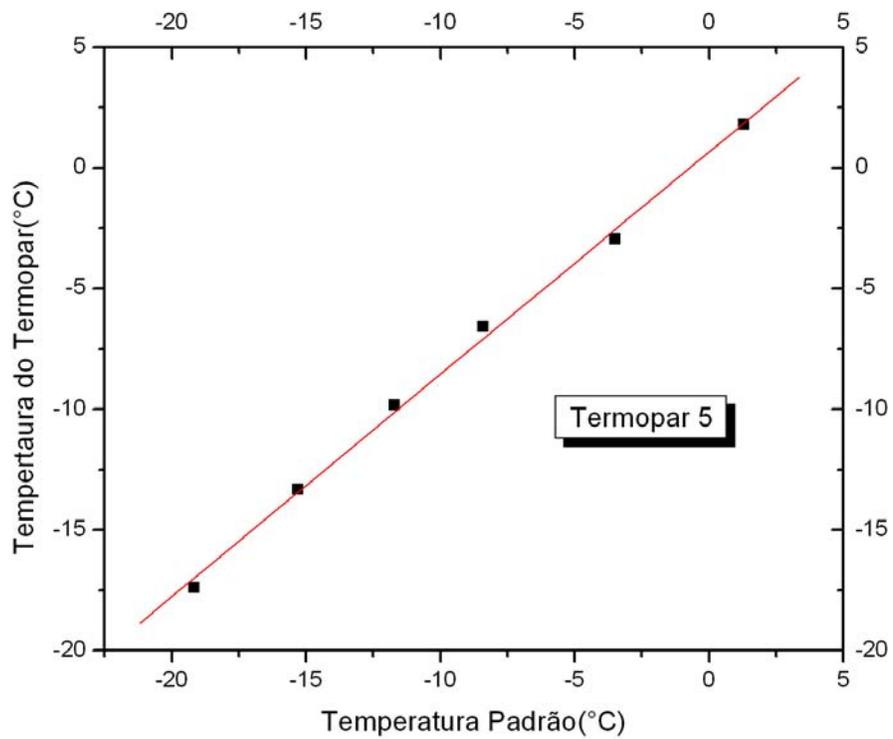


Figura B5 – Curva de calibração do termopar 5

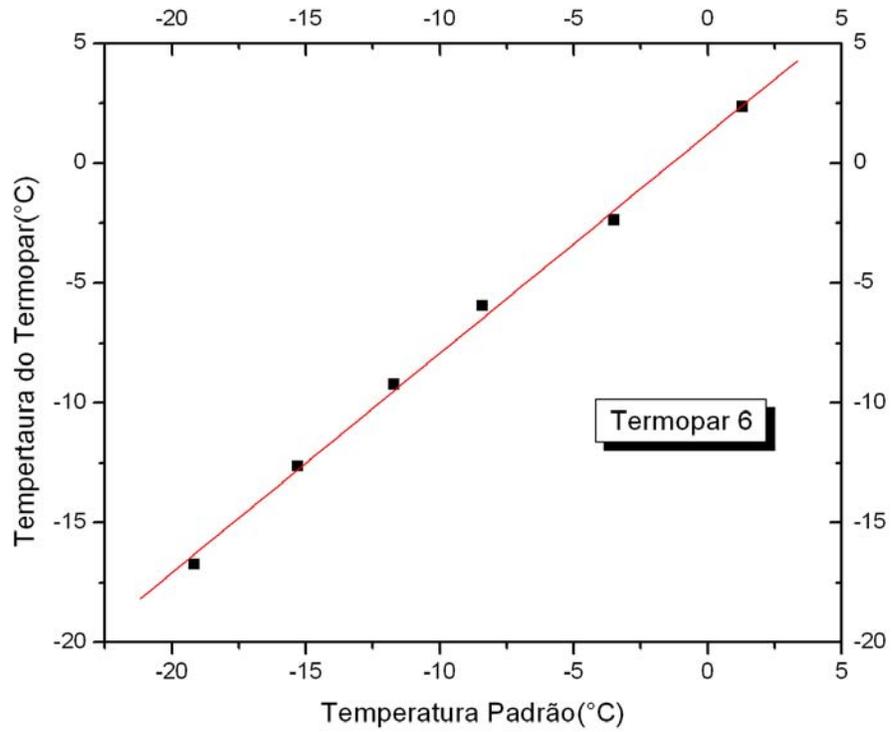


Figura B6 – Curva de calibração do termopar 6

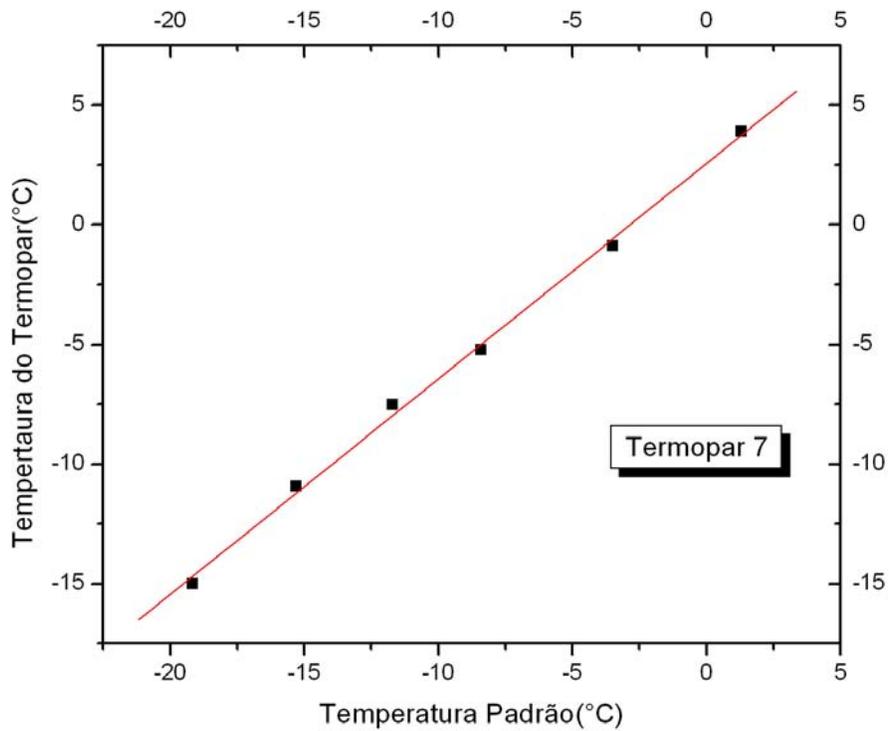


Figura B7 – Curva de calibração do termopar 7

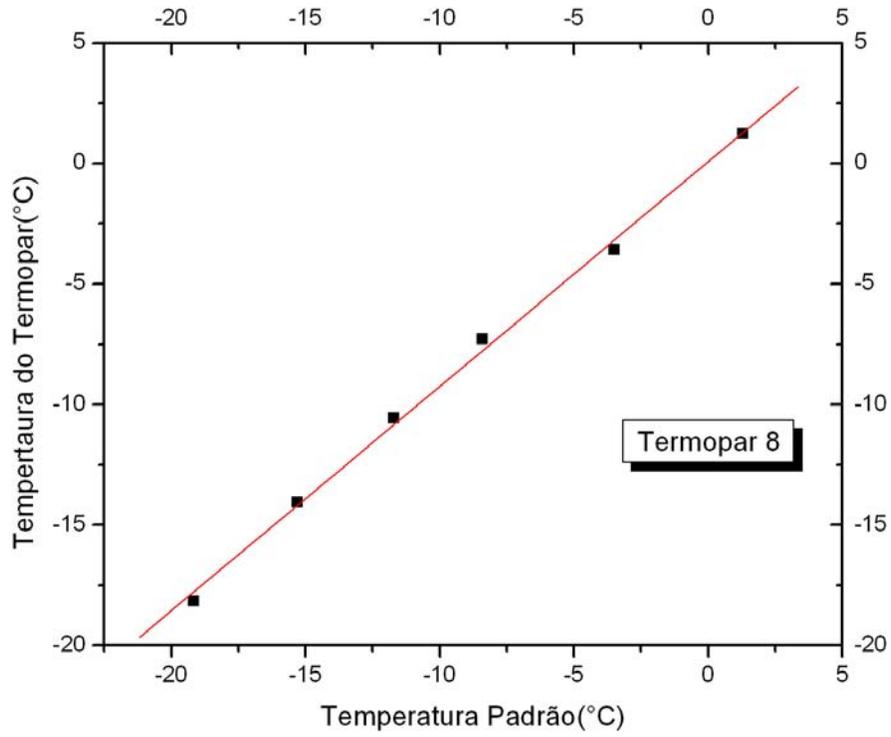


Figura B8 – Curva de calibração do termopar 8

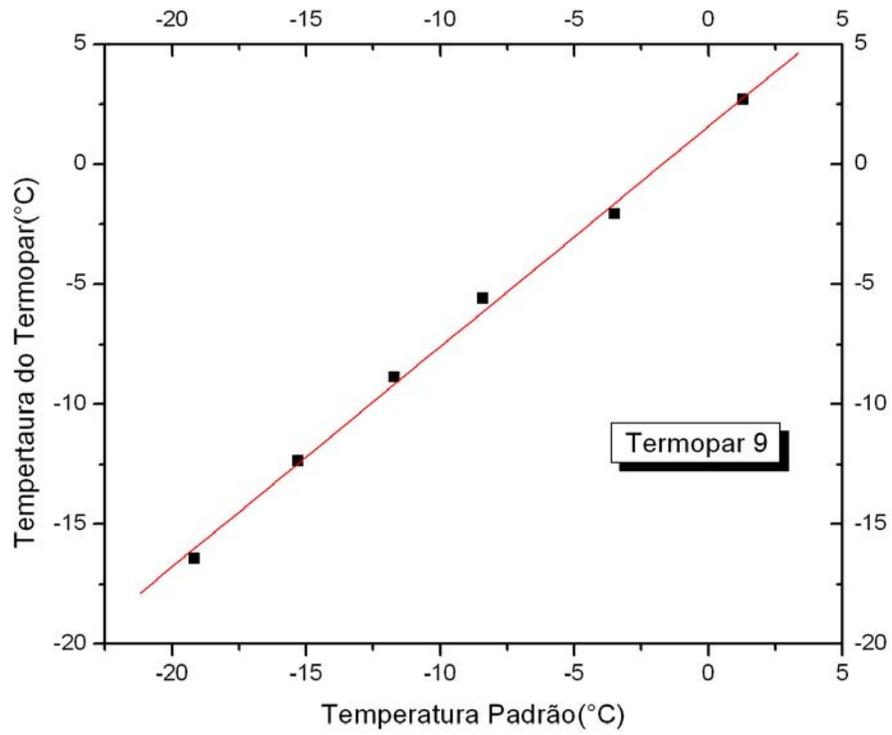


Figura B9 – Curva de calibração do termopar 9

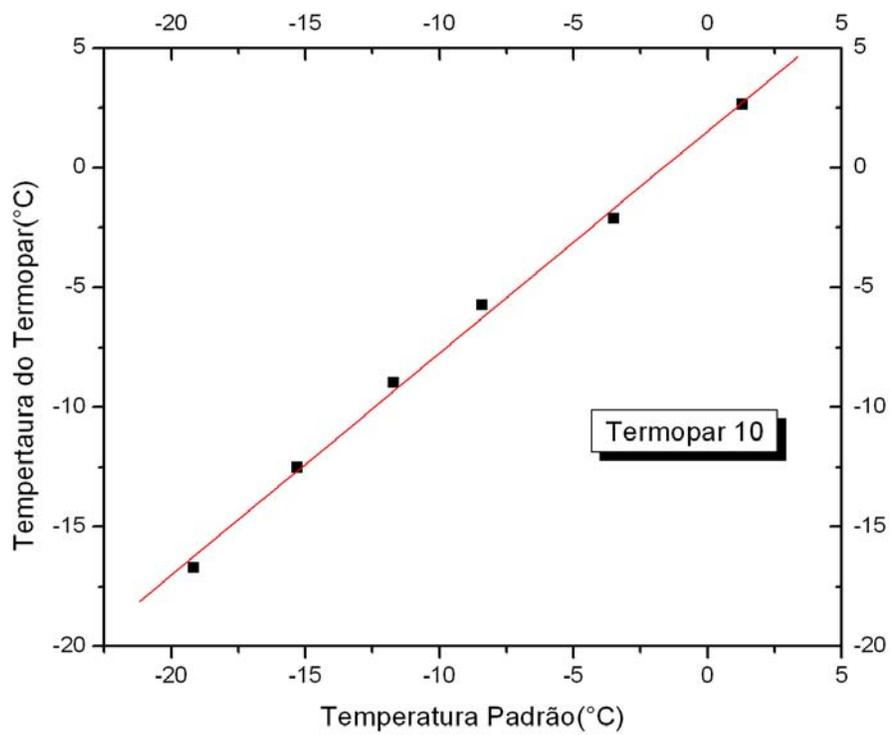


Figura B10 – Curva de calibração do termopar 10

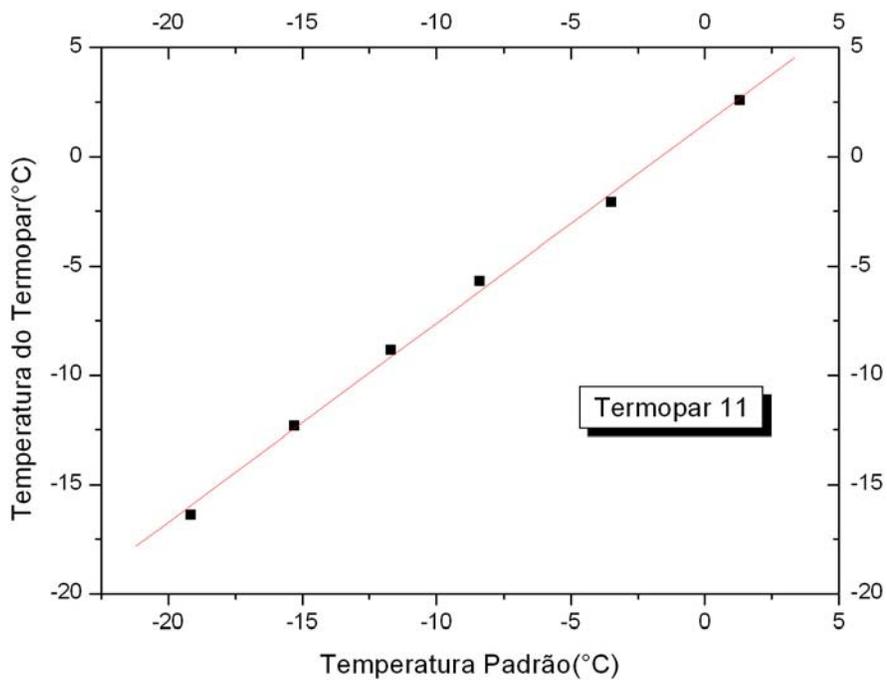


Figura B11 – Curva de calibração do termopar 11

A tabela B1, mostra as equações das curvas obtidas na calibração dos termopares, sendo “X” a temperatura do termômetro padrão e “Y” a temperatura do termopar.

Tabela B1 – Equação das curvas de calibração para termopares

Equação da Curva	Número do Termopar
$Y = 0,96925 + 0,91998 X$	1 (entrada do tubo)
$Y = 0,74791 + 0,92322 X$	2 (interno)
$Y = 1,26721 + 0,90054 X$	3 (interno)
$Y = 1,5069 + 0,91139 X$	4 (interno)
$Y = 0,6686 + 0,92175 X$	5 (interno)
$Y = 1,2258 + 0,9159 X$	6 (interno)
$Y = 2,57184 + 0,90084 X$	7 (interno)
$Y = 0,07771 + 0,93208 X$	8 (interno)
$Y = 1,57737 + 0,91836 X$	9 (saída do tubo)
$Y = 1,53732 + 0,9284 X$	10 (PCM)
$Y = 1,5069 + 0,91139 X$	11 (PCM)

B.2 – Curva de Calibração da Placa de Orifício

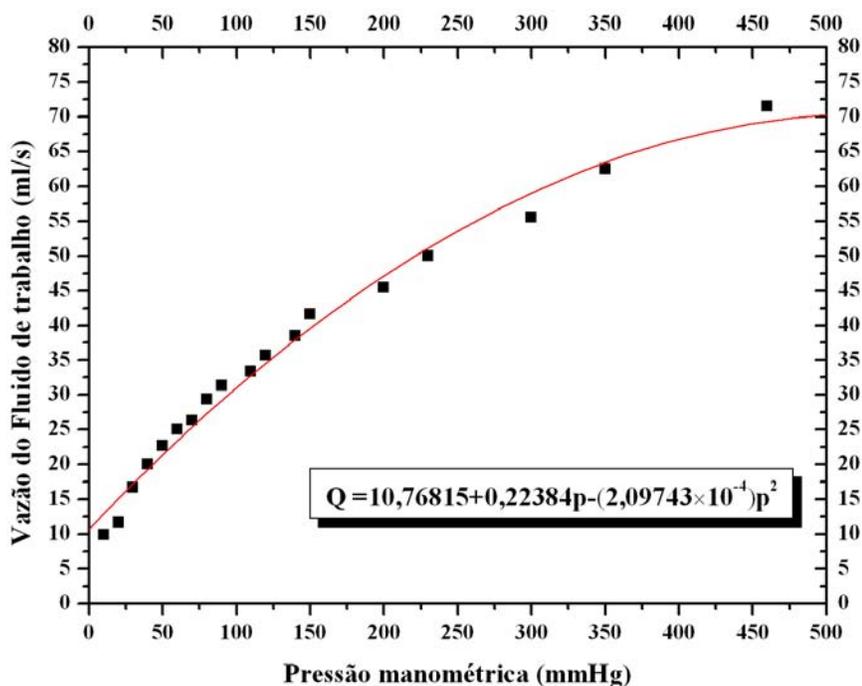


Figura B12 – Curva de Calibração da Placa de Orifício

B.3 – Correlações Empíricas Obtidas

As figuras B13 e B14 serviram de base para calcular correlações para a velocidade de solidificação em função da temperatura de entrada e vazão do fluido refrigerante,

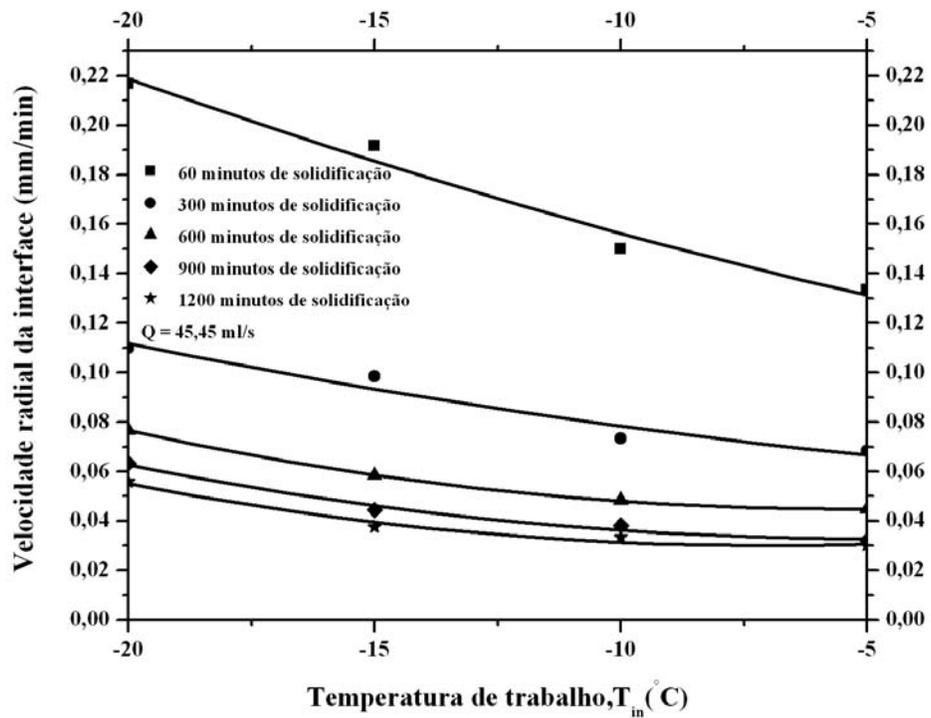


Figura B13 – Velocidade de solidificação em função da temperatura de trabalho para intervalos de tempo específicos.

Através das equações geradas pelos ajustes polinomiais nas figuras B12 e B13, foram obtidas as correlações empíricas, como é mostrado nas figuras B14 e B15.

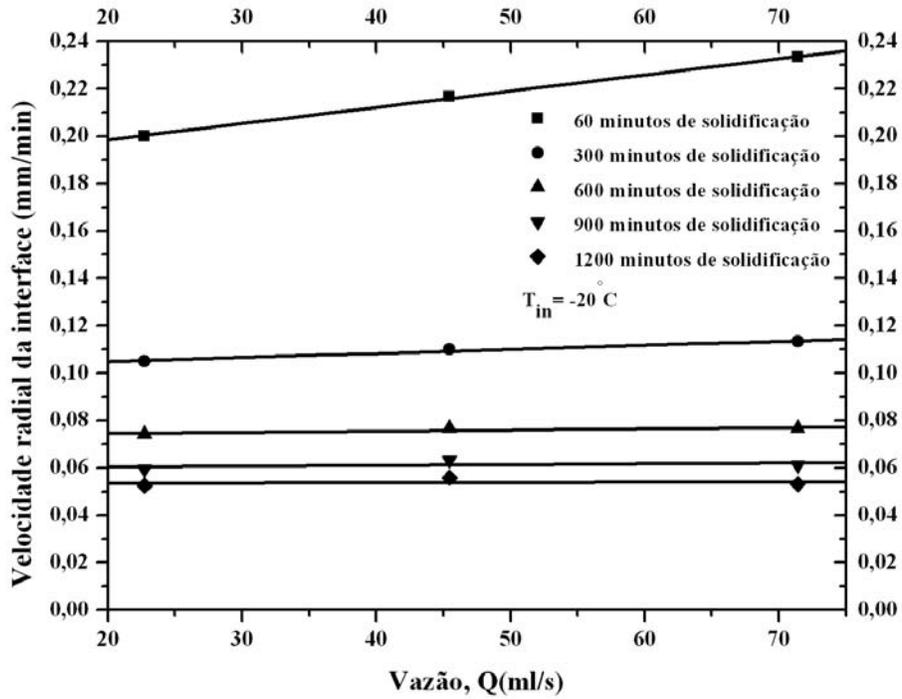


Figura B14 – Velocidade de solidificação em função da vazão do fluido de trabalho para intervalos de tempo específicos.

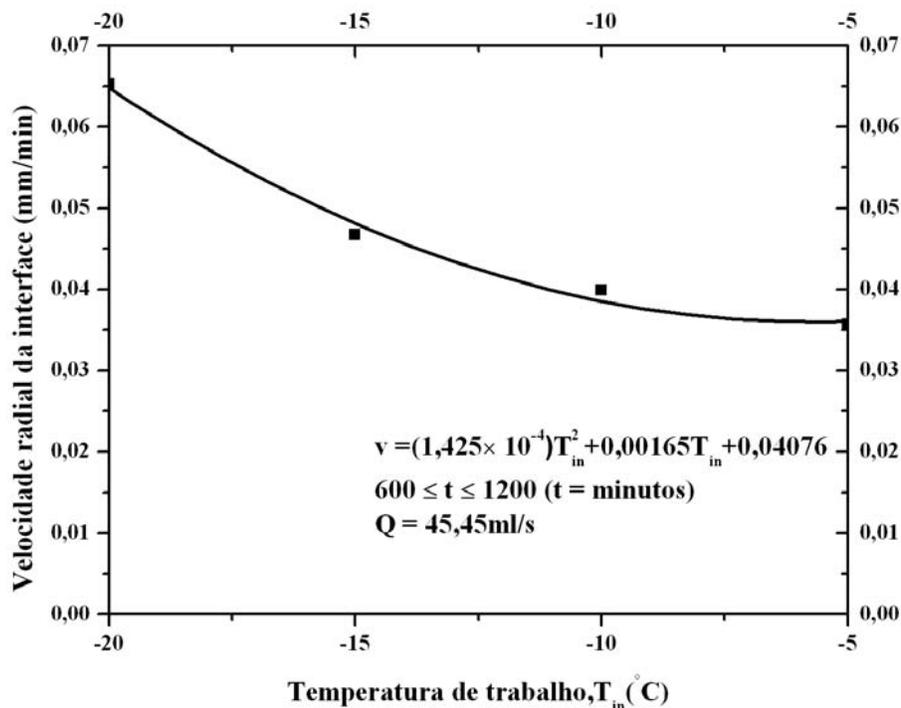


Figura B15 – Velocidade de solidificação em função da temperatura de trabalho, para intervalo de tempo de 600 a 1200 minutos e vazão de 45,45 ml/s de etanol.

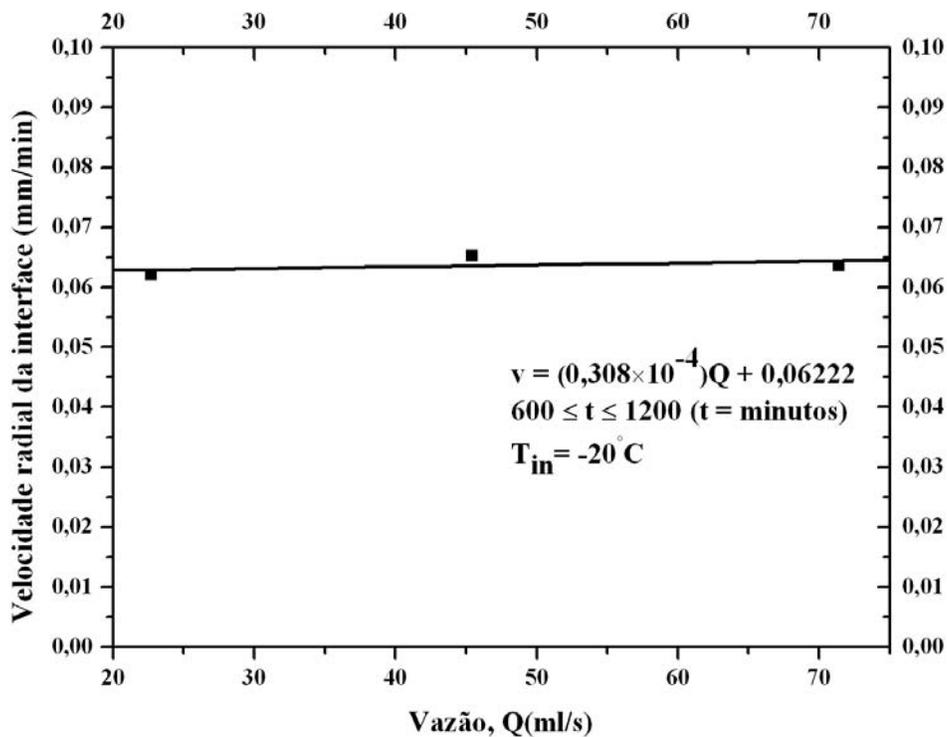


Figura B16 – Velocidade de solidificação em função da vazão do fluido de trabalho, para intervalo e tempo de 600 a 1200 minutos e etanol a -20°C .

Apêndice C

C 1 – Análise de incerteza na medida experimental.

Segundo Cruz *et al* (1997), é fundamental o conhecimento de erros experimentais por mais confiáveis que sejam as fontes de medidas. Os principais tipos de erros são: erros sistemáticos e aleatórios.

Os erros sistemáticos são caracterizados por apresentarem uma fonte identificável, como aparelhos não calibrados ou com defeitos de fabricação, excesso de calor ou umidade no ambiente. Os erros aleatórios são mais difíceis de serem detectados e, portanto de serem eliminados. Causam flutuações para cima e para baixo alterando a medida, esses erros podem ser causados pelo próprio operador, correntes de ar, variação na tensão elétrica.

A análise de incertezas das medidas experimentais foi feita para medidas de posição da interface sólido-líquido, vazão do fluido de trabalho e temperatura indicada pelos termopares.

O controle da medida da posição da interface com tempo foi efetuado através da leitura de uma escala mostrada na figura C1. Essa leitura servia de orientação para o aluno concluir os experimentos, como explicado no Capítulo 3. Foi feita apenas uma medida por fotografia, para cada posição da interface, portanto a incerteza para essas medidas são referentes à menor divisão da escala milimetrada, 1 mm, logo $\pm 0,5$ mm de incerteza. A Figura X mostra o erro experimental para a medida da posição da interface:

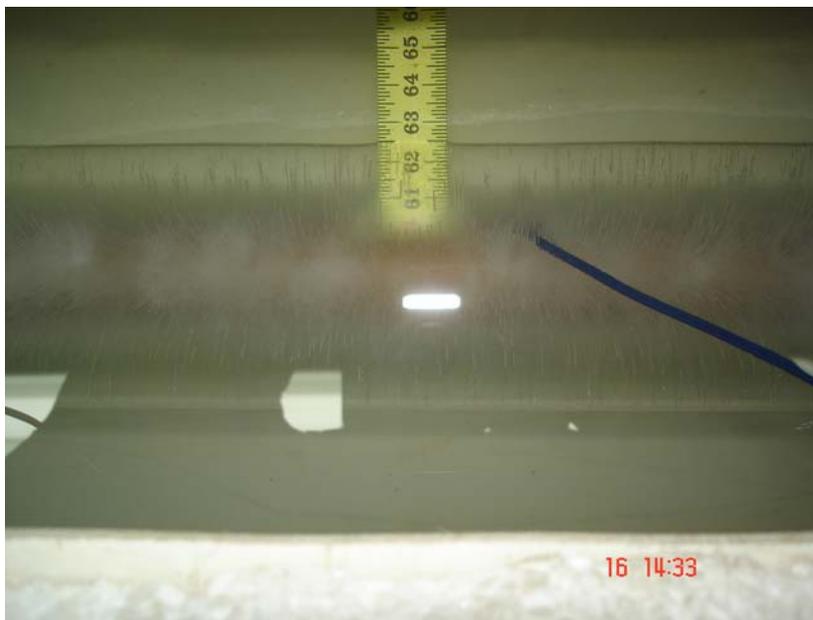


Figura C1 – Escala métrica para medida da posição da interface sólido-líquido com o tempo

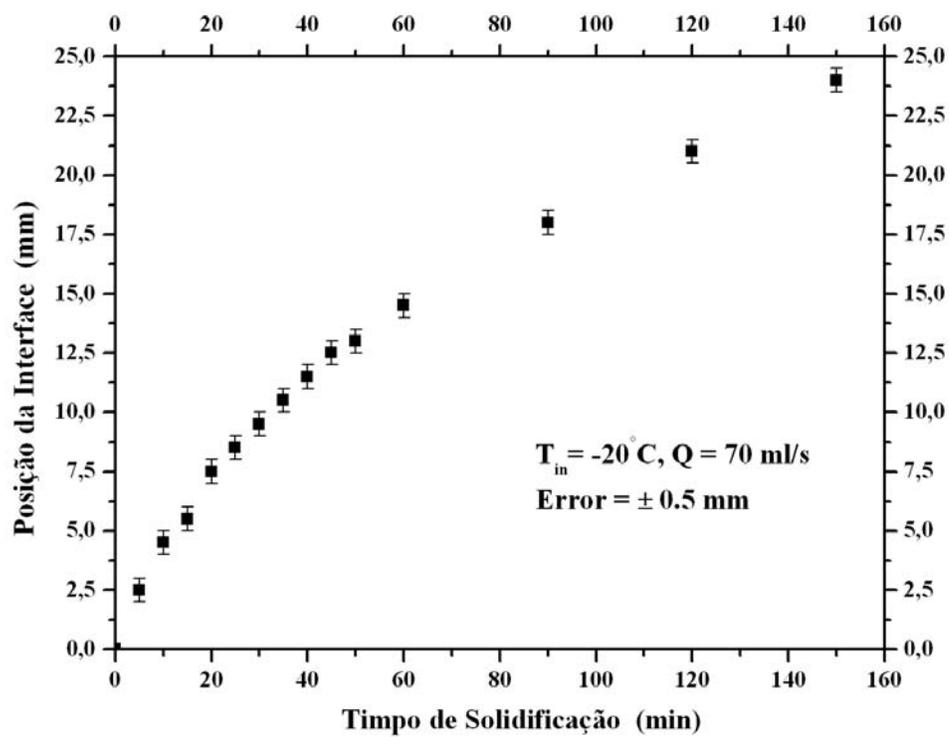


Figura C2 – Análise de erro experimental para a medida da posição da interface com o tempo