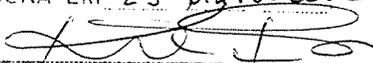


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
TESE DEFENDIDA POR LUÍZ CARLOS DALPRAT FRANCO
DE MORAES FRANCO E APROVADA PE
COMISSÃO JULGADORA EM 23- maio-2002


ORIENTADOR

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

Estudo sobre Armazenamento Térmico em Acumulador de Plástico com Recuperação a Ar

Autor : Luiz Carlos Dalprat Franco

Orientador : Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail

05/02

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

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

Estudo sobre Armazenamento Térmico em Acumulador de Plástico com Recuperação a Ar

Autor : Luiz Carlos Dalprat Franco

Orientador : Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail

Curso : Engenharia Mecânica

Área de Concentração : Térmica e Fluidos

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, 2002
S.P. - Brasil

UNIDADE BC
Nº CHAMADA T/UNICAMP
F848e
V _____ EX _____
TOMBO BCI 51574
PROC 16-837/02
: _____ DX _____
PREÇO R\$ 11,00
DATA 15/11/02
CPD _____

CM00176476-2

IB ID 267687

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

F848e Franco, Luiz Carlos Dalprat
Estudo sobre armazenamento térmico em acumulador
de plástico com recuperação a ar / Luiz Carlos Dalprat
Franco.--Campinas, SP: [s.n.], 2002.

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Calor - Armazenamento. 2. Carga térmica. 3.
Energia - Armazenamento. 4. Ar condicionado. I.
Ismail, Kamal Abdel Radi. II. Universidade Estadual de
Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III.
Título.

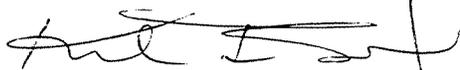
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO

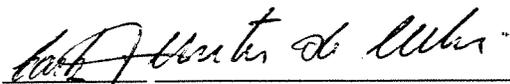
**ESTUDO SOBRE ARMAZENAMENTO TÉRMICO EM ACUMULADOR DE
PLÁSTICO COM RECUPERAÇÃO A AR**

Autor : Luiz Carlos Dalprat Franco

Orientador : Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail



Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail, Presidente
UNICAMP – FEM



Prof. Dr. Carlos Alberto de Melo
Universidade Federal de Uberlândia - FEMEC



Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira
UNICAMP – FEM

Campinas, 23 de maio de 2002

59615000

Dedicatória :

Aos netos de meus pais e filhos de minha mulher, pelo que se tornaram.

Agradecimentos

Há muitos e muito que agradecer. Na pessoa dos quatro professores abaixo agradeço a todos aqueles que me ajudaram na vida acadêmica:

Prof. Kamal A. R. Ismail . Na década de setenta o prof. Kamal lutava na consolidação de um curso de Engenharia Mecânica dentro da então FEC. A ajuda de que dispunha era muito pouca. Parte dela eram três jovens engenheiros recrutados na indústria. Um deles é o autor deste trabalho.

Prof. Leonardo Goldstein Jr. Fomos colegas desde o segundo grau, no Colégio Culto à Ciência, no tempo em que na escola pública se ensinava Francês, Espanhol, Música e Filosofia.

Prof. Clemente Greco . As discussões nos intervalos das aulas e as sessões de orientação no escritório da rua Turiassú foram de enorme valia para a vida profissional.

Prof. Geraldo Lombardi . Orientador da montagem experimental de equipamento de ar condicionado ferroviário e do calorímetro do *Trabalho de Formatura*. A ele devo o gosto pelo VAC que veio a ser o assunto desta dissertação .

Todos eles inspiraram e até mesmo incentivaram uma carreira docente, paralela à prática profissional do engenheiro, de mais de vinte anos. Este trabalho pretende amortizar em parte o passivo acadêmico acumulado nesse período.

**“além disso, a experiência, mãe da verdade,
nos desengana e toda dúvida nos tira. Assim, bem-
aventurado príncipe, nós o que vimos
afirmamos.....”**

*Duarte Pacheco Pereira, navegador português, ao rei
D. Manuel em 1498.*

Resumo

Franco, Luiz Carlos Dalprat, *Estudo de armazenamento Térmico em Tubos de Plástico*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002, 77 p. Dissertação (Mestrado).

Os sistemas de termo-acumulação para instalações de ar-condicionado mais usuais são os que se utilizam da água (com ou sem mudança de fase) como fluido acumulador. Um dos aspectos mais inconvenientes desses sistemas é o grande espaço ocupado pelos acumuladores propriamente ditos, espaço esse nem sempre disponível no local da obra. Se a massa total acumuladora for distribuída para junto dos centros de carga, talvez se torne possível a aplicação em muitos casos que de outra forma não poderiam contar com a termo-acumulação. O presente trabalho faz um estudo da possibilidade de execução de um armazenador desse tipo, utilizando gelo. Como se pretende construir o armazenador em plástico (PVC) , o trabalho faz também a determinação da condutibilidade térmica do material. O trabalho incorpora ainda um levantamento de patentes relativas ao assunto.

Palavras Chave –

Ar Condicionado, Armazenamento térmico, Bancos de gelo, Modelagem de fusão, Termo-acumulação

Abstract

Franco, Luiz Carlos Dalprat, *Study of Thermal storage on Plastic Tubing*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002, 77 p. Dissertação (Mestrado)

Thermal storage equipment for air conditioning systems usually employ water (either with or without phase change) as the storage media. One of the greatest draw-backs in this case is the large space used up by the ice or water bank proper. Very frequently, the space is simply not available at the job site. If the total storage mass could be dispersed in the building, close to the thermal load sources, thermal storage could be provided with systems that otherwise would be deprived of this feature. This work carries out a proof of concept analysis of equipment for this kind of thermal storage, using ice. Since the intent is that plastic (PVC) be the material of construction, results of the experimental determination of the thermal conductivity of the material are also presented. A review of the patent literature on the subject is also part of the work.

Key Words

Air conditioning, Thermal energy storage, phase change modeling

Índice

Lista de figuras	iii
Lista de Tabelas	v
Nomenclatura	vi
1 Introdução	1
1.1 Demanda de energia elétrica	
1.2 Armazenamento térmico disperso	
1.3 Patentes	
2 Revisão Bibliográfica	12
2.1 Escolha do plástico	
2.2 Determinação da condutividade	
2.3 Fusão cilíndrica externa	
2.4 Patentes	
3 Fundamentos Teóricos	28
3.1 Condutividade	
3.2 Fusão cilíndrica externa	
3.3 Convecção interna a tubos	
3.4 Propriedades de plásticos	

4 Procedimento Experimental	44
4.1 Determinação da condutividade	
4.2 Análise da precisão do método	
4.3 Resultados	
5 Desempenho do Acumulador	52
5.1 Modelo numérico	
5.2 Metodologia	
5.3 Resultados	
5.4 Emprego de tubo metálico	
5.5 Dimensionamento	
5.6 Comparação com equipamentos comerciais	
6 Conclusões	71
7 Sugestões para trabalho futuro	72
7.1 Protótipo	
7.2 Termo-acumulação dispersa na estrutura das edificações	
Referências bibliográficas	75
Anexos	80

Lista de Figuras

1.1 – Tanques de água gelada	4
1.2 – Banco de gelo	4
1.3 - Sistema de dutos com caixa de controle de vazão	6
1.4 - Condicionador em laboratório de revelação fotográfica	6
2.1.1 – Comparação da condutividade de plásticos	13
2.3.1 – Posição da interface à 8 C	19
2.3.2 – Posição da interface à 10 C	19
2.3.3 – Volume degelado em função do tempo	20
2.3.4 – Coeficientes de troca na fusão e na convecção natural	21
2.4.1 - Termo-acumulação na estrutura	23
2.4.2 - Ilustração da patente JP-10-246469	23
2.4.3 - Ilustração da patente JP-2000 – 266364	24
2.4.4 - Ilustração da patente JP-11 – 108393	24
2.4.5 - Ilustração da patente US – 5553662	25
2.4.6 - Unidade multi-split com acumulação – Patente JP-2000-230733	25
2.4.7 - Armazenamento térmico disperso – Patente JP-08-131248	26
3.1 - Sistema de coordenadas	31

3.4.1 - Estrutura cristalina	39
3.4.2 - Temperaturas de transição	40
3.4.3 – Condutividade dos polímeros amorfos	42
3.4.4 – Condutividade do polietileno	43
4.1 - Corpos de prova para a determinação da condutividade	44
4.2 – Instalação para a medida da condutividade	46
4.3 – Condutividade do material dos tubos	51
5.1 – Modelo de cálculo do desempenho	54
5.2 – Diagrama lógico do cálculo numérico	56
5.3.1 – Progressão da camada degelada	58
5.3.2 – Recuperação e temperatura de saída do ar	59
5.3.3 – Recuperação e temperatura em função do numero de trechos	60
5.3.4 – Comparação com a literatura	61
5.3.5 – Comparação da posição das frentes de fusão	62
5.4.1 - Progressão do degelo para tubo de cobre	64
5.4.2 - Recuperação e temperatura para tubo de cobre	65
6.1 – Desenho do equipamento	67

Lista de Tabelas

3.1 -	Coeficiente de convecção interna aos tubos	36
3.2 -	Temperaturas características	41
5.1 -	Comparação de desempenho e preços	70

Nomenclatura

Letras Latinas

A -	Grau de cristalização	
C -	Constante	
L -	Comprimento do tubo	[m]
Q -	Calor dissipado na unidade de tempo (potência)	[W]
R -	Resistência elétrica	[Ω]
T -	Temperatura	[K]
V -	Tensão elétrica	[V]
d -	Diâmetro	[m]
h -	Coefficiente convectivo na parede interna do tubo	[W / m ² K]
k -	Condutividade térmica	[W / m K]
n -	Grau de polimerização	
q -	Fluxo de calor	[W / m ²]
r -	Raio	[m]
t -	Tempo	[s]
v -	Velocidade do ar	[m / s]

Letras gregas

α - Difusividade térmica	[m ² / s]
ρ - Densidade	[kg / m ³]
λ - Entalpia de fusão gelo-água	[kJ / kg]
μ - Viscosidade	[cP]

Superescritos

* - Associado à \underline{V} indica a relação entre o volume degelado e o volume ocupado pelo tubo

Subscritos

- 1 - Relativo à face interna do tubo
- 2 - Relativo à face externa do tubo
- am** - Relativo à fase amorfa
- cr** - Relativo à fase cristalina
- f** - Relativo à interface de fusão
- g** - Associado à \underline{T} indica a temperatura de transição vítrea
- m** - Associado à \underline{T} indica a temperatura de processamento do plástico

p - Associado a \underline{C} indica o calor específico à pressão constante

w - Relativo à parede do tubo

Abreviaturas

Fo - Adimensional Fourier [$\alpha t / r^2$]

Nu - Adimensional Nusselt [$h d / k$]

Pr - Adimensional Prandtl [$\mu C_p / k$]

Re - Adimensional Reynolds [$\rho V d / \mu$]

Ste - Adimensional Stefan [$C_p \Delta T / \lambda$]

Siglas

ASTM - American Society for Testing and Materials

Atd - Armazenamento térmico disperso

ABS - Copolímero : Acrilonitrila, Butadieno e Estireno

GRS - Copolímero : Butadieno e Estireno

GP - Grau de polimerização

ISA -	Instrument Society of America
OMC -	Organização Mundial do Comércio
PCM -	Material de mudança de fase (phase change material)
P&D -	Pesquisa e desenvolvimento
PE -	Polietileno
PEAD -	Polietileno de alta densidade
PEBD -	Polietileno de baixa densidade
PS -	Poliestireno
PVC -	Cloreto de polivinila

Capítulo 1

Introdução

1.1 – Demanda de energia elétrica

Diz a lenda que quando Prometeu povoou a terra deu aos homens o conhecimento da utilização do fogo. Isto desagradou bastante a Zeus que o castigou cruelmente por isso.

Entretanto, a desobediência diferenciou suas criaturas das demais por torna-las *energívoras*.

Com a crescente urbanização e industrialização a utilização e consumo pela sociedade de energia, nas suas várias formas, têm crescido continuamente.

O consumo anual per capita de energia elétrica é reconhecido como um índice de desenvolvimento. O fato de o País estar entre os dez maiores produtores mundiais de eletricidade e abaixo do quinquagésimo posto entre os consumidores é entendido como um problema nacional.

Durante o outono de 2001 o sistema encontrou dificuldades em abastecer mesmo esse, pelos padrões mundiais, reduzido consumo. Foi então estabelecido pelas autoridades um racionamento limitando o consumo de todos os usuários de mais de 100 kWh mensais a 80% do consumo médio no ano anterior.

O episódio deixou claro que o abastecimento de energia elétrica no país não está adequadamente equacionado.

Na utilização da energia elétrica é importante a distinção entre consumo [kWh] e demanda [kW].

Em um parque gerador predominantemente hídrico como o brasileiro, os custos variáveis (operacionais) são muito menores que os custos fixos (derivados do investimento) na composição do preço da energia, sendo que este último está diretamente atrelado à potência instalada.

Assim, o abastecimento de um mesmo consumo médio tem um custo maior para aqueles com picos de demanda mais elevados, picos esses que em geral ocorrem num mesmo período do dia, usualmente entre 16:00 e 20:00 horas.

A tarifação reconhece isso levando em conta não só o consumo, mas também a demanda durante o período de pico, na composição da conta dos maiores consumidores.

Para eles, a redução da conta da energia depende tanto de medidas de redução de consumo quanto de deslocamento do consumo do horário de pico.

Entre as medidas do segundo grupo alinham-se: alteração do horário de funcionamento, redução temporária do consumo e o armazenamento de energia para utilização durante o período de pico.

Para as pequenas cargas o modo de armazenamento que naturalmente se impõe são as baterias de acumuladores elétricos.

Para as cargas devidas a sistemas de condicionamento de ar, impõe-se os *Termo-acumuladores*.

Pelo acima exposto conclui-se que os termo-acumuladores *não* são meios de redução de consumo de energia. Pelo contrário, na maioria das vezes o consumo aumenta com a utilização deles.

Por essa razão são algumas vezes referidos na indústria, não sem uma certa dose de ironia, como *conversores de tarifa*.

Entretanto, pode haver economia pela redução do investimento. Se o período de maior demanda do equipamento coincidir com o período de pico o equipamento resulta menor.

Esse é geralmente o caso das instalações de refrigeração e ar condicionado, embora o custo global (equipamento de refrigeração mais o termo-acumulador) resulte quase sempre maior.

O mesmo se pode dizer de cargas momentâneas, dentro ou fora do horário de pico, como por exemplo, cargas de pasteurização.

O presente trabalho se ocupa da utilização de termo-acumuladores em sistemas de ar condicionado e no item seguinte se define melhor o escopo do estudo.

1.2 - Armazenamento térmico disperso.

Os sistemas de termo-acumulação acham-se amplamente descritos na literatura (ISMAIL 1998b) .

No caso específico em que o fluido de acumulação é a água (com ou sem mudança de fase) já encontram grande penetração no mercado de ar condicionado e refrigeração.

Um dos aspectos mais inconvenientes desses sistemas é o grande espaço ocupado pelos acumuladores propriamente ditos. Os acumuladores de gelo são menos volumosos, mas como construtivamente não podem ser feitos muito altos resultam ocupar uma área em planta apreciável.

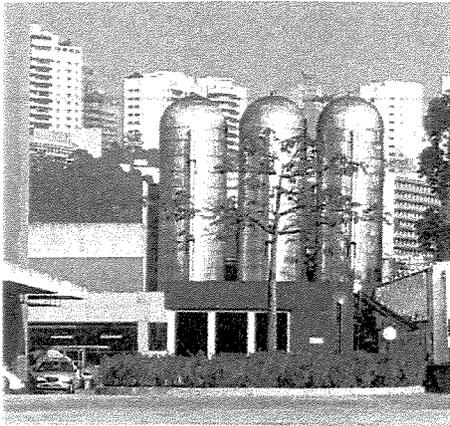


Figura 1.1 – Tanques de água gelada

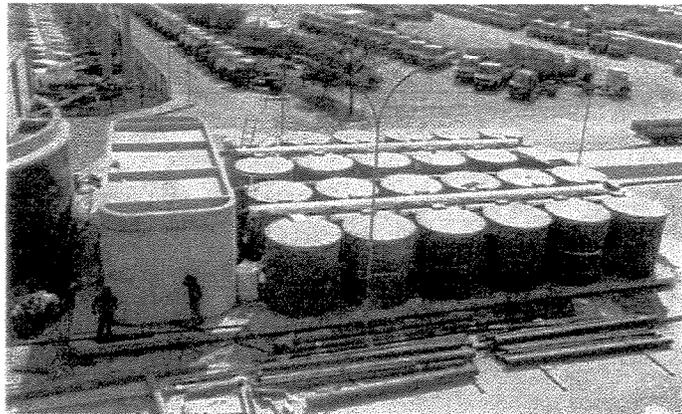


Figura 1.2 – Banco de gelo

Tanto nos sistemas de água gelada estratificada como nos de mudança de fase, freqüentemente a adoção da termo-acumulação fica condicionada à possibilidade, do ponto de vista arquitetônico, de acomodação dos tanques.

Se a massa total acumuladora for distribuída para junto dos centros de carga talvez se torne possível a aplicação em muitos casos que de outra forma não poderiam contar com a termo-acumulação; especialmente na remodelação de instalações já existentes.

O advento recente no mercado de unidades de condensação com múltiplos evaporadores (VRV) pode contribuir para viabilizar esse esquema de *Armazenamento térmico disperso (Atd)*.

Mesmo para sistemas menores onde a economia resultante da redução da demanda de energia, como discutido por MICARONI- NETO (1996), dificilmente se justificaria, consegue-se vislumbrar a eventual aplicação de termo-acumulação local no abatimento de cargas térmicas correspondentes a ambientes ou instalações que não possam sofrer interrupções na eventual queda do suprimento de energia como, por exemplo: salas de operação e de emergência em hospitais, equipamento de computação ou telecomunicação e unidades de processamento contínuo como a revelação de filmes fotográficos (ver figura 1.4)

Muitas vezes instalações desse tipo, devido ao seu porte, não contam com suprimento de energia elétrica de emergência de modo que estão sujeitas ao risco da falta imprevista de resfriamento.

Mesmo sistemas maiores, inclusive os dotados de termo-acumulação, freqüentemente possuem um certo numero de cargas locais desse tipo (chamadas *cargas 24 horas*) que tornam difícil e custosa a incorporação ao sistema gerador de emergência.

O presente trabalho pretende estudar a possibilidade de execução de um termo-acumulador para essa finalidade.

Em termos dimensionais pensa-se em equipamento de porte semelhante a uma caixa de controle de ar as quais são usualmente acomodadas juntamente com a rede de dutos dos sistemas de ar condicionado sem grande dificuldade. Ver figura 1.3

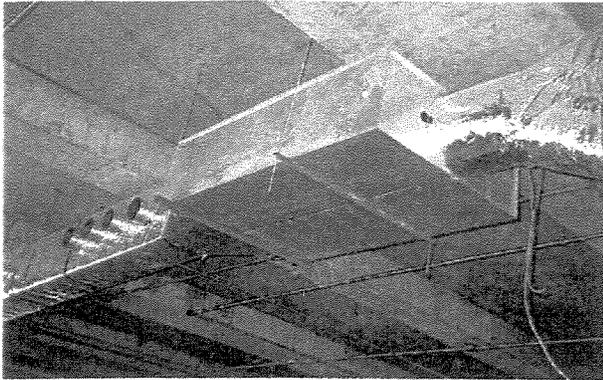


Figura 1.3 – Dutos com caixa de controle de vazão

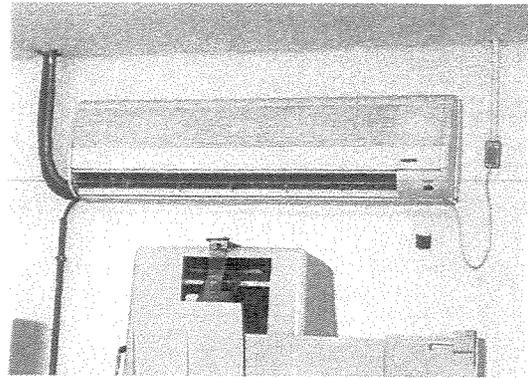


Figura 1.4 – Condicionador em laboratório de revelação fotográfica

Com capacidade aproximada de 70 kg de gelo, acumularia cerca de 23 000 quilojoules que seriam suficientes para o abatimento de uma carga térmica de 6,5 kWh. Nas usualmente três horas de contenção de demanda, isso seria o equivalente à potência de um aparelho de ar condicionado de janela ou de uma pequena unidade *split*.

O equipamento estaria em série na rede de dutos de modo que a recuperação seria feita diretamente pelo ar em convecção forçada. Em situações de emergência apenas os ventiladores teriam necessidade de alimentação elétrica alternativa.

A recuperação do frio diretamente do gelo pelo ar foi o princípio de operação das primeiras aplicações de ar condicionado as quais, entretanto, faziam uso do contato direto do ar com o gelo provido de fonte externa (NAGENGAST 1999).

Como o material de construção da maior parte dos termo-acumuladores comerciais é o plástico decidiu-se estudar o emprego desse material.

Isto reduzirá o custo e facilitará a construção de um protótipo a partir de materiais e componentes de fácil disponibilidade no mercado.

Vale lembrar que os primeiros estudos de armazenamento térmico sempre usaram superfícies de troca metálicas para as quais a condutividade térmica da parede é irrelevante.

Como ressaltado por JESUS (1998) os primeiros trabalhos na área de acumuladores a considerar a resistência térmica da parede só aparecem no início da década de 90.

Trabalho recente, estudando a solidificação de parafina, evidencia diferenças substanciais na posição da frente de solidificação com o tempo, quando analisando paredes de cobre e de plástico (ABUGDERAH e ISMAIL 1999).

Dado o exposto, o trabalho faz também uma revisão das propriedades dos plásticos no que diz respeito às suas propriedades térmicas.

Tendo-se verificado grande variabilidade nessas propriedades, apresenta-se também a determinação experimental da condutividade do material escolhido.

Em resumo, o problema é: extrair 6 kWh (em frigorias) disponíveis na massa de gelo, em três horas, através de um tubo de plástico e com ar em convecção.

Avaliar a viabilidade desse processo é o objetivo principal desse trabalho.

O uso de um material de baixa condutividade tem algumas vantagens como se verá no capítulo 6, entretanto, o conceito de armazenamento distribuído independe do material de construção.

Assim, para efeito comparativo, um armazenador com superfície de troca metálica será também analisado.

1.3 – Patentes

A produção científica do país tem crescido acentuadamente nos últimos anos. Tomando por base os artigos publicados em periódicos classificados pelo ISI (Institute for Scientific Information) a participação nacional cresceu de 3204 artigos em 1985 para 12168 em 1999 (FAPESP – 2001).

Entretanto, essa evolução não parece estar refletida no avanço tecnológico. Se tomado o numero de patentes requeridas como indicador, a evolução nem de longe acompanha a produção científica .

A análise dessa discrepância tem indicado que a maior limitação está na diminuta participação do setor produtivo no esforço de P&D do país que está concentrado nas universidades e institutos governamentais; a *Tecnobrás* como denominou o prof. José Goldenberg em recente entrevista (SILVEIRA – 2001).

Outra limitação apontada é a reduzida preocupação de parte dos pesquisadores com a eventual aplicabilidade de suas descobertas (OESP – 2001). Isto é particularmente perverso quando se lembra que a pesquisa de qualidade no país é incentivada a se divulgar em foros internacionais, onde os países ditos centrais são muito mais ágeis e experientes em se aproveitar do avanço do conhecimento.

Em outras palavras, o esforço nacional em C&T, predominantemente público como dito acima, pode estar beneficiando a outros mais do que ao próprio país.

Muitas medidas têm sido tomadas recentemente para corrigir essa anomalia. O anteprojeto da *Lei da Inovação* recentemente lançado para amplo debate nacional, visa facilitar a colaboração das instituições científicas e tecnológicas da Administração Pública Federal com o setor produtivo, notadamente com as *EBT* (empresas de base tecnológica) .

O Setor produtivo também começa a se mobilizar com a recente criação da *PROTEC* - Sociedade Brasileira Pró-inovação Tecnológica, já como resposta ao anteprojeto da lei.

Aqui cabe também um terceiro aspecto do diagnóstico. A proposta da *PROTEC* é que recursos públicos para pesquisa sejam liberados diretamente para a indústria porque, como veiculou na mídia, *inovação se faz no chão de fábrica*.

Parece haver aqui uma *desigualdade industrial* no diz respeito à inovação.

Há uma parte de empresas atuantes em nível tal que lhes permite beneficiar-se da pesquisa acadêmica; são as EBT já mencionadas.

De outra parte há aquelas, em maior numero talvez, com maior carência de *inovações de chão de fábrica*.

Essas podem se beneficiar muito do acompanhamento da evolução tecnológica através das patentes. Muitas já o fazem através de serviços que presta o INPI (MALAGRICI – 2001).

No estado de São Paulo, a *FAPESP* já há alguns anos desenvolve programa de fomento à inovação nas pequenas empresas e mais recentemente disponibilizou para as Universidades e Institutos de pesquisa estaduais o acesso a banco de patentes internacional (DERWENT 2001).

A norma legal que regulamenta a concessão de patentes no País é a **Lei N.º 9279/96** denominada a Lei da Propriedade Industrial (*LPI*).

A *LPI* reconhece como patenteáveis a *invenção* e o *modelo de utilidade*.

Invenção é uma concepção original resultante do exercício da criatividade, que represente uma solução para um problema técnico específico dentro de um determinado campo tecnológico e que possa ser fabricada ou utilizada industrialmente.

Modelo de utilidade corresponde a uma nova forma ou disposição introduzida em produto conhecido, de uso prático, que resulta em melhoria funcional no seu uso ou em sua fabricação. É uma criação de forma, mas com finalidade utilitária.

Exemplificando, dentro das definições acima, o acumulador objeto deste trabalho se classificaria, eventualmente, como invenção.

Os requisitos para patenteabilidade de uma invenção, segundo a LPI, são: novidade, atividade inventiva e aplicação industrial.

Por novo a lei entende aquilo não compreendido pelo estado da técnica, i.e., não tornado acessível ao público antes da data do depósito de pedido da patente por descrição escrita ou oral, por uso ou qualquer outro meio no País e no exterior .

A atividade inventiva estará presente se, na avaliação de um técnico no assunto, a invenção não decorrer de maneira evidente ou óbvia do estado da técnica.

A aplicabilidade industrial existirá se o objeto da patente puder ser utilizado ou produzido em qualquer tipo de indústria, inclusive agrícola, extrativa etc.

Este trabalho incluiu também, como parte da revisão bibliográfica, um levantamento no banco DERWENT das patentes relativas a termo-acumulação para ar condicionado.

A pesquisa objetiva avaliar o grau de relevância do tema estudado para a economia; se um assunto é objeto de várias patentes em anos seguidos é porque representa uma linha de pesquisa e desenvolvimento ativa naquele segmento produtivo.

A maioria das ocorrências no levantamento foi requerida por grandes corporações americanas e japonesas. Nenhuma é de origem brasileira, embora haja cerca de uma dezena depositada também no Brasil.

Os trâmites para obtenção de uma patente podem ser onerosos e demorados (EDISTEC 1998), principalmente se a cobertura se estender a vários países. Assim não estranha a predominância de grandes corporações no levantamento.

Um outro fator é uma aparente mudança na atitude das grandes empresas que passam a considerar a propriedade industrial um produto e não simplesmente um ativo. O fato ficou bastante evidente no recente litígio, junto à OMC, entre um grupo de países (o Brasil entre eles) e a indústria farmacêutica internacional no que diz respeito à medicação contra a SIDA; Síndrome da Imunodeficiência Adquirida (AIDS).

Em outros termos, as patentes muitas vezes não são requeridas apenas para preservar o monopólio de exploração de um invento, mas para garantir a participação financeira numa eventual futura utilização dele, inclusive por terceiros.

O simples depósito ou concessão de uma patente não atesta necessariamente a relevância de um invento e nem que ele tenha sido desenvolvido e implementado como realização prática.

Também, não há qualquer indicação na documentação da patente que a associe a um produto. Através do nome do detentor e com conhecimento do mercado é possível, em alguns casos, fazer a associação.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Escolha do plástico

A priori descartou-se os assim chamados plásticos de engenharia (poliamidas , poliuretanas etc.) pelo seu custo . Os termo-fixos (epóxi , poliésteres etc.) foram igualmente descartados pela complexidade da fabricação além do custo igualmente elevado .

A escolha ficou então restrita aos plásticos ditos de consumo (*commodity plastics*) pela sua maior disponibilidade e acessibilidade.

Atualmente, o polietileno é o plástico utilizado na construção dos termo-acumuladores de maior penetração no mercado (CALMAC 1992 , REFRICON 1996) bem como de pistas artificiais para patinação no gelo (SHARKE 2000).

Entre as razões dessa escolha pode-se lembrar a resistência à ruptura induzida por ciclos térmicos e a confiabilidade das juntas de fabricação e montagem quando comparadas as de outros plásticos desse grupo (DEFOSSE 1999).

Este aspecto fica evidenciado pelo fato de as concessionárias de água aceitarem o uso do Poli (cloreto de vinila) [PVC] na rede interna aos imóveis (à jusante da rede de distribuição) mas

utilizarem na ligação à rede, onde se requer maior confiabilidade, apenas o Polietileno [PE] (SABESP 1999).

Vantagem importante também para o Polietileno na aplicação em equipamentos térmicos, é a sua maior condutividade térmica. Quando os termoplásticos são comparados na ordem crescente da condutividade, PVC e Polietileno situam-se nas extremidades opostas da escala. Esse fato é tão acentuado que tem sido utilizado comercialmente como meio de classificação dos resíduos plásticos para efeito de reciclagem (BURMESTER 1993). A temperatura atingida por um ponto da amostra, após a irradiação por um pulso de laser, é tanto menor quanto maior a difusividade térmica do material como ilustrado pela figura 2.1.1.

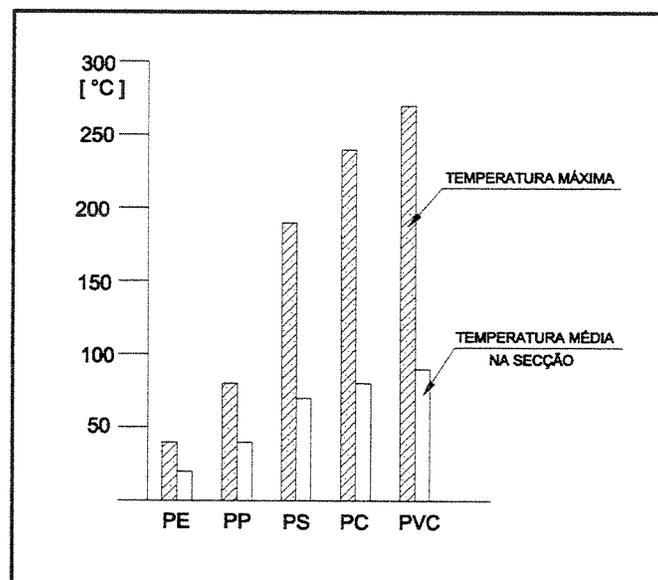


Figura 2.1.1 – Temperatura atingida por amostras de polímeros após irradiação por pulso de laser (reproduzido da figura 2 de BURMESTER 1993)

Como desvantagem para o Polietileno pode-se citar a maior dificuldade na execução das uniões e junções as quais são feitas por fusão. Para espessuras de paredes finas, tais como as dos

tubos do acumulador, não é praticamente exequível a soldagem. Recorre-se então às conexões por compressão que além de mais caras são mais vulneráveis a falhas de execução.

Mesmo para os polímeros puros, a condutividade é grandemente afetada por características tais como natureza da amostra, grau de cristalização, estrutura molecular do polímero etc. (SOMBATSOMPOP et WOOD 1997)

Daí ser difícil associar a uma dada amostra um valor de condutividade obtido na literatura (SUNDSTROM 1970)

No processamento dos termoplásticos apenas a condutividade do material fundido é relevante de modo que os fabricantes de matéria prima, quando o fazem, informam apenas esse valor (GENERAL ELECTRIC 1999).

Acresce que os termoplásticos são raramente empregados puros. Tanto por razões de processamento como de utilização, na confecção do produto final uma variada gama de aditivos é a eles agregada tais como: plastificantes, estabilizantes, carga inerte etc.

Na produção de tubos de PVC pode ser esperado o emprego de até 50% de carga inerte (HOHENBERGER 1996). Essa quantidade deve ter um impacto significativo nas propriedades do produto final (tubo).

Assim é que o material de fabricação de um tubo comercial de plástico pode ser considerado um compósito, com toda a variação de propriedades que um compósito normalmente apresenta.

Deve-se lembrar também que freqüentemente é utilizada uma *liga* de polímeros (blenda) ou co-polímeros.

Os tubos de termoplástico no mercado não são destinados à utilização em equipamento térmico, a condutividade não é relevante para as suas aplicações usuais (transporte de fluidos), portanto, esses dados tampouco estão disponíveis na literatura dos fabricantes de tubos.

Algum trabalho tem sido dedicado ao estudo da condutividade térmica de compósitos plásticos para utilização em componentes eletrônicos, em geral incrementada pelo uso de cargas condutivas (FINAN 2000).

Um fabricante nacional informa valores comparativos da condutividade dos tubos destinados à condução de água quente (C-PVC) e fria (PVC) os quais se diferenciam por um fator de 3. (TIGRE 1999).

Dada a grande variabilidade evidenciada acima e o fato de os coeficientes de transferência de calor envolvidos no projeto do acumulador (ar x gelo em mudança de fase) serem baixos, torna-se evidente que o conhecimento mais preciso da condutividade do material de construção é importante para o projeto do termo-acumulador.

O material escolhido foi o PVC devido à maior facilidade na construção de um protótipo. No Capítulo 4 faz-se a determinação experimental da condutividade do tubo considerado.

2.2 Determinação da condutividade

A determinação da condutividade em corpos de prova cilíndricos com fonte de calor axial é uma das variantes dos métodos de condução radial (ISMAIL 1992).

É considerado um método com grandes vantagens práticas sendo largamente empregado na determinação da condutividade de sólidos (TYE 1969).

Foi empregado pela primeira vez no início do século (NIVEN 1905) e desde então tem sido usado em muitas situações.

Adapta-se naturalmente ao objetivo desse trabalho, pois permite o ensaio do próprio produto final (tubos) .

Para a determinação das propriedades de isolamento industrial o procedimento está normalizado (ASTM 1995) embora deva-se ressaltar que o método não determina propriedades do material propriamente dito, mas do sistema de isolamento sob condições controladas , para efeito comparativo.

Para o trabalho, já mencionado (SOMBATSOMPOP et WOOD 1996), o pesquisador determinou a condutividade de polímeros utilizando corpo de prova constituído de discos empilhados. O uso desse método implicaria na desfiguração do tubo em análise para a preparação do corpo de prova o que, baseado nas próprias conclusões do artigo, não seria recomendável.

O mesmo pode ser dito dos métodos tradicionais para a determinação da condutividade em placas, (ASTM 1997).

Um método que recentemente, devido à maior disponibilidade de sistemas de aquisição de dados, tem sido bastante empregado para a determinação da condutividade térmica de polímeros é o da sonda linear (SOUZA 1999) .

Diferentemente dos outros métodos vistos acima , este é um método transiente.

Uma fonte linear de calor é localizada no centro do corpo de prova onde também é feita a medida da temperatura. O conjunto está inicialmente a uma mesma temperatura. Durante o período de medição , uma potência constante é dissipada pela fonte o que resulta numa onda de

calor se propagando radialmente no material . A velocidade da sobrelevação da temperatura é proporcional à difusividade do material (ver expressão 3.15)

É claro que a onda não pode atingir o contorno do corpo de prova durante o ensaio o que resulta em limitações práticas de dimensões mínimas para o mesmo . Para a aplicação desse método se considera que nas condições mais favoráveis, uma espessura mínima de material da ordem de 4 mm deva existir em torno da fonte (ASTM 1997). Essa condição não poderia ser conseguida com os tubos considerados.

O método da condução radial em regime permanente será então utilizado para esse trabalho.

2.3 Fusão cilíndrica externa

Nas aplicações de termo-acumulação em sistemas de ar condicionado a etapa de recuperação de frio (*queima de gelo* no jargão industrial) é a mais crítica. Em geral o tempo disponível para a formação de gelo é muito maior que o de utilização.

Tipicamente, o sistema tem toda a noite para a carga dos bancos de gelo e apenas as, usualmente, três horas de vigência da tarifa horo-sazonal para a recuperação.

As soluções teóricas para as duas etapas são análogas a menos das propriedades físicas de cada fase (água e gelo) [JESUS 1998].

Na realidade, a etapa de degelo é afetada pelos processos de convecção na massa degelada junto aos tubos do fluido de recuperação (BATHELT et all. 1979 , HO e CHEN 1986) .

A quantificação analítica dessa influência é bastante complexa, principalmente no caso de tubos horizontais. O sistema de coordenadas cilíndricas que se adapta naturalmente à geometria do tubo é inconveniente para tratar as forças gravitacionais que controlam a convecção natural.

MIRANDA (1981) estudou analiticamente o caso de acumuladores tubulares sem levar em conta a convecção e verificou experimentalmente, com parafina como material de mudança de fase, diferenças da ordem de 40% para equipamento vertical na etapa de fusão. Concluiu ainda que a diferença tende a ser maior para tubos horizontais.

MELO (1992) desenvolveu um modelo para mudança de fase em um espaço anular vertical, levando em conta a convecção natural, e o comparou com resultados experimentais da literatura concluindo que a discrepância se acentua à medida que a interface se afasta da superfície do tubo.

Para tubos horizontais, as referências são mais escassas.

O estudo de BATHELT et all (1979), procurou determinar principalmente o melhor arranjo para os tubos de um *feixe*, levando em conta a geometria real da progressão da frente de fusão afetada pela convecção. Concluiu que no caso de um *feixe* de tubos, quando a interface de fusão de tubos adjacentes se encontram, o fenômeno se torna muito difícil de prever. Mesmo em estágio anterior pode haver deslocamento da massa ainda solidificada sob o efeito das forças gravitacionais. Foi utilizada parafina como material de mudança de fase e os resultados foram adimensionalizados.

JEKEL et all (1993) analisaram a fusão depois que as interfaces se tocam e concluíram que a transferência se intensifica a partir desse estágio. Não considerá-la, portanto, é conservativo para a avaliação da capacidade do equipamento.

HO e CHEN (1986) consideraram gelo para analisar numericamente o processo de fusão e compararam os resultados com dados experimentais obtidos por terceiros.

A análise é abrangente, cobrindo uma faixa de temperaturas de parede próxima à da anomalia da densidade da água (Ste de 0,51 à 1,26).

O estudo mostra que para temperaturas de parede de até 8 C a interface degelada mantém-se aproximadamente circular, porém excêntrica em relação ao eixo transversal dos tubos, por conta de uma célula de convecção que se estabelece abaixo da linha de centro.

A 8 C a densidade da água é aproximadamente a mesma que a 0 C (ver Anexo VI) ; formam-se então duas células convectivas ; uma junto à parede do tubo e outra junto à massa ainda congelada.

Esse mecanismo provoca sensível alteração na geometria da interface de fusão que se desloca para o topo do tubo.

As figuras 2.3.1 e 2.3.2 , extraídas da referência citada, ilustram o fenômeno.

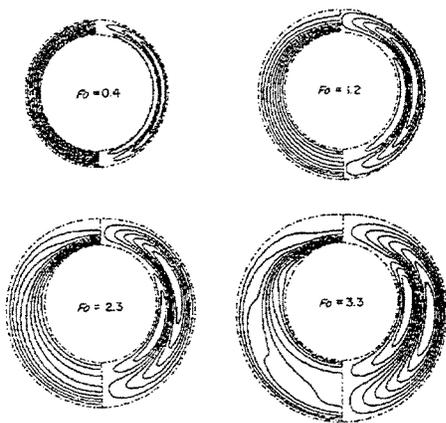


Figura 2.3.1 – Posição da interface a 8 C
(figura 3 de HO e CHEN – 1986)

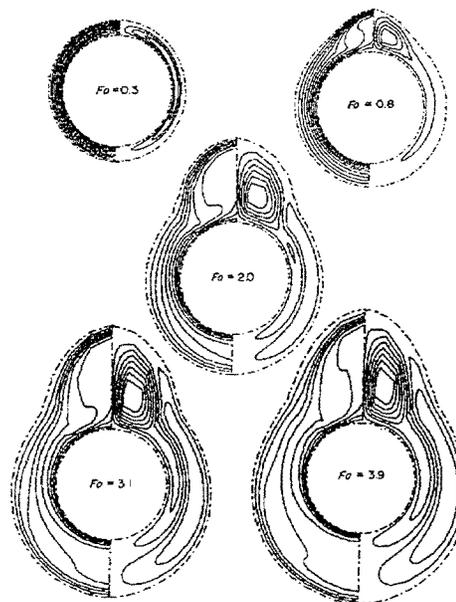


Figura 2.3.2 – Posição da interface a 10 C
(figura 4 de HO e CHEN – 1986)

Uma outra constatação do estudo é que o volume degelado resulta ter uma dependência linear com o tempo para todos os valores de Ste considerados. Isto parece evidenciar que o efeito da convecção, na faixa de Fo estudada, é predominantemente o de redistribuir o calor. A figura 2.3.3 ilustra o argumento.

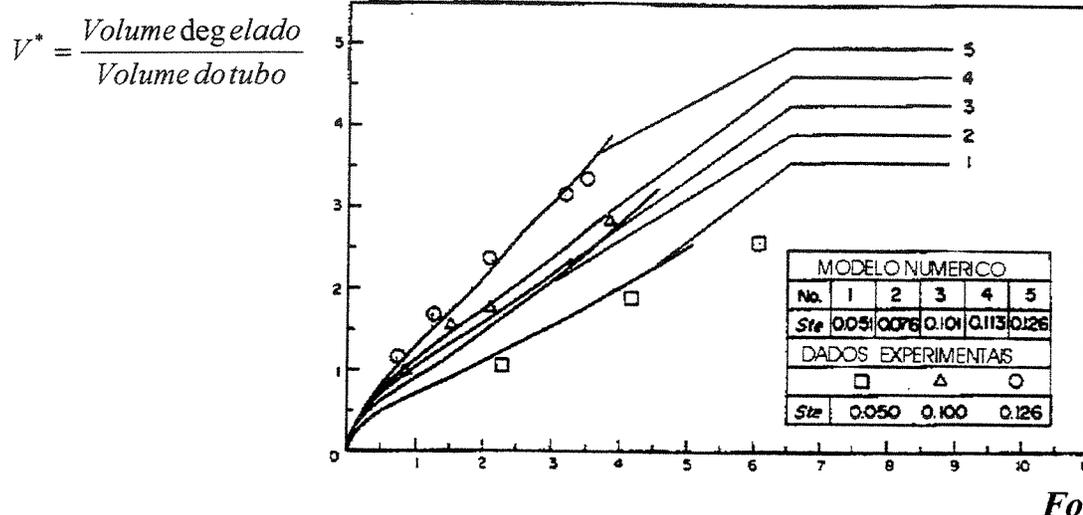


Figura 2.3.3 – Volume degelado em função do tempo
(figura 7 de HO e CHEN – 1986)

SPARROW et all. (1978) estudaram o papel da convecção para valores de volume degelado maiores. Estudando experimentalmente a fusão de uma mistura eutética de sais em torno de um tubo horizontal constataram que o coeficiente de troca inicialmente se reduz como previsto pelo regime de troca condutivo para depois aumentar até assumir um valor constante.

Constataram ainda que esse valor constante está bastante próximo (cerca de 12% menor) do coeficiente de troca na convecção natural, determinado também no mesmo experimento e concluíram que a comparação mostrada na figura 4 do seu trabalho justificaria o emprego do

concluíram que a comparação mostrada na figura 4 do seu trabalho justificaria o emprego do coeficiente de convecção natural no projeto de sistemas envolvendo degelo em torno de tubos horizontais.

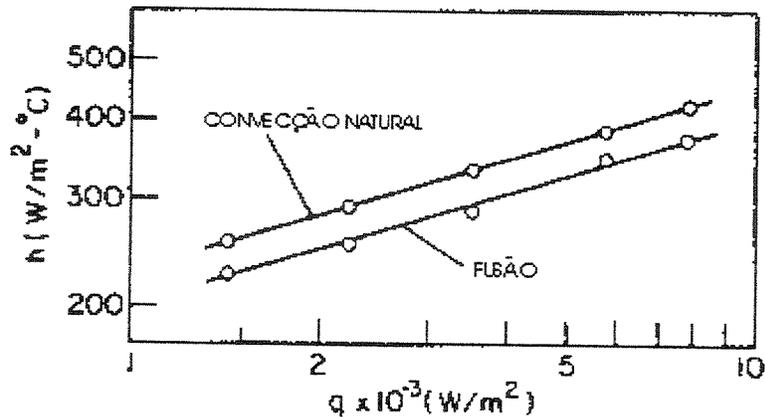


Figura 2.3.4 – Coeficientes de troca na fusão e na convecção natural (figura 4 de SPARROW 1978)

Os autores não dispunham de todas as propriedades de transporte da mistura utilizada, assim não puderam adimensionalizar seus resultados para torná-los mais comparáveis com a água, entretanto, a interpretação física do fenômeno parece bastante consistente e aplicável a outros fluidos.

Nota-se dos dados apresentados na referência que para os fluxos térmicos mais baixos e no intervalo de tempo de interesse (180 minutos) o coeficiente ainda não atingiu o seu valor terminal constante. Nessas condições foi determinada uma camada fundida de cerca de dois diâmetros acima do tubo para o material estudado.

Essas condições estão bastante longe das do caso em estudo; a recomendação do artigo, portanto, não seria aplicável.

2.4 – Patentes

2.4.1 – Geral

O levantamento mostrou que a quantidade de patentes referentes a termo-acumulação em sistemas de ar condicionado de verão (resfriamento) é bastante grande nos últimos anos, o que indica que o segmento está em desenvolvimento. Para o ano de 1999 constam do banco de dados cerca de 80 patentes na área; em 1998 eram 50.

As patentes não se referem exclusivamente a acumuladores; há um numero grande referente a assuntos como controle de carga, encapsulamento de PCM, etc.

As patentes são redigidas em estilo jurídico específico visando aparentemente ampliar o escopo de sua cobertura e limitar ao mínimo necessário a divulgação dos detalhes do invento. Muitas vezes isso torna difícil até mesmo identificar no texto o real objetivo da inovação (ver figuras 2.4.1 e 2.4.2).

Muitas vezes também, o que é funcionalmente um mesmo invento é dividido em mais de uma patente para cobrir cada um dos seus aspectos inovadores.

Pelo levantamento foram identificadas duas grandes áreas onde o desenvolvimento do **Atd** se concentra:

- Na estrutura da edificação
- No equipamento de ar condicionado

Embora o interesse imediato do presente trabalho seja o segundo item, apresentam-se a seguir patentes mais características de cada um deles para que se forme uma idéia mais completa do estado da arte.

2.4.2 – Armazenamento térmico na estrutura da edificação

A patente japonesa JP-10-246469 de setembro de 1998, propõe um sistema de insuflamento do ar resfriado que nos períodos de baixa carga térmica do ambiente, pode ser redirecionado para o resfriamento da estrutura da laje do pavimento superior.

Uma das tendências recentes de investigação em ar condicionado é a da insuflação pelo piso: reconhecem-se nela vantagens econômicas e operacionais. O esquema de acumulação dessa patente parece ser naturalmente associável à insuflação pelo piso.

A inovação já foi implantada em um edifício na cidade de Osaka no Japão. As figuras abaixo mostram a ilustração que suporta a patente e a do artigo de divulgação da aplicação.

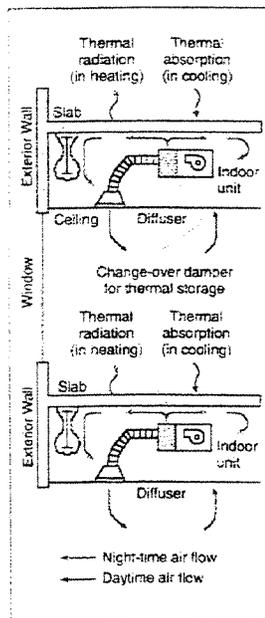


Figura 2.4.1 – Termo-acumulação na estrutura
(OECD – 2000)

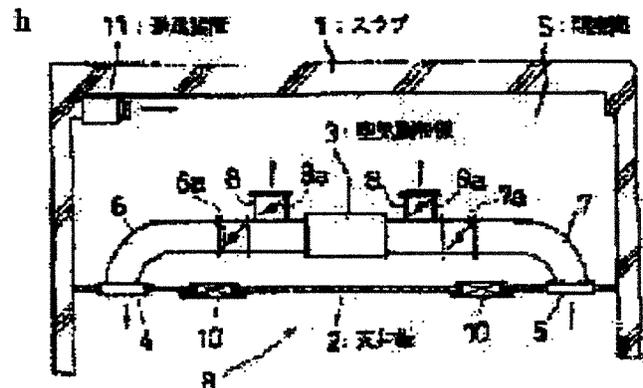


Figura 2.4.2 – Ilustração da patente JP-10-246469

A patente **JP-2000-266364** de setembro de 2000 (ver figura 2.4.3) é bastante semelhante à anterior e faz a alegação de permitir ser instalada em prédios existentes. O sistema é concebido para ser instalado no espaço entre vigas da estrutura da laje e prevê a instalação de defletores para o direcionamento do fluxo.

Diferentemente das anteriores, a patente japonesa **JP-10-227486** de abril de 1999 interfere com a estrutura do prédio; são previstas paredes duplas na estrutura do prédio por onde circula o ar para armazenamento e recuperação.

Uma segunda vertente do armazenamento na estrutura é aquela que incorpora uma substância de mudança de fase (PCM) em vazios adrede previstos na estrutura. Analiticamente o conceito foi explorado por vários pesquisadores (ISMAIL et CASTRO – 1997) e até software específico para a aplicação desenvolvido (FEUSTEL – 1995).

A patente japonesa **JP-11-108393** de abril de 1999 mostrada na figura 2.4.4 é desse tipo; na ilustração o numero 13 indica o PCM.

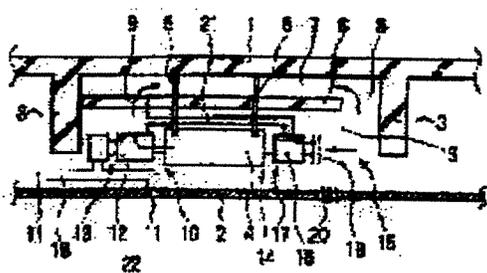


Figura 2.4.3 – Ilustração da patente JP-2000-266364

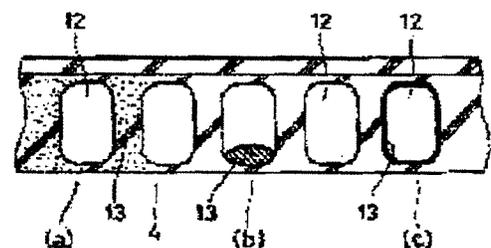


Figura 2.4.4. – Ilustração da JP-11-108393

2.4.3. – Armazenamento térmico no equipamento

Muitas das patentes sobre Atd no equipamento referem-se a aplicação automotiva. O problema a resolver nesse caso é a carga inicial na partida e as situações em que a baixa velocidade ou até mesmo a parada do veículo não permite o acionamento do circuito frigorífico

A patente americana US-5,553,662 de setembro de 1996 é para essa aplicação e contempla um acumulador com recuperação a ar, como o deste trabalho, com o PCM confinado internamente aos tubos.

A patente japonesa JP-2000-230733 de agosto de 2000 refere-se a um sistema multi-split, entretanto a acumulação (item 3 na figura 2.4.6) é feita junto à unidade de condensação.

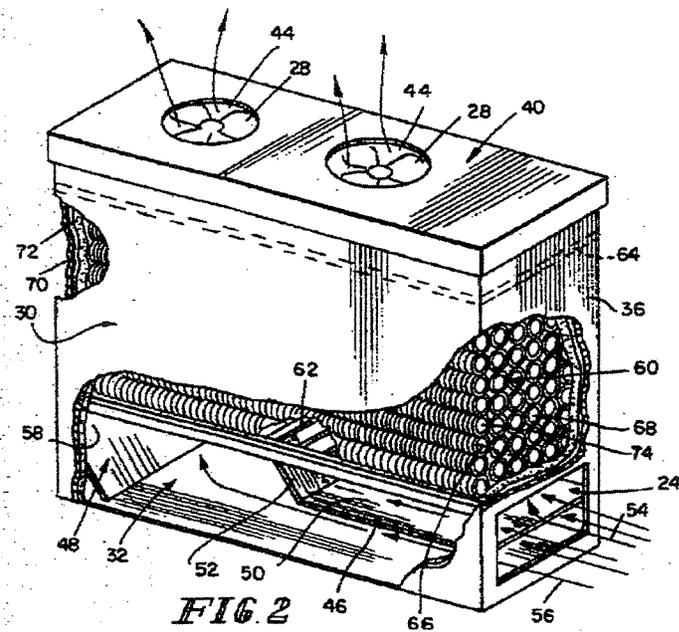


Figura 2.4.5 – Acumulador com recuperação a ar
(Patente US-5,553,662)

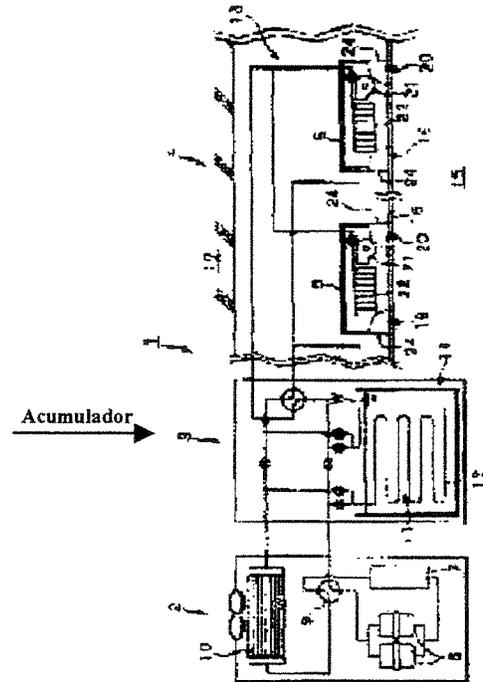


Figura 2.4.6 – Unidade multi-split
com acumulação

A patente japonesa **JP-08-131248** de abril de 1996 trata especificamente do assunto abordado neste trabalho : armazenamento distribuído com recuperação pelo ar.

A acumulação seria feita em material de mudança de fase, aparentemente encapsulado e disposto diretamente nos dutos. O material seria necessariamente uma substância com ponto de fusão próximo ao da temperatura do ar (de 5 @ 15 C).

A figura 2.4.7 foi redesenhada a partir da ilustração do pedido de patente e a seguir se apresenta a tradução do texto que acompanha a figura.

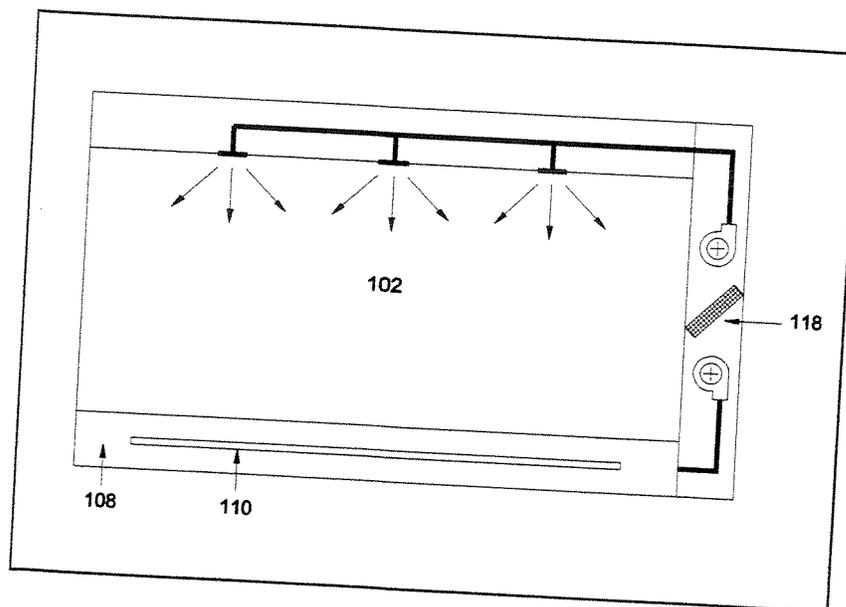


Figura 2.4.7 – Armazenamento térmico disperso
(redesenhado da patente JP-08-131248)

SISTEMA DE AR CONDICIONADO COM ARMAZENAMENTO TÉRMICO DISPERSO

Problema a resolver : Prover um sistema de ar condicionado com armazenamento térmico disperso no qual as superfícies de troca dos condicionadores e a potencia instalada são reduzidas.

Solução : Nesse sistema de ar condicionado do tipo com armazenamento térmico disperso, pelo menos uma câmara plena (108) é formada abaixo do piso ou no teto ou na parede de um ambiente condicionado (102) e um material

de armazenamento térmico (110) é colocado na câmara plena (108) e energia é acumulada no material por meio do ar de circulação o qual é aquecido ou resfriado por um condicionador (118) e o ar de retorno é colocado em contato direto com o material de armazenamento para remover o calor.

Como misturas eutéticas com temperatura de fusão próxima à ambiente, encapsuladas em plástico já eram um produto comercialmente disponível à época da solicitação, a inovação está na aplicação local do PCM.

Capítulo 3

Fundamentos Teóricos

3.1 Condutividade

O modelo para análise é um cilindro de comprimento infinito, para eliminar as singularidades das pontas, aquecido por uma fonte linear central.

A equação aplicável a essas condições pode ser obtida a partir da equação geral da condução de calor em coordenadas cilíndricas com simetria axial (ISMAIL 1998a).

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.1)$$

Em regime permanente a última das expressões acima se reduz a :

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (3.2)$$

Que tem como solução :

$$T(r) = A \ln r + B \quad (3.3)$$

Com os subscritos 1 e 2 designando as faces interna e externa do corpo de prova, da equação 3.3 pode-se obter:

$$T(r) = \frac{(T_1 - T_2) \ln\left(\frac{r}{r_2}\right)}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} + T_2 \quad (3.4)$$

Essa expressão de T pode ser levada à equação da condução (Fourier) para essas condições resultando :

$$q = -k \frac{d}{dr} \left(\frac{(T_1 - T_2) \ln\left(\frac{r}{r_2}\right)}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} + T_2 \right) \quad (3.5)$$

Sendo Q a potência dissipada no aquecedor, o valor específico para a unidade de área (q) será :

$$q = \frac{Q}{2 \pi L r} \quad (3.6)$$

Com o valor de q introduzido em 3.5 e explicitando k , resulta :

$$k = \frac{Q \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \pi L (T_1 - T_2)} \quad (3.7)$$

No caso específico de aquecimento por efeito Joule e com a potência dissipada inferida pela medição da tensão de alimentação do aquecedor (ver 4.1) , a expressão final para a determinação de k será :

$$k = \frac{\left(\frac{V^2}{R}\right) \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \pi L (T_1 - T_2)} \quad (3.8)$$

3.2 Fusão cilíndrica externa

A condução de calor em coordenadas cilíndricas é regida pela equação 3.1 acima aqui repetida.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial T}{\partial r} \right] \quad (3.9)$$

A figura 3.1 define o arranjo considerado e as variáveis geométricas.

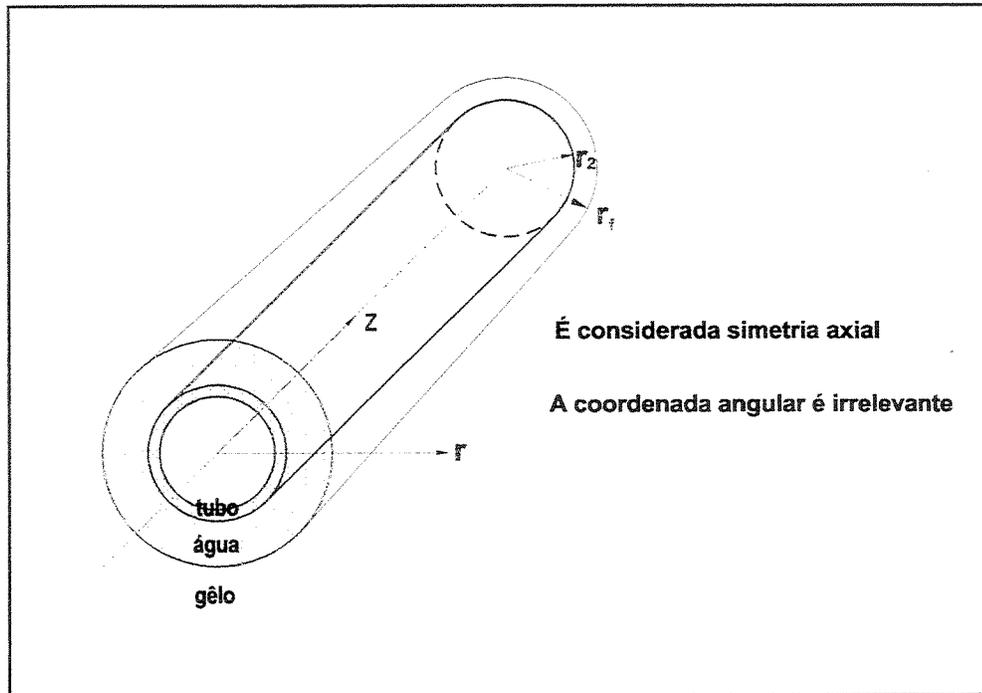


Figura 3.1 – Sistema de coordenadas

Essa expressão vale para a camada liquefeita junto ao tubo, i.e., no intervalo $r_2 < r < r_f$, onde se consideram as propriedades do líquido.

Na interface líquido-sólido, desprezando-se perdas e eventual sub-resfriamento da fase sólida, a progressão do degelo é condicionada pelo calor fornecido, assim:

$$k \frac{\partial T}{\partial r} = \rho \lambda \frac{dr_f}{dt} \quad (3.10)$$

O calor fornecido na frente de fusão, desprezando-se a parcela sensível da fração líquida, é recebido do fluido de trabalho na superfície do tubo e é dado por :

$$k \frac{\partial T}{\partial r} = h(T_0 - T) \quad (3.11)$$

Onde h é o coeficiente de transmissão na parede interna do tubo.

No plano (r, t), as isothermas são dadas por =

$$T_{(r,t)} = C \quad (3.12)$$

Ao longo dessas linhas pode-se escrever :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) dt + \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) dr = 0 \quad (3.13)$$

Ou

$$\frac{dr}{dt} = - \frac{\frac{\partial T}{\partial t}}{\frac{\partial T}{\partial r}} \quad (3.14)$$

Considerando-se a isoterma da interface líquido sólido, esse valor pode ser levado a 3.10, resultando :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)^2 = - \frac{\rho \lambda}{k} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.15)$$

Constata-se então que a posição da interface de fusão, mesmo com as simplificações assumidas, é dada por uma equação diferencial não linear, possível de solução apenas por métodos aproximados ou numéricos.

Para uma geometria e fluidos definidos, como é o caso presente, pode-se avaliar numericamente o desempenho do acumulador, impondo-se uma progressão para a frente de fusão na equação 3.10 e verificando através da 3.11 o intervalo de tempo correspondente.

Usualmente, as soluções analíticas do problema consideram na equação 3.11, que ou o coeficiente de transmissão (h) ou a temperatura da parede (T_o) sejam constantes.

No caso presente, ambos são variáveis; h ao longo do tempo e T ao longo do eixo dos tubos (eixo Z).

Assim para uma solução numérica, o modelo deve comportar um certo numero de elementos na direção do eixo dos tubos, dentro dos quais se possa considerar o coeficiente e a temperatura constantes.

O modelo é descrito em detalhe na seção 5.1.

3.3 Convecção interna a tubos

Para o acoplamento do processo de fusão do gelo, externamente ao tubo, com o resfriamento do ar escoando internamente ao tubo, é preciso conhecer a condutividade do material da parede, sobre a qual já se tratou no parágrafo 3.1 e o coeficiente convectivo no interior dos tubos; do qual se trata a seguir. No parágrafo 5.1 se retoma a discussão do acoplamento.

A troca de calor por convecção internamente a condutos cilíndricos é bem conhecida.

No início do século passado, NUSSELT (1909) propôs a seguinte expressão para o coeficiente de troca por convecção turbulenta interna a tubos cilíndricos:

$$h=C \frac{K}{d} \left(\frac{\rho V d}{\mu} \right)^m \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^n \quad (3.16)$$

Posteriormente essa expressão se tornou mais conhecida na sua forma adimensional (o uso dos grupos adimensionais só foi proposto, pelo próprio Nusselt, em trabalho de 1915):

$$Nu=C Re^m Pr^n \quad (3.17)$$

Alguns anos mais tarde NUSSELT deduziu que os expoentes **m** e **n** deveriam ser iguais. Através de estudos experimentais com gases encontrou os valores de 0,784 e 0,85 para **m** e **n** respectivamente, concluindo que os valores eram suficientemente próximos para confirmarem sua proposta (ECKERT 1981).

Posteriormente outros pesquisadores concluíram diferentemente e determinaram experimentalmente os valores de **m** e **n** para as várias condições de escoamento.

Na prática do dimensionamento de equipamento térmico, a correlação mais utilizada é aquela proposta por DITTUS e BOELTER (1930), que no caso de aquecimento é a seguinte :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.18)$$

Para o caso de fluidos de maior viscosidade essa correlação é bastante utilizada também, mas com a introdução de um fator de correção que leva em conta a variação da viscosidade do fluido na temperatura da camada limite e no corpo do escoamento . Essa expressão é usualmente referida como a correlação de SIEDER e TATE :

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0,14} \quad (3.19)$$

As correlações acima se aplicam a condutos cilíndricos de seção não necessariamente circular (desde que utilizado um diâmetro equivalente) em regime turbulento plenamente desenvolvido. A superfície interna é considerada lisa.

Há uma interdependência entre eficiência de troca e a turbulência gerada na camada limite pela rugosidade da parede que é observada até mesmo para tubos tecnicamente lisos (WEBB 1971).

Para a *Termodinâmica dos Processos Irreversíveis* esse acoplamento sempre existe. O princípio de Onsager afirma que todos os fenômenos irreversíveis, genericamente denominados fluxos (a perda de carga e o fluxo térmico no caso) são linearmente dependentes de grandezas genericamente chamadas de forças (os gradientes de pressão e temperatura no caso), as quais podem contribuir para todos os fluxos por meio de coeficientes de acoplamento através de equações ditas fenomenológicas

Para serem considerados como fluxos, os fenômenos devem respeitar certas condições (a radiação não se enquadra nessas condições) que uma vez atendidas garantem que os coeficientes de acoplamento possam ser determinados, inclusive experimentalmente (FRANCO 1974).

WEBB (1971) obteve experimentalmente esse coeficiente de acoplamento fazendo comparecer nas correlações do coeficiente de película, o coeficiente de atrito como definido por DARCY (entre outros) e posteriormente consolidado por MOODY (1944)

No caso presente, a parede do tubo de plástico foi considerada suficientemente lisa para que a influência da rugosidade no coeficiente convectivo possa ser desprezada.

Como a viscosidade do ar é bastante baixa ($180 \mu\text{P}$ a $20 \text{ }^\circ\text{C}$) e como a diferença de temperatura entre a camada limite e o corpo do escoamento é também pequena (cerca de $10 \text{ }^\circ\text{C}$) a expressão 3.18 (sem correção de viscosidade) foi utilizada para o cálculo do coeficiente de troca interno ao tubo resultando nos valores listados na tabela 3.1.

T [C]	h [W/m ² C]		
	V=5 m/s	V = 10 m/s	V = 15 m/s
0	213	371	513
5	207	361	500
10	208	362	500
15	202	352	487
20	204	355	491

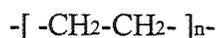
Tabela 3.1 – Valores do coeficiente de convecção interna aos tubos

Os plásticos são polímeros ditos sintéticos, em contraposição aos naturais tais como celulose, lã, borracha etc.

São compostos dos elementos C, H, O e N e portanto, classificados como polímeros orgânicos. Em alguns casos podem também incorporar Cl, F, Si, B e S.

As moléculas dos polímeros são bastante grandes e formadas pela repetição de unidades mais simples denominadas monômeros.

Assim, no caso do polietileno, a molécula pode ser representada por:



onde n é chamado o grau de polimerização (GP) .

O GP varia de molécula para molécula, de modo que o peso molecular de um polímero é um valor médio comportando valores mais ou menos dispersos em torno da média, dependendo do processo de polimerização. Essa dispersão e o GP têm efeito importante sobre as propriedades de um polímero.

Exemplificando: o polietileno de alta densidade (PEAD) tem um peso molecular cerca de 30% superior ao do de baixa densidade (PEBD) e uma condutividade térmica igualmente cerca de 40% superior (FELDMAN 1989).

Muitas vezes a polimerização se dá simultaneamente a partir de mais de um *monômero* (copolímeros) resultando num polímero de propriedades distintas das do polímero de cada monômero independentemente.

Por exemplo, o ABS é o resultado da copolimerização da acrilonitrila do butadieno e do estireno. O GRS é uma borracha artificial copolimerizada a partir do butadieno e do estireno simplesmente. Na indústria automobilística o primeiro é largamente empregado em pára-choques e o segundo em mistura nos pneumáticos.

Outras vezes na fabricação de um produto são utilizadas misturas de polímeros. As misturas, nesses casos, têm usualmente a denominação de *blendas* ou *ligas*.

Durante a polimerização ou no processamento as moléculas podem se associar linearmente ou com poucas ramificações ou podem criar ligações espaciais entre elas. O primeiro caso é característico dos materiais ditos *termoplásticos* : amolecem com o calor .

As interligações espaciais quando fracas dão origem aos *elastômeros* (borrachas). Quando mais fortes resultam nos *termofixos*.

3.4.1. Cristalização

Alguns termoplásticos podem apresentar um certo grau de cristalização.

Essa cristalização se manifesta em regiões onde as moléculas estão ordenadas. Essas regiões denominam-se *micelas* ou *cristalitos*. Uma mesma molécula pode participar de várias micelas.

A figura 3.4.1, extraída de (ALFREY 1971), ilustra o fenômeno.

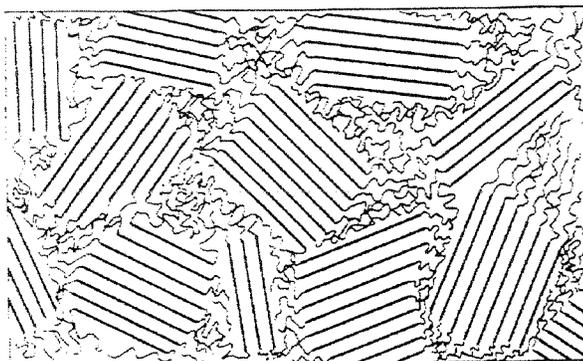


Figura 3.4.1 – Estrutura cristalina

O polietileno, mercê de sua molécula simples, regular e simétrica exibe um alto grau de cristalização, contrariamente ao PVC que é amorfo.

O grau de cristalização é resultante de variáveis termodinâmicas e cinéticas no processo de obtenção do polímero.

O mecanismo de condução térmica nos polímeros é grandemente facilitado pela presença de rede cristalina (PEREPECHKO 1980) o que explica a grande diferença entre os valores de condutividade do PE e do PVC.

3.4.3 Temperaturas características

Os corpos sólidos são classificados em vítreos ou amorfos e cristalinos. O vidro comum é amorfo, i.e., apesar de sólido à temperatura ambiente, suas moléculas não têm um arranjo regular.

Ao ser aquecido o material vítreo atinge uma temperatura na qual perde a característica de sólido e começa a exibir um amolecimento progressivo até atingir o estado francamente líquido.

Se o volume ou calor específicos for plotado nesse processo nota-se uma faixa de temperatura onde há inflexão da curva (ver figura 3.2) e que identifica a *temperatura de transição vítrea*, usualmente denominada por T_g na literatura.

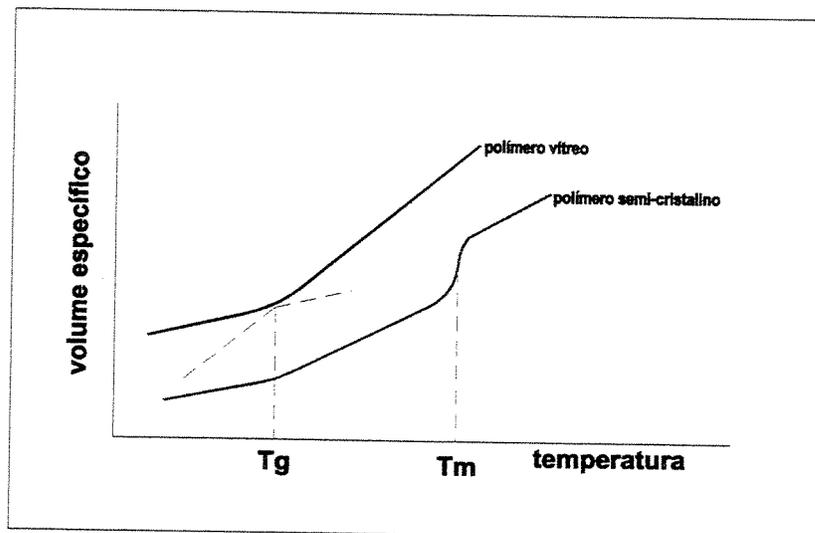


Figura 3.4.2 – Temperaturas de transição vítrea (T_g) e de fusão (T_m)

Essa temperatura (T_g) é uma variável importante para caracterizar um determinado material polimérico.

Para os plásticos cristalinos, acima de T_g , o corpo ainda apresenta solidez, mas aumentando-se a temperatura atinge-se uma faixa em que ocorre a fusão e que é usualmente denominada por T_m .

Embora sem a mesma definição, a literatura costuma atribuir também aos plásticos vítreos um valor T_m acima do qual o material se apresenta francamente liquefeito. Esse valor é usualmente encarado como a temperatura de processamento do polímero.

Os plásticos não cristalinos são utilizados à temperaturas inferiores à T_g enquanto os cristalinos acima.

A tabela 3.2 indica valores típicos dessas temperaturas para alguns plásticos (dados de MILLS 1993).

Polímero	T_g [C]	T_m [C]
Polietileno [PE]	-120	140
Poliestireno [PS]	100	--
Poli(cloreto de vinila) [PVC]	80	220

Tabela 3.2 – Temperaturas características do PE, PS e PVC

A condutividade térmica de um plástico cristalino pode ser dada por (PEREPECHKO 1980):

$$k = Ak_{cr} + (1-A)k_{am} \quad (3.22)$$

Onde :

A = grau de cristalização

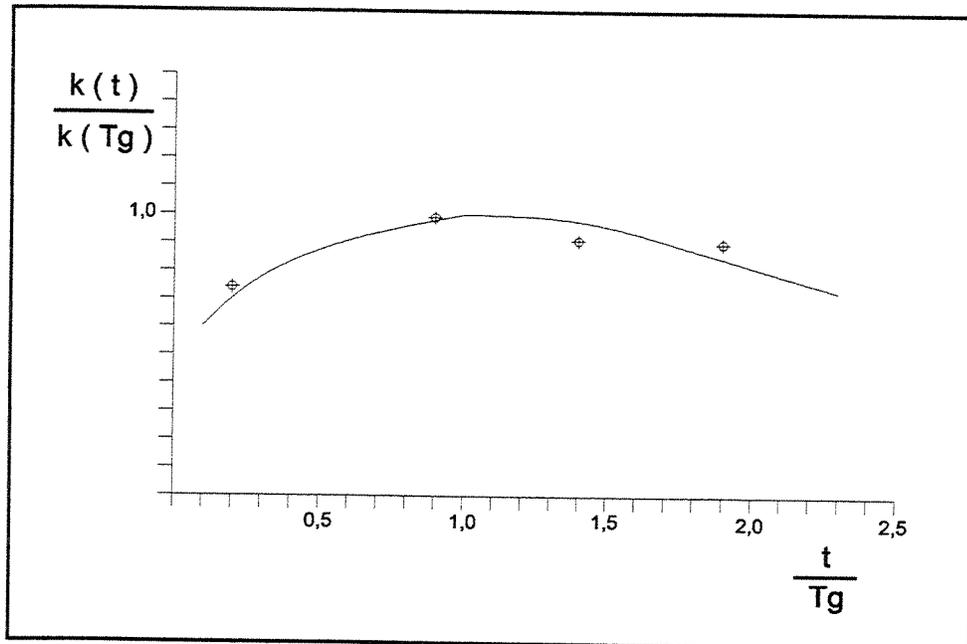
k_{cr} = condutividade da fase cristalina

k_{am} = condutividade da fase amorfa

Sendo que :

$$k_{cr} > k_{am}$$

Uma particularidade relevante é que a condutividade dos polímeros amorfos cresce com a temperatura até a transição (T_g) ; daí em diante se reduz como mostrado na figura 3.4.3. Na figura, os pontos marcados são dados experimentais para o PVC.



**Fig. 3.4.3 – Condutividade dos polímeros amorfos
(Redesenhado de: GRISKEY 1993)**

Recorde-se que os plásticos amorfos são usualmente utilizados a temperaturas inferiores à de transição.

Já para muitos dos polímeros cristalinos, polietileno, por exemplo, a condutividade na faixa de utilização é decrescente com a temperatura como mostra a figura 3.4.4.

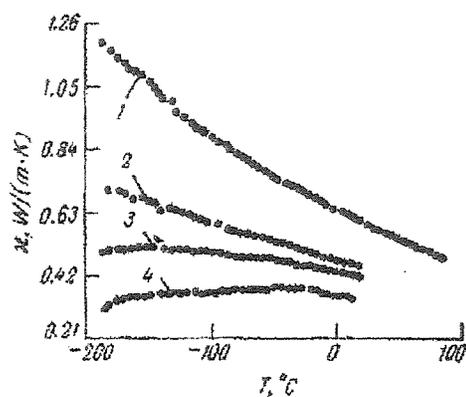


Fig. 3.4.4 – Condutividade do polietileno de várias densidades
(de: PEREPECHKO 1980)

Capítulo 4

Procedimento experimental

4.1 Determinação da condutividade

Como justificado nos parágrafos 2.1 e 2.2, procedeu-se à determinação experimental da condutividade do material estudado, adotando-se para tal o método da condução radial.

Foram construídos corpos de prova com os tipos de tubos a considerar, como mostrados na figura 4.1.

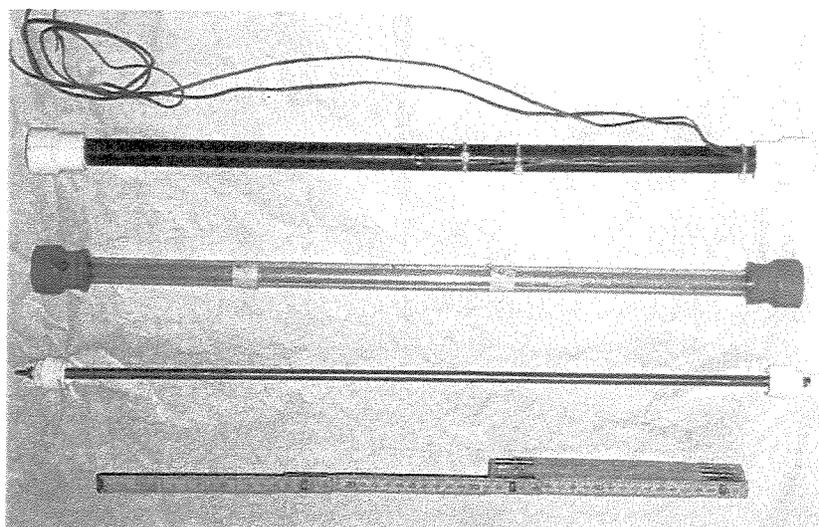


Figura 4.1 – Corpos de prova para a determinação da condutividade

O comprimento foi adotado da ordem de 500mm conforme recomendação das normas. Esse comprimento resultou ser da ordem de 20 vezes o diâmetro dos tubos ensaiados, acima portanto, da recomendação de TYE (1969) para que se despreze o efeito das extremidades .

O arranjo não previu a utilização de aquecedores de proteção nas extremidades; essas além de construção mais espessa foram dotadas de isolamento térmico substancialmente maior.

Além disso, as extremidades do aquecedor não eram ativas (desprovidas de resistência) de modo que só se aqueciam por condução axial na bainha.

O espaço entre a resistência de aquecimento e a parede interna do tubo foi preenchido com material inerte (areia) para homogeneizar a distribuição de calor.

Para reduzir e equalizar eventuais efeitos de radiação e convecção, o tubo foi isolado externamente com uma luva de espuma de poliuretana .

O aquecedor foi alimentado com corrente alternada de tensão variável (Variac) e essa ajustada para que a temperatura média da parede do tubo atingisse os valores nos quais se determinou a condutividade.

A potência fornecida foi inferida pela medição da tensão de alimentação e da resistência elétrica do aquecedor a qual foi previamente determinada com precisão de centésimo de Ohm .

Foram medidas as temperaturas ambiente e a das paredes interna e externa dos tubos .

Nas medidas com temperatura de parede baixa , toda a montagem foi inserida em um congelador sendo neste caso medida também a temperatura interna do mesmo.

Para a medida da temperatura foram utilizados termopares de cobre-constantan (tipo T na classificação da ISA) colados à superfície do tubo com adesivo do mesmo material dos tubos. Os termopares foram conectados a um medidor-registrador com precisão de décimo de grau Celsius.

Para a medida da tensão de alimentação do aquecedor foi utilizado um multímetro digital marca MINIPA modelo ET-3200 com precisão de décimo de Volt.

A figura 4.2 mostra um esquema da instalação.

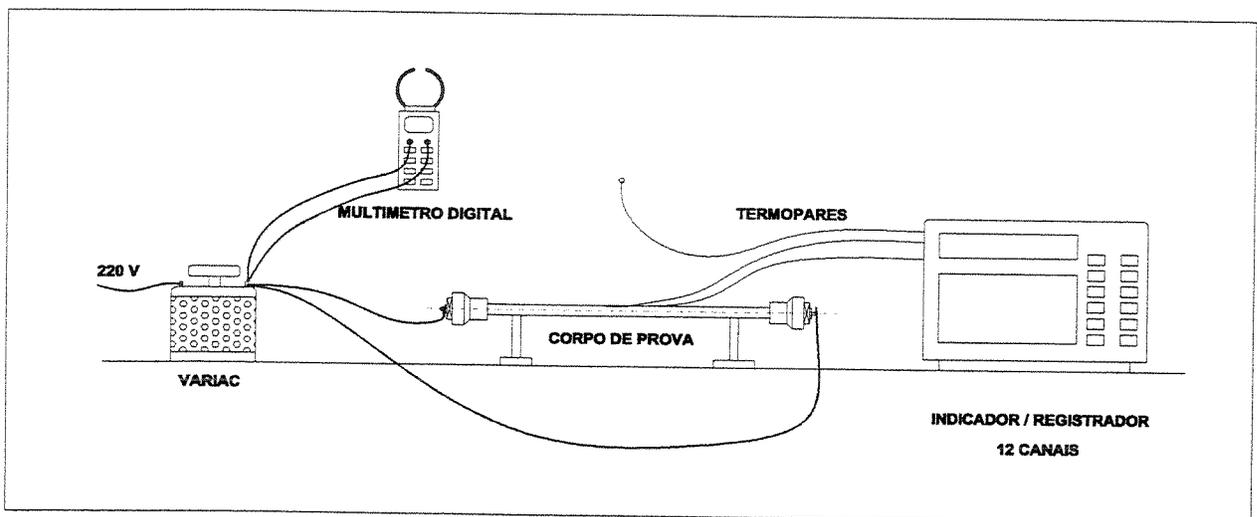


FIGURA 4.2 – Instalação para a medida da condutividade

4.2 Análise da precisão do método

A incerteza no valor de uma grandeza obtida a partir da medida de vários parâmetros pode ser dada pelas derivadas parciais da expressão da grandeza em relação a esses parâmetros (ISMAIL 2000).

$$dy = \frac{\partial y}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial y}{\partial x_2} dx_2 + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_n} dx_n \quad (4.1)$$

Para o caso da condutividade medida pelo método acima descrito a expressão da incerteza resulta da diferenciação da expressão 3.8 obtendo-se (TYE 1969) :

$$|e_k| = \left| \frac{\Delta k}{k} \right| = 2 \left| \frac{\Delta V}{V} \right| + \left| \frac{\Delta R}{R} \right| + \left| \frac{\Delta r_1}{r_1 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \right| + \left| \frac{\Delta r_2}{r_2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \right| + \left| \frac{\Delta L}{L} \right| + \left| \frac{\Delta (T_1 - T_2)}{T_1 - T_2} \right| \quad (4.2)$$

Com a metodologia empregada e descrita no parágrafo 4.1 as incertezas nas medidas dos parâmetros são como descritas abaixo.

TENSÃO – Medida com multímetro digital com precisão de décimo de Volt .

$$\Delta V = 0,1$$

$$\text{Valor típico} = 10 \text{ V}$$

RESISTÊNCIA – Aferida com precisão de centésimo de Ohm .

$$\Delta \Omega = 0,01 \Omega$$

$$\text{Valor típico} = 100 \Omega$$

RAIOS – Medidos com paquímetro digital com precisão de centésimo de mm , entretanto de ponto para ponto verificou-se variação no corpo de prova de até 0,2 mm.

$$\Delta r = 0,2 \text{ mm}$$

$$\text{Valor típico} = 10 \text{ mm}$$

COMPRIMENTO AQUECIDO – Medido com trena milimetrada

$$\Delta L = 0,5 \text{ mm}$$

$$\text{Valor típico} = 500 \text{ mm}$$

DIFERENÇA DE TEMPERATURA – Medida com indicador-registrador com precisão de décimo de grau.

$$\Delta T = 0,1 \text{ C}$$

$$\text{Valor mínimo} = 1,5 \text{ C}$$

A repetibilidade do termopar foi considerada muito maior que a precisão do indicador/registrator (ARAUJO FILHO 1999).

Com esses valores a expressão 4.2 indica uma incerteza de **29%** para os valores determinados para a condutividade.

As determinações foram feitas em apenas um corpo de prova de cada material . A variação dimensional foi levada em conta na especificação da incerteza da medida dos raios, como mencionado acima. A variação em outros atributos tais como composição , densidade etc. estima-se que seja menos relevante.

Os parâmetros preponderantes para a incerteza são o diâmetro do tubo e a diferença de temperatura.

Embora um tubo de diâmetro maior pudesse reduzir sensivelmente a incerteza, procurou-se ensaiar uma dimensão próxima da que seria utilizada.

Diferenciais de temperatura mais elevados também melhorariam a precisão, mas algumas medidas foram tomadas a temperaturas na parede do tubo já próximas do limite suportável pelo material.

De fato, durante as medidas um corpo de prova (e todas as medidas até então já tomadas) foi perdido por danos causados por temperatura excessiva.

Efeitos devidos a variáveis não explicitadas no modelo , muitas vezes chamados *sistemáticos*, não foram levados em conta.

Entre esses o mais relevante no caso da medida da condutividade é a resistência de contato entre o corpo de prova e o termopar (ASTM 1997)

Para minimizar essa resistência à ponta dos termopares foi dada uma conformação achatada pela adição de solda de estanho de modo a apresentar uma área de contato mais ampla com a parede do tubo, facilitando também a colagem com adesivo do próprio material.

Outros efeitos seriam : excentricidade na posição do aquecedor, não uniformidade da dissipação no comprimento, não homogeneidade do material, oscilação da rede, etc.

Embora todo o empenho tenha sido exercido para obter-se condições estáveis durante o período de medição (uma hora) isso nem sempre foi conseguido . A principal oscilação ocorreu na temperatura ambiente, dada a longa duração das medidas. A incerteza experimental tipo B (BIPM 1998) foi calculada para cada série de medidas e acha-se indicada no gráfico por segmentos de reta. Procurou-se mantê-la sempre substancialmente inferior à precisão do método acima calculada.

A incerteza no valor da condutividade (29% como calculada acima) está acima da usual na determinação de propriedades físicas, entretanto, para os objetivos deste estudo está adequada e não justificaria um refinamento do método neste estágio.

4.3 Resultados

A seguir apresentam-se os valores da condutividade em função da temperatura obtidos para dois tipos de tubos comerciais de PVC : o transparente e o preto, normalmente utilizado como eletroduto.

A escolha procurou considerar produtos que provavelmente teriam a maior variedade possível de aditivos.

Sobre o gráfico se marca também o valor informado por um fabricante (TIGRE 1999) para tubos de distribuição predial de água.

As tabelas com as variáveis medidas durante o ensaio estão apresentadas nos anexos A.I e A.II.

Para efeito deste trabalho será considerada a utilização do tubo preto.

Uma regressão linear (pelo método dos mínimos quadrados e com nível de confiança de 95%) dos valores medidos fornece a seguinte expressão para a condutividade em função da temperatura:

$$k = 0,054398 + 0,000117 T \quad (4.3)$$

O intervalo de interesse para o presente estudo é, aproximadamente, 0 a 20 C . O valor da condutividade nessas temperaturas resulta :

$$k(0) = 0,054398$$

$$k(20) = 0,056738$$

Dado o nível de incerteza dos dados da correlação pode-se considerar, para efeito deste estudo, um valor constante para a condutividade do tubo de :

$$k = 0,056 \text{ [W/m C]}$$

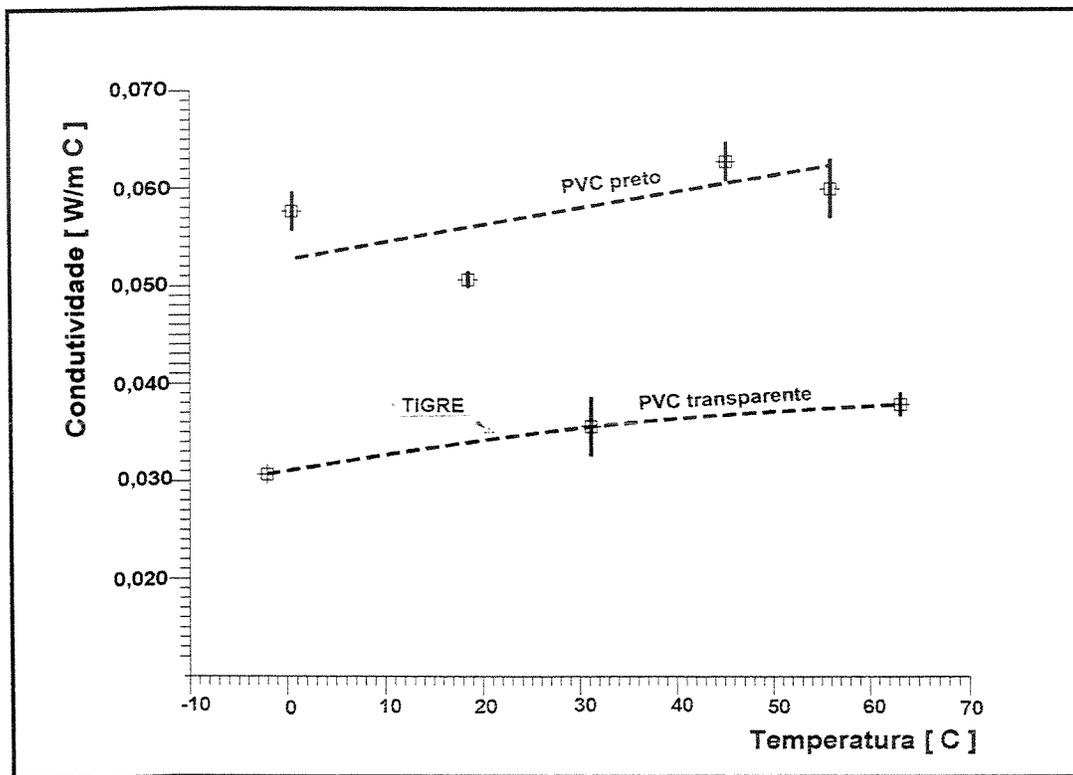


Figura 4.3 – Condutividade do material dos tubos

Capítulo 5

Desempenho do acumulador

Neste capítulo analisa-se o desempenho do acumulador através dos parâmetros de um tubo; a capacidade desejada será conseguida com o agrupamento de um numero adequado de tubos (ver figura 6.1)

Recorde-se que o comportamento de um feixe é dependente de fenômenos não contemplados no modelo (ver seção 2.3) de modo que essa extrapolação é consistente e provavelmente conservativa.

5.1 Modelo numérico

No trecho entre o tubo e a frente de degelo vale a equação 3.15 que poderia ser colocada em termos de diferenças finitas e resolvida, numericamente, passo a passo, através da parede do tubo e de toda a massa de água.

No presente trabalho, entretanto, será utilizado um modelo global como discutido a seguir.

A redução da temperatura do ar esperada no equipamento é da ordem de 10 K. Assim se o comprimento dos tubos for dividido em 6 elementos a diferença de temperatura extrema no elemento será da ordem de 1,5 K e será razoável considerá-la constante e igual à média em cada

elemento. Deste modo estaria garantida, em cada elemento, uma condição de contorno como já discutido no parágrafo 3.2.

Tratando-se de ar em escoamento nas velocidades consideradas (ver tabela 3.2) o regime francamente turbulento se desenvolve num trecho muito curto, de modo a ser razoável considerá-lo permanente e constante em toda a extensão dos tubos com o valor de Nu dado pela expressão 3.18 e os valores de h mencionados no parágrafo 3.3. Ademais, para valores de Reynolds elevados, como é o caso, o valor médio na entrada é equivalente ao valor em regime desenvolvido.

ABUGDERAH e ISMAIL (1999) compararam numericamente a solidificação de parafina com o uso de líquido em um mesmo termo-acumulador tubular considerando as condições de regime permanente e desenvolvido como acima e com o escoamento do líquido acoplado ao processo de solidificação pela equação da energia; não encontraram diferença significativa.

Para evitar a existência de dois domínios diferentes onde prevaleça a condução e a convecção (a parede do tubo e a película de ar), pode-se acoplar a convecção junto à superfície interna com a condução através da parede do tubo por meio da soma harmônica ponderada das respectivas condutâncias como feito no mesmo trabalho acima citado.

Na ausência de condução axial e admitindo-se que não haja acumulação de energia na massa degelada, pode-se incluir a camada líquida na soma, resultando num coeficiente global que abrange desde o escoamento interno ao tubo até a interface de fusão.

Com essas considerações as condições de contorno dadas pelas equações 3.10 e 3.11 referem-se à mesma interface e podem ser igualadas, resultando na equação :

$$h (T_0 - T) = \rho \lambda \frac{dr_f}{dt} \quad (5.1)$$

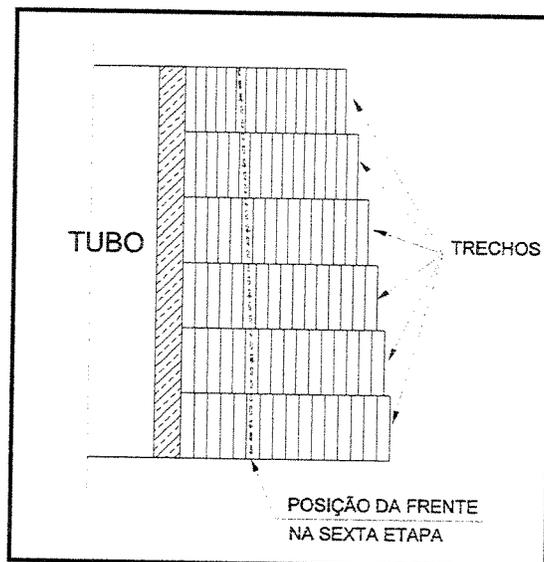
Na direção radial a progressão da frente de fusão pode ser imposta para o primeiro elemento em passos (dr_f na equação 5.1) arbitrados e a respectiva duração de cada passo determinada. Para os demais elementos a progressão será aquela resultante da fusão isócrona com o primeiro.

O número de passos será o necessário para perfazer um tempo total de degelo da ordem de 180 minutos como discutido na seção 2.3.

Para efeito do cálculo os elementos na direção do fluxo de ar são chamados de *trecho*. Assim o modelo tem 6 trechos.

Os elementos analisados num mesmo tempo são chamados de *etapa*. O modelo terá tantas etapas quantas forem necessárias para cobrir a duração do degelo.

A figura 5.1 ilustra o modelo (sem escala).



**Fig. 5-1 Modelo para cálculo do desempenho
(sem escala)**

5.2 Metodologia

Foi assumido um comprimento de tubo de 600 mm o qual, para efeito de cálculo foi dividido em seis trechos de 100 mm, dentro dos quais se trabalhou com valores médios para as propriedades.

O diâmetro do tubo utilizado foi 16,4mm , com parede de 2,2 mm de espessura.

O cálculo é feito tendo a vazão do ar no tubo e a temperatura de entrada como parâmetros.

Inicialmente se impõe a posição da interface de degelo e calcula-se o calor liberado correspondente. Para o primeiro trecho consideraram-se camadas de 1 mm de espessura.

A seguir se calcula a taxa global de transferência de energia através da película convectiva interna, da resistência da parede e da espessura da camada de água degelada, como discutido no parágrafo 5.1.

Com esse valor obtêm-se o tempo de duração dessa etapa de degelo, com o qual é possível verificar a temperatura do ar na saída do trecho.

Para os próximos trechos esses valores (tempo da etapa e temperatura de saída do ar) são dados de entrada; a partir deles se calcula iterativamente a espessura degelada e a temperatura de saída do ar do novo trecho.

A lógica do processo de cálculo acha-se ilustrada no diagrama da figura 5.2 .

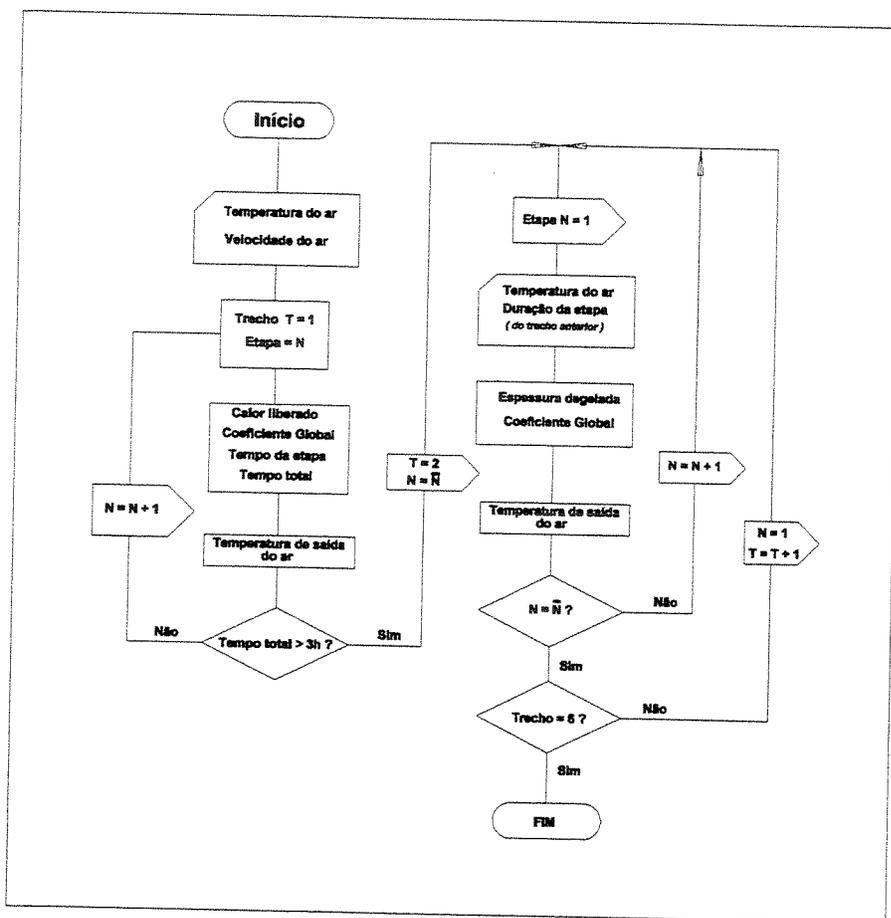


Figura 5.2 – Diagrama lógico do cálculo numérico

No diagrama vê-se que o cálculo é desenvolvido em dois *loops* iterativos. O primeiro que tem como contador o numero de etapas (\tilde{N}) no primeiro trecho. O segundo que calcula os outros cinco trechos tendo como contadores o numero de etapas e o numero do trecho (T).

As propriedades do gelo, água e ar utilizadas no cálculo, foram obtidas da literatura.
Foram usados os seguintes valores :

$$\text{Densidade do gelo [kg/m}^3 \text{]} = 916,88$$

$$\text{Calor latente gelo-água [kJ/kg]} = 333,40$$

$$\text{Condutividade térmica da água [kW/m K]} = 5,7 \times 10^{-4}$$

$$\text{Calor específico da água [kJ/kg K]} = 4,2221$$

$$\text{Difusividade térmica da água [m}^2\text{/s]} = 1,36 \times 10^{-7}$$

$$\text{Calor específico do ar [kJ/kg K]} = 1,00$$

$$\text{Densidade do ar [kg / m}^3 \text{]} = 1,293 \text{ (a } 273 \text{ K)}$$

$$\text{Viscosidade do ar [cP]} = 0,0018 \text{ (à } 293 \text{ K)}$$

5.3 Resultados

A tabela do anexo AIII mostra o resumo dos dados de desempenho calculados para dois valores de taxa de massa de ar : 7,5 e 5,0 kg/h e para temperatura de entrada de 25 °C.

No que se segue far-se-á referência aos dados dessa tabela.

5.3.1 – Posição da frente de degelo

Verifica-se que na entrada do primeiro trecho a espessura da camada degelada, ao fim das três horas de operação, atingiu aproximadamente 10 mm, para as duas taxas de massa de ar consideradas.

A figura 5.3.1 ilustra a progressão da interface em função do tempo

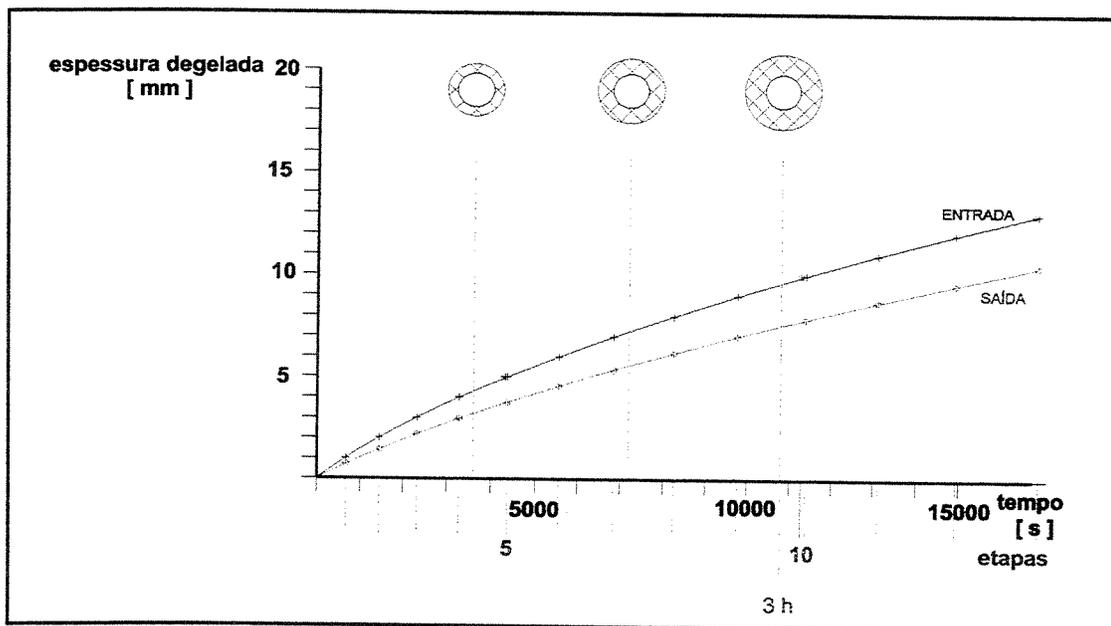


Figura 5.3.1 – Progressão da camada degelada

Os dois traços junto à indicação da décima etapa mostram a posição da frente para as duas taxas de massa. As duas curvas são praticamente coincidentes, ou seja, o efeito convectivo interno ao tubo é desprezível face à resistividade da parede do tubo e da camada degelada.

5.3.2 – Recuperação e temperatura do ar

Na figura 5.3.2 é mostrada a energia recuperada por todo o tubo em função do tempo. Apenas uma curva representa a recuperação para as duas taxas de massa de ar como já discutido.

Nota-se que, analogamente ao discutido no parágrafo 2.3, a correlação é substancialmente linear.

Conseqüentemente, a redução da temperatura do ar é também substancialmente constante, como se vê das curvas superpostas ao mesmo gráfico.

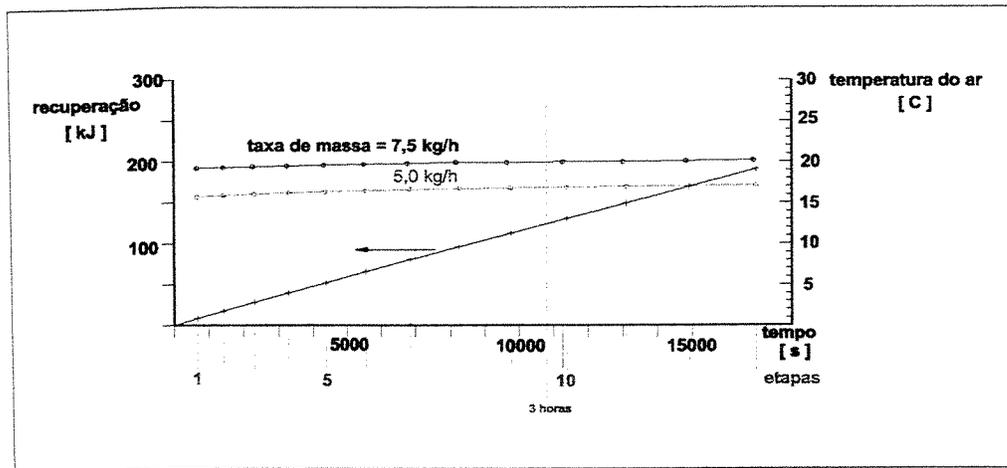


Figura 5.3.2 – Recuperação e temperatura de saída do ar

As mesmas variáveis são também mostradas na figura 5.3.3, para um período de degelo de três horas e em função do número de trechos.

Esse gráfico permite prever o comprimento de tubo requerido para atingir uma determinada temperatura de ar.

Aqui também a recuperação para as duas taxas de massa de ar é representada pela mesma curva.

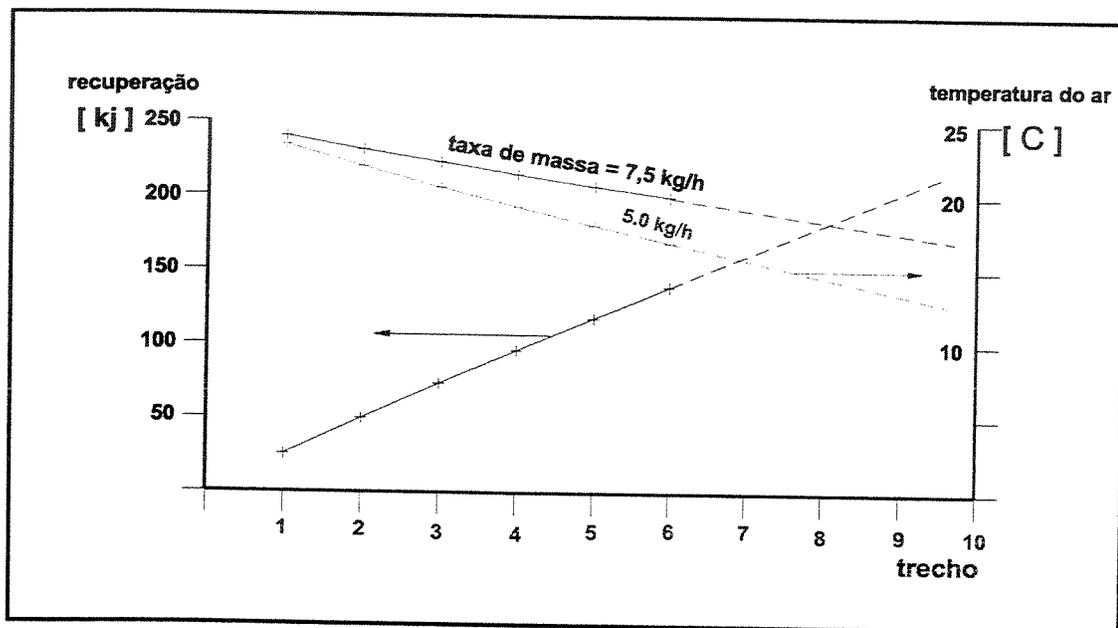


Figura 5.3.3 – Recuperação e temperatura do ar em função do número de trechos

5.3.3 – Comparação com a literatura

Para comparar com os resultados apresentados na literatura (HO e CHEN – 1986) foi simulado um tubo das mesmas dimensões do utilizado pelos autores, porém com as mesmas condições de transferência do modelo.

Os dados resultantes da simulação acham-se no Anexo V.

Ressalve-se que os dados não são inteiramente comparáveis porque o modelo não contempla acumulação de energia na massa líquida, não leva em conta o efeito convectivo externo ao tubo e tampouco se desenvolve a Ste constante.

A figura 5.3.4 é a mesma figura do trabalho citado (reproduzida na figura 2.3.3) acrescida dos valores calculados com o modelo.

Nota-se que há razoável concordância entre os valores dos dois casos na faixa de operação considerada.

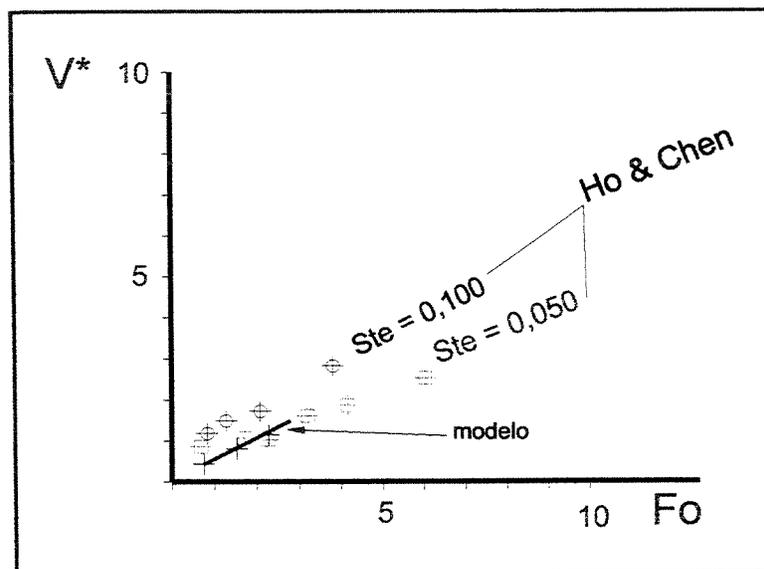


Figura 5.3.4 – Comparação com a literatura

Para melhor visualização da comparação, a figura 5.3.5 mostra graficamente a posição da frente de degelo nos dois casos.

Ressalte-se que os dados foram levantados das ilustrações do trabalho impresso (ver figuras 2.3.1 e 2.3.2) e, portanto estão afetados de grande imprecisão.

Os valores de Fo e V^* obtidos dessa comparação estão também plotados na figura 5.3.4.

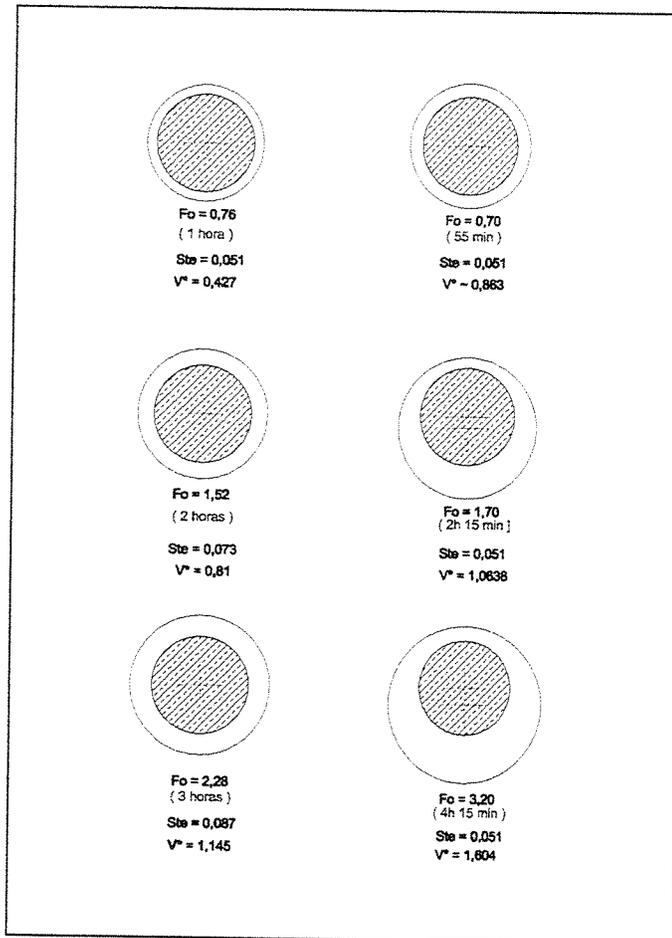


Figura 5.3.5 – Comparação da posição das frentes de fusão

5.4 – Emprego de tubo metálico

Como ressaltado na seção 1.2, a seguir faz-se também uma análise de um acumulador com tubos metálicos.

Como material considerou-se tubo de cobre extrudado e trefilado de 22 mm de diâmetro externo conforme norma **NBR - 13206** com espessura de parede de 1,1 mm (Classe I da norma).

Para a condutividade adotou-se um valor médio na faixa de temperatura de operação (20 °C) de $380 [W / m K]$ (DELAVAL – 1983).

Apenas uma taxa de massa de ar foi considerada, cerca de 20 kg/h. Para o diâmetro considerado esse valor é equivalente aos 7,5 kg/h nos tubos de plástico.

Os resultados acham-se apresentados nas figuras 5.4.1 e 5.4.2, as quais são equivalentes às 5.3.1 e 5.3.2 para os tubos de plástico. Os dados resultantes da modelagem que deram origem a esses gráficos estão no Anexo IV .

Verifica-se que foi atingida uma espessura da camada degelada, ao fim das 3 horas, de cerca de 23 mm na entrada do tubo. Nesse mesmo prazo a liberação foi de cerca de 550 kJ .ou seja, cerca de 4 vezes mais que para o tubo de plástico.

Como a massa de gelo requerida para a capacidade desejada é constante e como as eficácias volumétricas são semelhantes (ver equação 6.2) não haverá redução substancial no tamanho do equipamento em função do uso de tubo metálico, apenas uma menor quantidade de tubos e a conseqüente maior simplicidade.

Recorde-se que, por outro lado, o processo de manufatura do equipamento metálico é mais caro que o de plástico embora mais confiável.

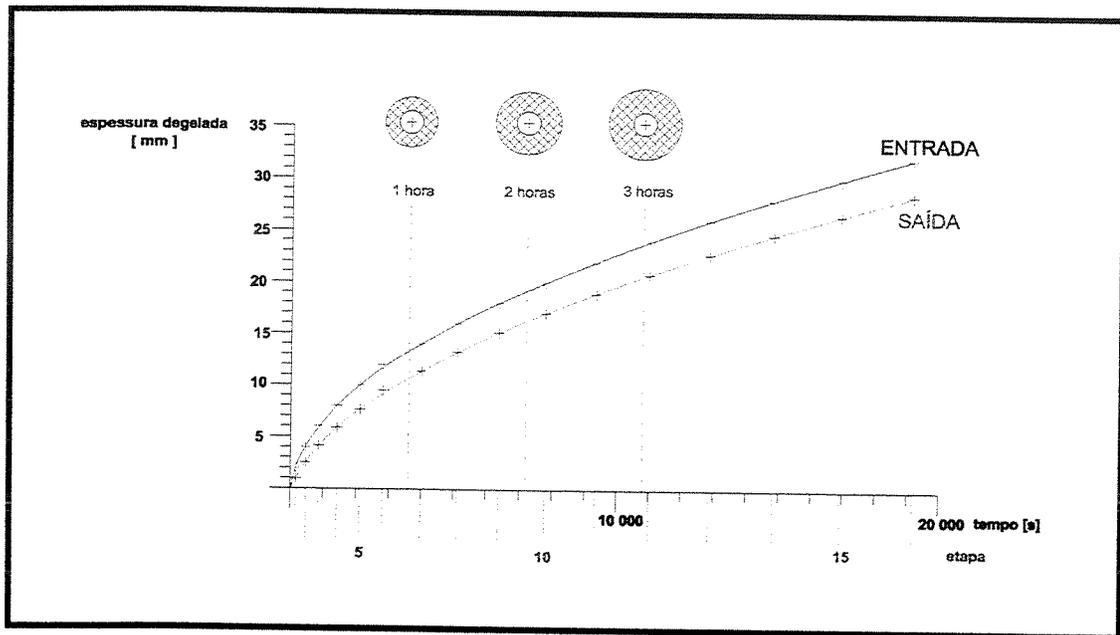


Fig. 5.4.1 – Progressão do degelo para tubo de cobre

Quanto à temperatura (figura 5.4.2), observa-se que a partir da primeira hora a maior impedância da camada de água degelada faz com que o equipamento responda de modo análogo ao de tubo de plástico (temperatura substancialmente constante), entretanto, na primeira meia hora, a temperatura do ar extremamente baixa pode requerer cuidados especiais no controle de operação.

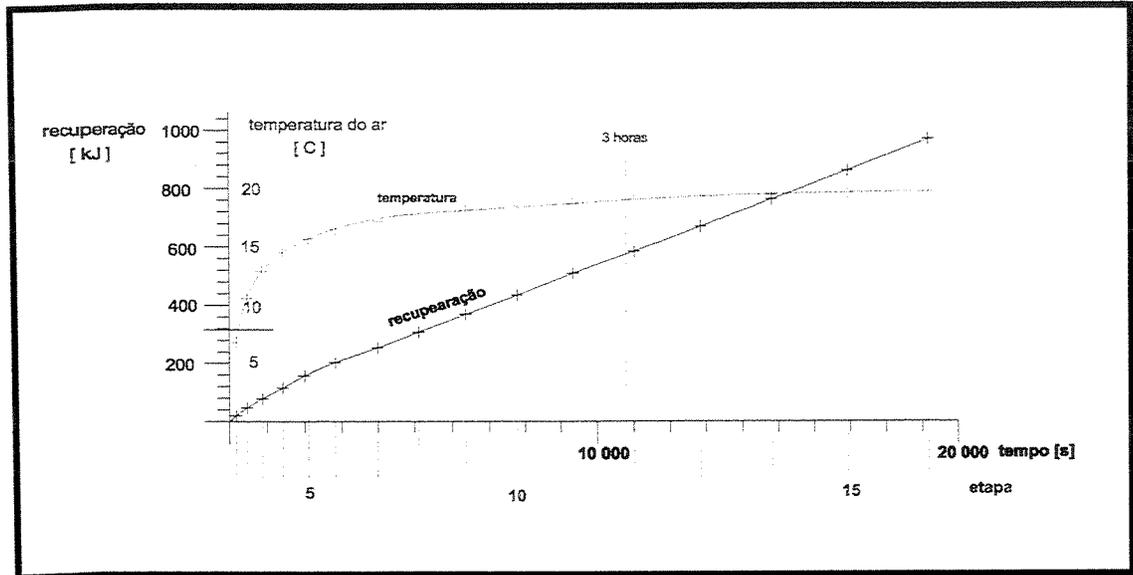


Fig. 5.4.2 – Recuperação e temperatura para o tubo de cobre

Pode-se ainda comparar a eficácia na utilização do volume do equipamento para o processo de recuperação através da seguinte relação:

$$E(3h) \cong \frac{V^* d_2^2}{5 r_1^2} \quad (5.2)$$

Onde :

r_1 = posição da frente de fusão do trecho 1

d_2 = diâmetro externo do tubo

V^* = Volume degelado. Ver figura 2.3.3

Com os valores dos anexos III e IV resulta :

$$E(pvc) = 0,62$$

$$E(cu) = 0,70$$

Desse ponto de vista, o cobre apresenta vantagem.

5.5 – Dimensionamento

Da figura 5.3.2 têm-se que aproximadamente 135 kJ são recuperados por tubo ao final do período de degelo. Para que se recuperem os 23000 kJ desejados (ver Capítulo 1) serão necessários, portanto, cerca de 170 tubos.

Esses tubos e os respectivos volumes de gelo no início da operação, bem como os tubos do circuito frigorífico, podem ser acomodados numa área com dimensões aproximadas de 650 por 350 mm .

As dimensões foram escolhidas para que a redução do pé direito do ambiente pelo equipamento não seja excessiva. Como referência tomou-se o equipamento da figura 1.3.

Há duas possibilidades de emprego previstas para o equipamento: em linha numa instalação centralizada ou autônoma como unidade interna de um sistema *split*.

A segunda é mais crítica no que diz respeito a dimensões, e por conseguinte, é a aqui contemplada.

A unidade instalada no teto receberia o ar ambiente pela extremidade junto à parede e insuflaria o ar resfriado frontalmente pela outra extremidade.

A figura 6.1.1 mostra uma vista de conjunto do equipamento.

No caso de uma de instalação *em linha*, não haveria o módulo do filtro e nem o do ventilador; a unidade seria diretamente acoplada à rede de dutos de modo semelhante ao mostrado na figura 1.3

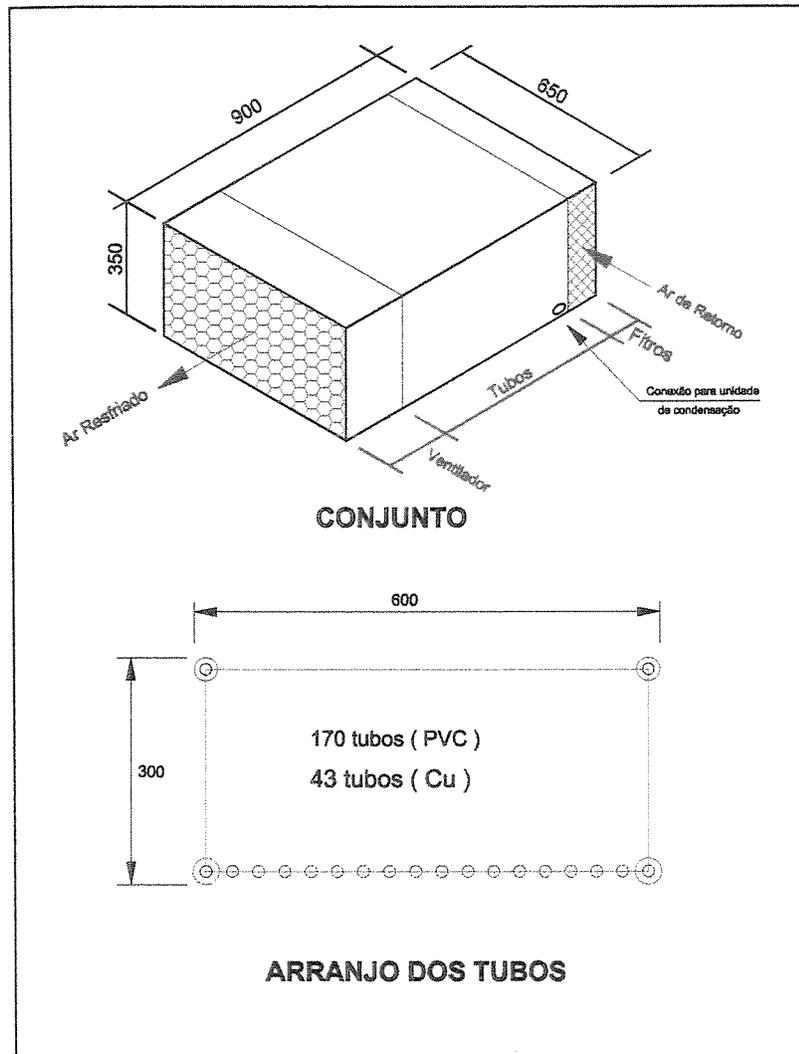


Figura 6.1 – Desenho do equipamento

5.6 – Comparação com equipamentos comerciais

A tabela 5.1 compara os dados referentes a um aparelho de ar condicionado de janela e os da unidade interna de um equipamento *split* de capacidade semelhante ao modelo estudado.

Os valores e preços são os constantes de informações ao consumidor de varejo.

As maiores dimensões do modelo ainda parecem aceitáveis, principalmente no caso em que o equipamento puder ser instalado acima de um forro falso.

A estimativa detalhada do custo eventual do protótipo não é escopo do trabalho nesta fase. O custo dos tubos, apesar da grande quantidade requerida (cerca de 100 m) não é excessivo devido ao baixo preço unitário do tubo de PVC e ademais é inferior ao custo dos tubos necessários para a alternativa em cobre, para a qual são necessários aproximadamente 25 metros.

O preço listado para a unidade *split* é para o equipamento completo, i.e., unidade externa (condensadora) e interna. Esse tipo de equipamento parece ser o melhor paradigma de comparação com o modelo estudado.

Com base nos preços de unidades *multi-split* pode-se estimar que o preço da unidade interna seja da ordem de 50% do preço da unidade completa; chega-se então a um valor de R\$ 1000,00 para a unidade interna. Esse deveria ser o valor a ser perseguido no projeto do equipamento proposto. Em igualdade de custos a capacidade de termo-acumulação se contraporá às maiores dimensões e consumo.

Nas unidades comerciais de maior porte, o consumo específico na fase de carregamento do banco é cerca de 20 ~30% maior que no modo de condicionamento. Em primeira estimativa deve-se esperar aumento semelhante no consumo do modelo proposto.

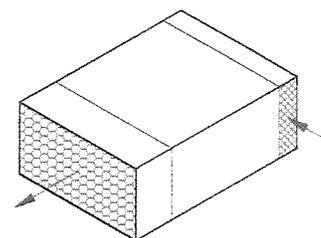
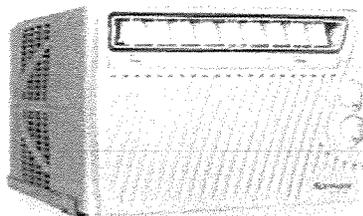
Uma outra comparação que pode ser feita é com um sistema de acumuladores elétricos (*no-break*) para acionamento do condicionador convencional em emergência.

Um Inversor/carregador para 1,75 KW e 12-115 V custa cerca de R\$ 2500,00. Suas dimensões são aproximadamente : 410 x 240 x 80 mm

Para o acionamento do condicionador por 3 horas seriam requeridas 3 baterias com capacidade de 90 Ah cada @ 12 V e que custariam cerca de R\$ 200,00 cada. As dimensões do banco seriam : 500 x 200 x 430 mm.

O preço das baterias será substancialmente maior se elas forem especificadas seladas para instalação interna ao prédio ou em local sem ventilação específica.

Os dados dessa opção estão também listados na tabela 5.1



<u>Unidade de janela</u>	<u>Unidade Split (interna)</u>	<u>Modelo</u>
7500 BTU	9000 BTU	7700 BTU
L = 470 mm	L = 780 mm	L = 650 mm
A = 320 mm	A = 240 mm	A = 350 mm
P = 590 mm	P = 170 mm	P = 900 mm
W = 30 kg	W = 10 kg	W = 150 kg
Ar = 350 m ³ /h	Ar = 390 m ³ /h	Ar = 700 m ³ /h
R\$ ~ 650,00 (ciclo completo)	R\$ - 2100,00 (uni. Interna e externa)	R\$ - 65,00 (só tubos PVC) R\$ - 175,00 (só tubos de cobre)
Consumo = 1220 W	1000 W	~ 1300 W

Acumulação elétrica :

Dimensões L = 410 A = 80 P = 240 mm (inversor/carregador)
 L = 500 A = 200 P = 430 mm (baterias)

Preço = R\$ 3100,00

Tabela 5.1 – Comparação de desempenho e preços

Capítulo 6

Conclusões

Em relação ao proposto no parágrafo 1.2 pode-se concluir que é viável a construção do termo-acumulador para as condições ali estabelecidas.

Como todo equipamento térmico de plástico, a área de troca requerida para o serviço é grande quando comparada com a de tubos metálicos, entretanto o baixo custo do material e a relativa facilidade de construção tornam a opção plausível.

A alta impedância térmica dos tubos se traduz em características operacionais distintas para o equipamento: maior vazão e menor diferencial de temperatura do ar. Isso facilita a distribuição e o controle da insuflação, entretanto, para grandes instalações pode ser uma penalização importante no que diz respeito à potência dos ventiladores e custo da rede de distribuição (se instalado em série no sistema).

Para as condições de operação preconizadas em 1.2 , entretanto, a solução parece merecer estudos experimentais posteriores com a construção de protótipo.

Capítulo 7

Sugestões para trabalho futuro

7.1 – Protótipo

Como mencionado no Capítulo 1, a seqüência natural deste trabalho será a construção de um protótipo,

Para a realização do protótipo deverá ser analisada também a etapa de formação de gelo (carregamento) com o dimensionamento do circuito frigorífico correspondente e a verificação da integridade do aparelho.

O desempenho para outras condições do ar, inclusive levando em conta sua qualidade higroscópica, deverá também ser verificado.

Poderia ser estudada também a operação do armazenador em condições de inverno, com o circuito frigorífico operando em ciclo reverso e aquecendo a água.

O circuito de ventilação deverá ser estudado para a especificação dos ventiladores.

Em bancada deverão ser medidas as características de desempenho do acumulador, tempos de armazenamento e recuperação, temperaturas de entrada e saída do ar, as quais serão comparadas com as determinadas pelo modelo de cálculo.

Outro aspecto a ser analisado é o efeito sobre a qualidade do ar interno, tanto do ponto de vista operacional quanto construtivo. A presença de um certo volume de água dentro do ambiente condicionado poderia gerar contaminação biológica.

As características de alto volume de ar e baixo diferencial de temperatura poderá resultar em melhores condições de conforto. Estas poderiam ser avaliadas experimentalmente com o protótipo instalado em ambiente de teste ocupado por um painel de jurados.

O sistema de controle também deverá ser abordado. A característica de alta impedância térmica do modelo torna necessário analisar a aplicabilidade do sistema usual de controle desse tipo de aparelho, baseado na taxa de ventilação.

Outra característica que poderia ser quantificada é a emissão de ruído. A massa elevada e o material construtivo relativamente mais resiliente pode ser um diferencial positivo para o modelo no que diz respeito a esse item

7.2 – Termo acumulação dispersa na estrutura das edificações

Muitas vezes as instalações de ar condicionado de auditórios e teatros resultam ruidosas para a apresentação de certos tipos de espetáculo. Frequentemente a deficiência é contornada operando a unidade antecipadamente com um *set-point* de temperatura mais baixo e desligando-a durante a função.

O expediente efetivamente está utilizando a acumulação na estrutura como descrita na seção 2.4.2, mas sem qualquer base quantitativa para tal.

Os programas de simulação de balanço energético de edificações tampouco levam essa possibilidade em consideração (CRAWLEY – 2000) .

Assim, parece promissor desenvolver estudos nessa área.

No caso da acumulação direta na laje como mostrada nas figuras 2.4.1 e 2.4.3, é particularmente importante dispor de ferramentas para fazer essa análise ainda na fase de projeto do edifício, pois certos tipos construtivos usuais no país (lajes pré-moldadas) incorporam vazios que inviabilizariam a acumulação.

Referências bibliográficas

- Abugderah, M. e Ismail, K.A.R., *Analysis and pre-calculation of a PCM thermal storage system*, in: XV Congresso brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindoia, S.P., 22-26 novembro, 1999.
- Alfrey, T., *Polímeros orgânicos* – Editora Edgar Bloecher Ltda., São Paulo, 1971
- Araujo Filho, B.S., *Projeções do desvio de calibração e estudo da confiabilidade de termopares*. Campinas: FEM, UNICAMP. Tese (doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas, 1999.
- ASTM American Society for Testing and Materials, EUA, *C 335*: Test method for steady-state heat-transfer properties of horizontal pipe insulation, 1995, 11 p.
- ASTM American Society for Testing and Materials, EUA, *D 5930*: Test method for thermal conductivity of plastics by means of a transient technique, 1997, 5 p.
- ASTM American Society for Testing and Materials, EUA, *C 177*: Standard Test Method for steady state heat flux measurement and thermal transmission properties by means of guarded hot plate apparatus, 1997, 22 p.
- Bathelt, A.G. et all Latent heat-of-fusion energy storage: Experiments on heat transfer from cylinders during melting. *Journal of Heat Transfer*, New York, vol.101, p453-458, aug. 1979.
- BIPM *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*, Bureau Internacional de Pesos e Medidas, Paris, 1993 (Tradução do INMETRO – 1998)
- Boelter, L.M.K., *Heat Transfer Notes*, McGraw-Hill, New York, 1965 in Eckert (1981) obra citada.
- Brush Instruments *Theory and practice of temperature measurement with thermocouples* – Cleveland, EUA, Gould Inc. s/d

- Burmester, I., Engel, K. Lasergestützte Werkstofferkennung im Abfallsortierprozess, Entsorgung von Electricischen und Elektronischen geräten: *ELEKTROSCHROTT '93*, 12-14 mai 1993 in Berlin: Vorträge p. 267-270.
- Calmac-Alpina *Guia Técnico IB-101/1*, São Paulo, 1992.
- Crawley, D.B. et all Energy plus: Energy Simulation program. *ASHRAE Journal* , April 2000, p. 49-56.
- Defosse, M. Geothermal pipe systems mean growth for HDPE, *Modern Plastics International*, Asian Edition, mar. 1999, p.42
- Delaval *Engineering Handbook*, fourth edition, McGraw-Hill, New York, 1983
- Eckert, E.R.G., Pioneering Contributions to our knowledge of convective Heat Transfer, *Transactions of the ASME*, vol. 103, August 1981, p. 409-414.
- EDISTEC *Coletânea Edistec*, Campinas: Centro deTecnologia da Unicamp – Universidade Estadual de Campinas, 1998.
- FAPESP in *Uma obra em andamento*, editorial do jornal O Estado de São Paulo, edição de 25 de fevereiro de 2002.
- Feldman, D., *Polymeric building materials* – Elsevier Applied Science, London, 1989
- Finam, J. M. Thermally conductive thermoplastics, *Plastics Engineering*, mai. 2000, p. 51-53.
- Franco, L.C. Dalprat, *Fluxos viscosos sob o prisma da termodinâmica dos processos irreversíveis*, Seminário Geral apresentado no curso de pós-graduação em engenharia mecânica da Escola Politécnica da USP, 1974.
- General Electric Co. *GE-Select*: Polymer selection data base, version 2.0, Pittsfield, MA., EUA, 1995, (CD-Rom) .
- Griskey, R. G. *Polymer Process Engineering*, ASME short course program, 15-16 mar, Pittsburgh, EUA, 1993.
- Ho, C..J. et Chen, S. Numerical Simulation of melting of ice around a horizontal cylinder, *Int. Journal of Heat Transfer*, vol. 29, n.9, p.1359-1369, 1986
- Hohenberger, W. Fillers, *Kunststoffe*, , v.86, n.7, Alemanha, jul.1996, p.973-977.

- Ismail, K.A.R., Castro, J.N.C., PCM Thermal Insulation in buildings, *International Journal of Energy Research*, vol. 21, pp 1281-1296, 1997.
- Ismail, K.A.R. *Instrumentação Básica para Engenharia*, Campinas, S.P., ed. do autor. 1998a, p.439.
- Ismail, K.A.R. *Bancos de Gelo*, Campinas, S.P., ed do autor, 1998b.
- Ismail, K.A.R, e Abugderah, M., M. *Analysis and pre-calculation of a PCM thermal storage system*, in: XV Congresso brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindoia, S.P., 22-26 novembro, 1999.
- Ismail, K.A.R. *Técnicas experimentais em fenômenos de transferência*, Campinas, S.P., ed, do autor, 2000, p.488.
- Ismail, K.A.R. e Castro, J.N.C. PCM thermal insulatiom in buildings, *Int. Journal of Heat Transfer*, vol. 21, pp 1281 – 1296, 1997.
- Jekel, T.B. et all, Modelling of ice-storage tanks, *ASHRAE Transactions*, pp 1016 – 1023, 1993.
- Jesus, A.B., *Estudo numérico da solidificação em geometria anular*, Campinas: FEM, UNICASMP. Dissertação (mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas, 1998. P.12
- Malagrici, M. A Importância da Informação Tecnológica de Patentes, *Seminário Itinerante de Informação Tecnológica em Documentos de Patentes*, INPI-OMPI, Campinas, Novembro 2001.
- Melo, C.A., *Fusão dominada por convecção de um material de mudança de fase numa cavidade anular*, Campinas: FEM, UNICAMP. Tese (doutorado) -- Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas, 1992
- Micaroni-Neto, F., *Estudo paramétrico de um armazenador térmico tipo gelo-sobre-serpentina*, Campinas: FEM, UNICAMP. Dissertação (mestrado) — Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas, 1996
- Mills, N.J., *Plastics: Microstructure, Properties and Applications*, New York, Halsted Press, 1993.
- Miranda, R.F., *Estudo teórico e experimental de solidificação e fusão cilíndrica externa em armazenadores térmicos*, Campinas: FEM, UNICAMP. Dissertação (mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas, 1981.
- Moody, L.F. Friction factors for pipe flow – *Transactions of the ASME*, nov. 1944, p. 671-678.

- Nagengast, B. A History of confort cooling using ice, *ASHRAE Journal*, New York, jul. 1999, p. 49-57.
- Niven, C. *Proceedings of the Royal Society*, 76, 34, 1905, in: TYE (1969), obra citada.
- Nusselt, W. Der Wärmeübergang in Rohrleitungen, *Zeitschrift Verein Deutscher Ingenieure*, vol. 53, 1909, p. 1750-1808. in Eckert (1981), obra citada.
- OECD *Air-conditioning system stores thermal energy in concrete floors*, OECD/Caddet publication, Holanda, 2000.
- OESP *Do paper à patente*, editorial, O Estado de São Paulo, edição de 11 de dezembro de 2001.
- Perepechko, I., *Low-temperature properties of polymers* – Mir Publishers, Moscou, 1980.
- Refricon Material promocional – circa 1996.
- SABESP *Ligação de água*, folheto de instruções ao consumidor, São Paulo, 1999.
- Sharke, P. With built-in ice maker, *Mechanical Engineering*, vol. 122, N.12, dez. 2000, p. 56-60.
- Silveira, E Faltam investimentos privados em pesquisa, *O Estado de São Paulo*, edição de 12 de agosto de 2001, p. A14.
- Sombatsompop, N., Wood, A.K. Measurement of thermal conductivity of polymers using na improved Lee's disc Apparatus, *Polymer testing*, vol., 16 (1997), p.203-223.
- Sparrow, E. M. et all Experiments on the role of natural convection in the melting of solids, *Journal of Heat Transfer*, vol. 100, Feb. 1978, p. 11-16.
- Sundstrom, D.W., Thermal properties of plastics, *Modern Plastics*, New York, jan. 1970, p.138-140.
- Souza, R et all *Determinação da condutividade térmica usando o método da sonda linear*, in XV Congresso brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindoia, S.P., 22-26 novembro, 1999.
- Tigre S.A. Aquatherm: boletim de produtos, Tigre S.A. – tubos e conexões, 1999.

- Tye, R.P., *Thermal Conductivity – Volume 1*, Academic Press, New York, 1969, Cap. 4: Radial Heat Flow Methods, p. 185-239.
- Tai, K. Integrated design optimization and analysis using a spreadsheet application, *The International Journal of Mechanical Engineering Education*, Vol. 27, N°1, Jan. 1999.
- Webb, R.L., A critical evaluation of analytical solutions and Reynolds analogy equations for turbulent heat and mass transfer in smooth tubes. *Waerme u. Stoff*, 4., 197-204 (1972).

Anexos

- I – Medida da condutividade – Tubo de PVC preto
- II – Medida da condutividade – Tubo de PVC transparente
- III – Resumo do desempenho – Tubo de PVC
- IV – Resumo do desempenho – Tubo de cobre
- V – Dados para comparação com a literatura
- VI – Densidade da água entre 0 e 10C

ANEXO I

Medida da condutividade

Tubo de PVC preto

Hora >	Data = 03/dez							Data = 25/nov							Data = 02/dez						Data = 03/dez							
	14:40	14:50	15:00	15:10	15:20	15:30	médias	16:30	16:40	16:50	17:00	17:10	17:20	médias	17:00	17:10	17:20	17:30	17:40	17:50	médias	18:40	18:50	19:00	19:10	19:20	19:30	médias
T12(int)	19,30	19,35	19,45	19,55	19,45	19,35	19,41	44,15	44,20	44,25	44,35	44,45	44,29	55,55	55,60	55,65	55,65	55,85	55,85	55,66	0,65	0,65	0,65	0,55	0,55	0,55	0,6	
T10(ext)	15,85	15,85	15,95	16,05	15,9	15,85	15,91	42,55	42,65	42,70	42,75	42,80	42,85	42,72	52,35	52,40	52,45	52,50	52,65	52,75	52,47	-0,25	-0,25	-0,25	-0,35	-0,35	-0,35	-0,3
T1(freez)	-8,80	-8,70	-8,75	-8,75	-8,80	-8,85		NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	-8,90	-8,90	-8,90	-8,90	-9,00	-9,00			
T9(amb.)	29,1	29,3	29,4	29,4	28,9	28,9		28,55	28,70	28,50	28,60	28,70	28,70	28,05	27,95	28,00	28,00	28,05	28,00	28,90	28,80	28,80	28,70	28,30	28,20			
Delta 12-10	3,45	3,50	3,50	3,50	3,55	3,50		1,60	1,55	1,55	1,60	1,55	1,60	3,20	3,20	3,20	3,15	3,20	3,10	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9			
V [volt]	20,2	20,2	20,2	20,2	20,2	20,2		15,1	15,0	15,1	15,0	15,1	15,1	20,9	20,9	21,0	21,0	21,0	20,9	11,0	10,9	11,0	10,9	10,9	10,9			
R [ohm]	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62		93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62			
W [watt]	4,36	4,36	4,36	4,36	4,36	4,36		2,44	2,40	2,44	2,40	2,44	2,44	4,67	4,67	4,71	4,71	4,71	4,67	1,29	1,27	1,29	1,27	1,27	1,27			
comprimento aquecido [mm] = 515 espessura [mm] = 2,595 diâmetro externo [mm] = 21,1 diâmetro interno [mm] = 18,455 LN(De/Di) = 0,13157							$K = \frac{V^2 \ln\left(\frac{D_{ex}}{D_{in}}\right)}{2 R \pi L \Delta T} \left[\frac{W m}{m^2 C} \right]$																					
K >	0,0514	0,0507	0,0507	0,0507	0,0499	0,0507	0,0507	0,0619	0,0631	0,0639	0,0611	0,0639	0,0619	0,0626	0,0593	0,0593	0,0599	0,0608	0,0599	0,0612	0,0601	0,0584	0,0574	0,0584	0,0574	0,0574	0,0574	0,0577
desvios >	-0,0007	0,0000	0,0000	0,0000	0,0008	0,0000		0,0007	-0,0005	-0,0013	0,0015	-0,0013	0,0007	0,0008	0,0008	0,0002	-0,0007	0,0002	-0,0011	-0,0007	0,0004	-0,0007	0,0004	0,0004	0,0004			
quadrados >	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	5E-07	1,2E-07	5E-07	1,2E-07	1,2E-08	1,2E-09	1,5E-06
					variância	0,0000							0,0000															3E-07
					desvio	0,00046							0,00117															0,00122
					90%	0,00076							0,00193															0,00201
					Valor máximo com 90% de certeza =	0,0514							0,0646															0,0597
					Valor mínimo com 90% de certeza =	0,0499							0,0607															0,0557
					Incerteza em % =	1,5							3,1															2,1

ANEXO II

Medida da condutividade Tubo de PVC transparente

Hora >	Data = 15/nov					médias	Data = 12/nov						médias	Data = 12/nov					médias	
	19:00	19:10	19:20	19:30	19:40		14:40	14:55	16:10	16:25	16:40	16:55		17:45	18:00	18:15	18:30	18:45		
T7(int)	-1,35	-1,25	-1,20	-1,20	-1,25	-1,25	30,70	30,80	30,65	30,95	31,05	31,30	30,91	64,90	65,00	65,00	65,05	65,20	65,03	
T8(ext)	-2,85	-2,75	-2,7	-2,7	-2,75	-2,75	29,4	29,5	29,4	29,75	29,9	30,2	29,69	57,85	57,90	57,95	57,90	58,00	57,92	
T9(freez)	-11,8	-11,8	-11,8	-11,8	-11,9		NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	
T10(res.)	-2,2	-2,2	-2,1	-2,1	-2,1		NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	
T11(amb.)	21,3	21,3	21,2	20,6	20,3		23,00	23,00	23,00	23,35	23,65	23,95		23,5	23,5	23,5	23,5	23,5		
Delta 7- 8	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50		1,30	1,30	1,25	1,20	1,15	1,10		7,05	7,10	7,05	7,15	7,20		
V [volt]	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3		10	10	10	10	9,9	9,9		24,9	25,0	24,9	24,9	24,9		
R [ohm]	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62		93,62	93,62	93,62	93,62	93,62	93,62		93,62	93,62	93,62	93,62	93,62		
W [watt]	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13		1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,05		6,62	6,65	6,62	6,62	6,62		
comprimento aquecido [mm] =		495																		
espessura [mm] =		2,5																		
diâmetro externo [mm] =		21,1																		
diâmetro interno [mm] =		18,57																		
LN(De/Di) =		0,126303																		
$K = \frac{V^2 \ln\left(\frac{D_{ex}}{D_{in}}\right)}{2 R \pi L \Delta T} \left[\frac{W m}{m^2 C} \right]$																				
K >	0,0307	Incerteza experimental tipo B				0,0307	0,0334	0,0334	0,0347	0,0362	0,0370	0,0387	0,0356	0,0382	0,0381	0,0382	0,0376	0,0374	0,0379	
desvios >	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0022	0,0022	0,0008	-0,0006	-0,0014	-0,0031		-0,0003	-0,0002	-0,0003	0,0002	0,0005			
quadrados >	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	
						variância	0,0000						0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	
						desvio	0						0,001925						0,000716	
						90%	0						0,003167						0,001178	
						Valor mínimo com 90% de confiança =	0,0307						0,0387						0,0391	
						Valor máximo com 90% de confiança =	0,0307						0,0324						0,0367	
						Incerteza em % =	0						8,9						3,1	

ANEXO IV
RESUMO DO DESEMPENHO
Tubo de cobre

Trecho ▾	Etapa ▶	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	TOTAL	sub-total	
							19.7 kg/h													
	Tempo [s] ▶	169	296	410	547	694	850	1013	1183	1360	1543	1732	1926	2124	2329	2537	2750			
	temperatura de saída do ar [K] =	6,8	10,6	12,9	14,5	15,7	16,5	17,2	17,7	18,1	18,5	18,8	19,0	19,3	19,5	19,6	19,8			
	Tempo acumulado [s]	169	465	875	1422	2116	2966	3979	5162	6522	8065	9797	11723	13847	16176	18713	21463			
1	camada degelada [m] =	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	0,00200	32,0	0,02400
2		0,00175	0,00195	0,00191	0,00193	0,00196	0,00197	0,00197	0,00197	0,00197	0,00198	0,00198	0,00198	0,00198	0,00198	0,00198	0,00198	0,00198	31,2	0,02331
3		0,00154	0,00184	0,00185	0,00189	0,00192	0,00193	0,00194	0,00195	0,00195	0,00195	0,00196	0,00196	0,00196	0,00196	0,00196	0,00196	0,00196	30,5	0,02268
4		0,00134	0,00173	0,00178	0,00185	0,00188	0,00190	0,00192	0,00192	0,00193	0,00193	0,00194	0,00194	0,00194	0,00194	0,00194	0,00194	0,00195	29,8	0,02205
5		0,00116	0,00162	0,00171	0,00180	0,00184	0,00187	0,00189	0,00190	0,00191	0,00191	0,00192	0,00192	0,00192	0,00193	0,00193	0,00193	0,00193	29,1	0,02143
6	camada degelada [m] =	0,00098	0,00150	0,00164	0,00175	0,00181	0,00184	0,00186	0,00188	0,00189	0,00189	0,00190	0,00190	0,00190	0,00191	0,00191	0,00191	0,00191	28,5	0,02082
1	recuperação [kJ] =	4,610	5,378	6,146	6,915	7,683	8,451	9,219	9,988	10,756	11,524	12,292	13,061	13,829	14,597	15,366	16,134	165,948	106,023	
2		3,991	5,141	5,743	6,526	7,330	8,107	8,863	9,627	10,385	11,145	11,904	12,659	13,410	14,169	14,921	15,681	159,601	101,420	
3		3,481	4,757	5,426	6,240	7,020	7,797	8,551	9,305	10,054	10,802	11,554	12,303	13,033	13,791	14,526	15,276	154,915	98,290	
4		3,004	4,388	5,105	5,943	6,724	7,497	8,250	8,994	9,735	10,472	11,220	11,948	12,876	13,421	14,153	14,895	148,624	93,279	
5		2,568	4,021	4,797	5,649	6,441	7,210	7,954	8,686	9,424	10,155	10,876	11,604	12,327	13,061	13,782	14,505	143,060	89,385	
6	recuperação [kJ] =	2,163	3,668	4,499	5,359	6,159	6,923	7,663	8,393	9,116	9,839	10,555	11,277	11,978	12,708	13,422	14,130	137,851	85,613	
	TOTAL =	19,817	27,352	31,717	36,631	41,357	45,985	50,500	54,992	59,470	64,938	68,401	72,850	77,453	81,746	86,169	90,620	909,999	574,010	

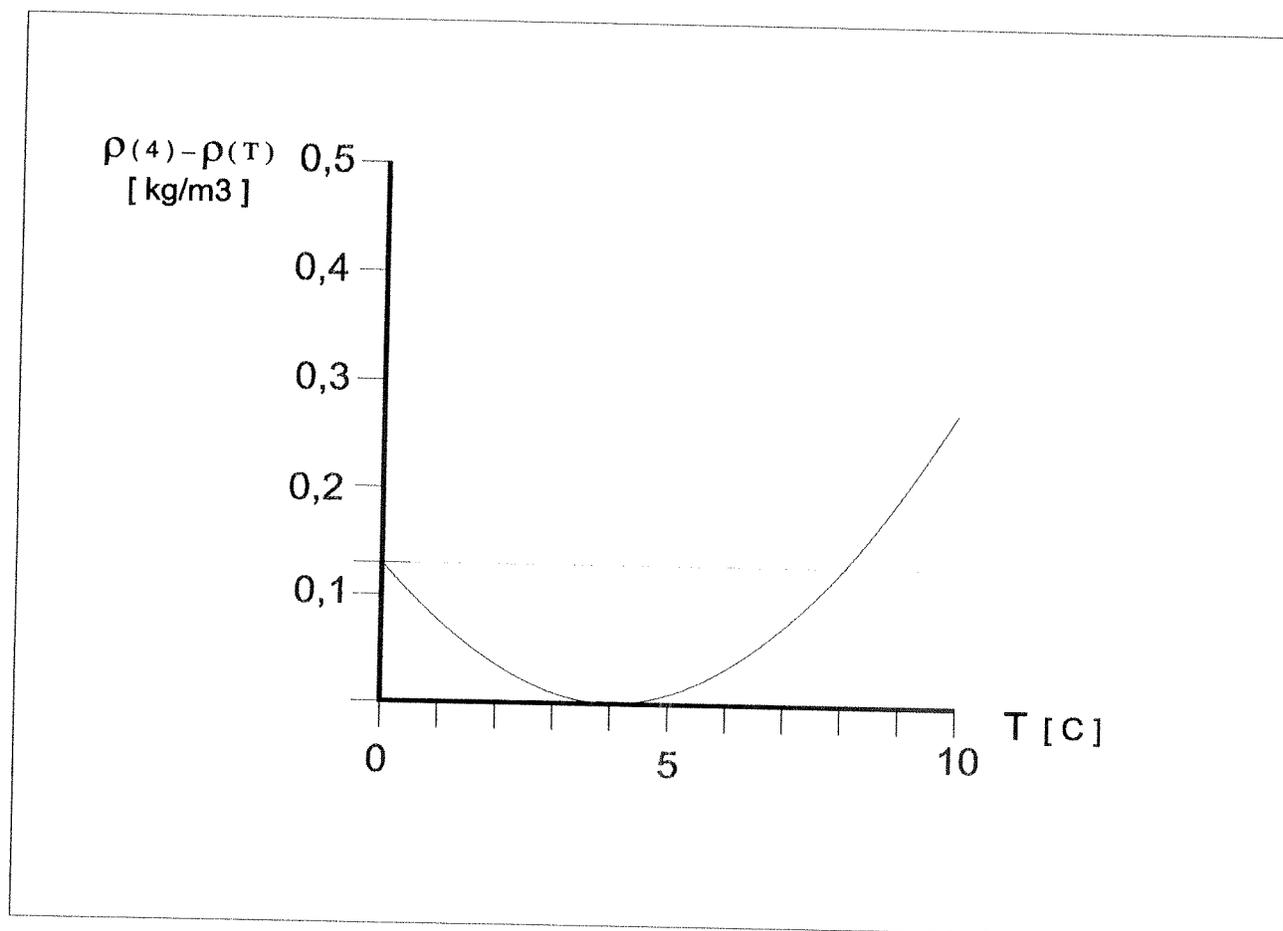
ANEXO V

COMPARAÇÃO COM A LITERATURA

Trecho = 1																	
Comprimento [m] =	0,1																
Diametro externo do tubo [m] =	0,0508																
Diametro interno do tubo [m] =	0,0464																
Etapa =	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
Espeçura da camada degelada [m] =	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104	
Posiçào da frente [m] =	0,052879	0,054959	0,057038	0,059118	0,061197	0,063276	0,065356	0,067435	0,069515	0,071594	0,073673	0,075753	0,077832	0,079912	0,081991	0,08407	
Massa degelada [kg] =	0,015525	0,016148	0,016771	0,017393	0,018016	0,018639	0,019262	0,019884	0,020507	0,02113	0,021753	0,022375	0,022998	0,023621	0,024243	0,024866	
Calor liberado [kJ] =	5,176062	5,383685	5,591308	5,798931	6,006554	6,214176	6,421799	6,629422	6,837045	7,044668	7,252291	7,459913	7,667536	7,875159	8,082782	8,290405	
Tempo da etapa [s] =	662,4721	712,279	762,9211	814,3622	866,9238	919,8863	973,9525	1028,741	1083,784	1140,386	1196,71	1254,129	1312,696	1371,343	1430,566	1490,348	
Tempo acumulado [s] =	662,4721	1374,751	2137,672	2952,034	3818,958	4738,845	5712,797	6741,538	7825,322	8965,708	10162,42	11416,55	12729,24	14100,59	15531,15	17021,5	
tw =	1,488729	2,25564	2,946475	3,572352	4,150838	4,672049	5,159018	5,60839	6,016775	6,411144	6,763956	7,100715	7,423356	7,719459	7,998116	8,260896	
Ste =	0,018866	0,028585	0,037339	0,045271	0,052601	0,059206	0,065377	0,071072	0,076247	0,081245	0,085716	0,089984	0,094072	0,097825	0,101356	0,104686	
Fo =	0,139649	0,289798	0,450622	0,62229	0,805038	0,99895	1,20426	1,42119	1,649581	1,889975	2,142242	2,406613	2,68333	2,972409	3,273973	3,588139	
Vol degelado [m3] =	0,000169	0,000176	0,000183	0,00019	0,000196	0,000203	0,00021	0,000217	0,000224	0,00023	0,000237	0,000244	0,000251	0,000258	0,000264	0,000271	
Vol. Acumulado [m3] =	0,000169	0,000345	0,000528	0,000718	0,000915	0,001118	0,001328	0,001545	0,001768	0,001999	0,002236	0,00248	0,002731	0,002989	0,003253	0,003524	
v* =	0,083542	0,170434	0,260678	0,354273	0,451219	0,551515	0,655163	0,762162	0,872512	0,986213	1,103265	1,223668	1,347422	1,474527	1,604983	1,73879	

ANEXO VI

DENSIDADE DA ÁGUA ENTRE 0 e 10 C



REF.: Gebhart et Mollendorf (1977)