

MINISTÉRIO DE EDUCAÇÃO E CULTURA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE METALURGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
METALÚRGICA E DOS MATERIAIS - OPÇÃO ENERGIA - PPGEMM

MODELO MATEMÁTICO PARA SIMULAR O COMPORTAMENTO DO SISTEMA
PASSIVO DO LABORATÓRIO DE ENERGIA SOLAR DA UFRGS

por

HORÁCIO A. VIELMO

Trabalho realizado no Departamento de Metalurgia da Escola de Engenharia da UFRGS, dentro do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica e dos Materiais - Opção Energia - PPGEMM

Porto Alegre

1981
ESCOLA DE ENGENHARIA
BIBLIOTECA

MODELO MATEMÁTICO PARA SIMULAR O COMPORTAMENTO DO SISTEMA
PASSIVO DO LABORATÓRIO DE ENERGIA SOLAR DA UFRGS

DISSERTAÇÃO

Apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica e dos Materiais - Opção Energia - PPGEMM, como parte dos requisitos para a obtenção do Título de

MESTRE EM CIÊNCIA DOS MATERIAIS

por

HORÁCIO A. VIELMO

ENGENHEIRO MECÂNICO

1981

Esta DISSERTAÇÃO foi julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Ciência dos Materiais e aprovada em sua forma final, pelo Orientador e pela Banca Examinadora do curso de Pós-Graduação.



Orientador: Oscar Daniel Corbella
Doutor em Física

Banca Examinadora:

Arq. Lucia Mascarõ
(PROPAR, ARQUITETURA/UFRGS)

Eng. Syllas Grazia, M.Sc.
(NORIE, DECIV/UFRGS)

Doutor Debi Pada Sadhu
(DEMEC/UFRGS)

Doutor Oscar Daniel Corbella
(DEMEC, PPGEMM/UFRGS)

Curso de Pós-Graduação: PPGEMM

Coordenador:  Aníbal Bristoti
Doutor em Engenharia

Dedico este trabalho à

Darci, Maria, Lô, Nice, Renata,
Renato, Ana e Valentim.

AGRADECIMENTOS

O autor gostaria de expressar seu reconhecimento:

Ao Dr. Oscar Daniel Corbella pela amizade, apoio e dedicação na orientação deste trabalho.

Ao Dr. Anildo Bristoti, Coordenador do PPGEMM.

Ao Dr. Debi Pada Sadhu pela sua inestimável colaboração neste trabalho.

Ao Fís. Yoshihisa Cho e ao M.Sc. Pedro Moura pela inestimável colaboração em diferentes etapas deste trabalho.

Ao M.Sc. Rodolfo Otto Keppeler e ao M.Sc. Arno Krenzinger pelo exemplo e colaboração neste trabalho.

Ao CAPES pela bolsa de estudo e a todos que, de alguma forma, auxiliaram na elaboração deste trabalho.

S U M Á R I O

RESUMO	3
ABSTRACT	4
1. INTRODUÇÃO	5
2. PRÉDIO DO LABORATÓRIO DE PESQUISAS EM ENERGIA SOLAR DA UFRGS	12
2.1 Características gerais.	12
2.2 Descrição da técnica empregada para obtenção do conforto térmico.	13
2.2.1 Forma e orientação do prédio.	13
2.2.2 Tipos de superfícies limítrofes e materiais empregados.	13
2.2.3 O coletor acumulador de calor.	15
2.2.4 Operação do sistema passivo no inverno e no verão	17
3. MÉTODOS EXISTENTES PARA A PREVISÃO DO FUNCIONAMENTO DE SISTEMAS PASSIVOS	21
3.1 Simulação empregando maquetes distorcidas.	21
3.2 Simulação através de modelos matemáticos.	22
3.3 Métodos simplificados.	22
4. MÉTODO EMPREGADO NESTE TRABALHO	24
5. MODELO MATEMÁTICO DO COLETOR ACUMULADOR DE CALOR	25
6. MONTAGEM DAS EQUAÇÕES RELATIVAS AO COLETOR ACUMULADOR DE CALOR	28
6.1 Equações dos nōs internos da massa.	28
6.2 Equações dos nōs canal-massa.	33
6.3 Equações dos nōs do absorvedor.	40
6.4 Equação dos nōs da primeira cobertura.	44
6.5- Equação dos nōs da segunda cobertura.	47

6.6	Equações dos nós do canal anterior.	49
6.7	Equações dos nós do canal inferior.	52
6.8	Equações dos nós do canal posterior.	54
7.	CÁLCULO DA DESCARGA DE AR NOS CANAIS	57
7.1	Canais inferior e anterior.	58
7.2	Canal posterior.	59
8.	MODELO MATEMÁTICO PARA O CÁLCULO DA TEMPERATURA INTERNA DO PRÉDIO, NA ZONA ESTUDADA	61
8.1	Montagem das equações.	63
9.	AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E TÉRMICOS	74
9.1	Parâmetros geométricos do coletor acumulador de calor.	74
9.2	Condutividade térmica e difusividade térmica da massa acumuladora de calor.	74
9.3	Coefficientes médios de troca de calor por convecção.	75
9.4	Coefficientes globais de troca de calor.	78
10.	SIMULAÇÕES EXECUTADAS E RESULTADOS OBTIDOS	82
10.1	Dia típico de julho.	83
10.2	Dias medidos em julho.	83
10.3	Dias nublados.	88
11.	CONCLUSÕES	91
	ANEXO I	93
	ANEXO II	95
	ANEXO III	96
	ANEXO IV	102
	SÍMBOLOS UTILIZADOS NO TEXTO	104
	REFERÊNCIAS	107

RESUMO

Neste trabalho é desenvolvido um modelo matemático para simular o funcionamento, durante o mês de julho, de um sistema solar passivo de condicionamento térmico, projetado para o laboratório do grupo de energia solar da UFRGS.

O sistema passivo estudado divide-se em um sistema por ganho direto de radiação solar através de uma grande área de janelas, e numa parede de concreto do tipo Trombe inclinada, ambos colocados na fachada norte do prédio. Além disto a forma, orientação, superfícies limítrofes e materiais empregados no prédio tornam a sua carência energética relativamente baixa.

O modelo matemático emprega o método das diferenças finitas, gerando um sistema de equações que é resolvido via computador eletrônico.

São executadas, em seqüência, três simulações. Na primeira o sistema é colocado em regime periódico para um dia típico do mês de julho, em Porto Alegre. Na segunda o seu funcionamento é simulado durante quatro dias, mais frios do que a média do mês, trabalhando com temperatura ambiente e radiação solar disponível medidos. Seguindo, na terceira, são simulados quatro dias frios e nublados.

ABSTRACT

In this work is developed a mathematical model to simulate the operation of a passive solar system of thermal conditioning, in the month of July, projected to the laboratory of the group of solar energy of UFRGS.

The passive system is divided in a system by direct gain of solar radiation through an area of windows, and another through a tilted concrete Trombe wall, both situated on the north front of the building. Besides, the form, orientation, limiting surfaces and material used in the building makes it a low energy consumption house.

The mathematical model uses the finite difference method, generating a system of equations, which is solved by digital computer.

Three simulations were done in sequence. In the first, the system works on periodic state to a typical day of July, in Porto Alegre. The second one simulates the operation during four days, which were colder than the average temperature of the month, working with the ambient temperature and the available solar radiation measured. The third simulates four cold and cloudy days.

1. INTRODUÇÃO

O acenar de um inevitável esgotamento das reservas petrolíferas, o conseqüente aumento no seu custo de extração, os jogos de poder em função da posse ou não deste combustível fóssil, associados à necessidade exponencial de energia constituem-se nos principais motivos da grande atenção dispensada à questão energética nos últimos anos. Também os danos ao meio ambiente, causados por este e outros combustíveis, seja na sua queima ou nos acidentes ao manipulá-los, geraram a necessidade de um questionamento sobre os modos de obtenção, formas e conseqüências do uso da energia.

Frente a este panorama torna-se urgente o incremento da pesquisa e do uso de novas fontes de energia, desta vez inesgotáveis e limpas, desenvolvendo-se soluções coerentes com as disponibilidades naturais de cada lugar. Segue-se a isto a idéia da conservação de energia, que significa o seu uso racional, corrigindo-se práticas esbanjadoras desenvolvidas no "tempo da energia barata".

No setor da habitação encontra-se um consumo de energia considerável, para gerar conforto térmico através de aparelhos de calefação, refrigeração e ventilação.

A arquitetura comumente exercida no país afastou-se da natureza, importando padrões estéticos e técnicos de outros países, que na maioria dos casos não se adequam aos diversos climas do nosso país. É crescente o emprego do vidro e materiais leves nas habitações, associados a uma desconsideração quanto às possibilidades que o sol nos oferece, gerando a necessidade

do uso de sistemas de ar condicionado desproporcionados em relação às necessidades reais, com um correspondente aumento do custo operacional. Ou, quando não há condições econômicas, levando a um estado de desconforto térmico, como na maioria dos casos.

A arquitetura solar propõe-se a solucionar estes problemas, de uma forma pouco dispendiosa, considerando fatores como orientação, forma e materiais empregados, bem como dispor alguns engenhos simples a fim de utilizar a energia solar para produzir conforto térmico, durante o inverno e verão. Isto implica em uma maior integração com a natureza, obtendo-se soluções coerentes com o clima do local, e conseqüentemente numa redução no consumo de energia. Na arquitetura solar são empregados dois tipos fundamentais de sistemas, a saber:

1) Os sistemas passivos, onde a energia solar é captada por elementos arquitetônicos e flui no sistema por meios naturais, como a radiação, condução e convecção natural, isto é, a estrutura do prédio ou algum elemento seu é o próprio sistema.

2) Os sistemas ativos, onde a energia solar é captada ou transportada por equipamentos mecânicos, que utilizam energia auxiliar.

Os sistemas passivos dividem-se ainda em sistemas passivos por ganho direto e indireto.

Nos sistemas passivos por ganho direto, como mostra a Figura 1, o espaço habitado é diretamente aquecido pela radiação solar, durante o inverno, através de uma área transparente na fachada norte (para o hemisfério sul). Deve-se colocar massas, sólidas ou líquidas, em locais estudados a fim de absor-

verem a radiação solar e a armazenarem sob forma de calor.

Nos sistemas passivos por ganho indireto, como mostra a Figura 2, a radiação solar é absorvida por uma massa, sólida ou líquida, localizada entre o sol e o espaço habitado. A energia ganha é posteriormente transferida para o espaço habitado por convecção natural e/ou radiação. O sistema passivo por ganho indireto mais conhecido e usado é o desenvolvido pelos pesquisadores franceses Felix Trombe e Jacques Michel, mostrado na Figura 2, chamado Muro ou Parede Trombe-Michel.

Os sistemas passivos não tem necessariamente que estejam integrados ao prédio, como no exemplo da figura 3, onde a coleta e o armazenamento de energia são efetuados por uma massa fora do prédio, e depois transportada para a zona habitada por meios naturais.

Os sistemas passivos têm, sobre os sistemas ativos, as vantagens de não necessitarem energia além da solar para a sua operação, oferecendo custos de operação e manutenção muito baixos, e causarem um pequeno custo adicional a um projeto convencional, bem como à construção, que deve ser amortizado a curto prazo pela poupança de energia.

O prédio do laboratório de pesquisas em energia solar da UFRGS, em construção no novo campus desta universidade (Campus do Vale da Agronomia), foi projetado segundo os princípios da arquitetura solar, empregando sistemas passivos por ganho direto e indireto* (Ref. 15).

* A equipe projetista constituiu-se do Prof. Dr. Oscar D. Corbella, do Prof. Rodolfo O. Keppeler, M.Sc., do Prof. Arno Krenzinger, M.Sc., do Eng. Horácio A. Vielmo e dos Arquitetos do Escritório Técnico do Campus da UFRGS.

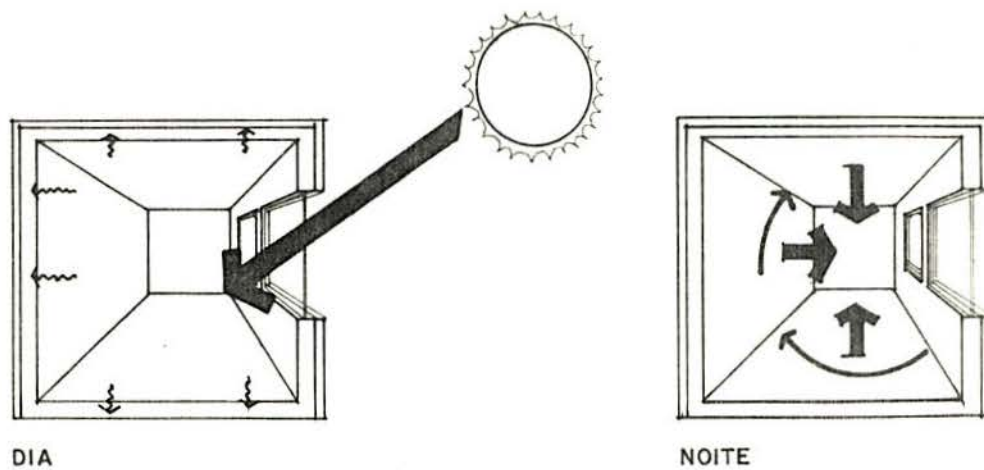


Figura 1 - Sistema passivo por ganho direto*.

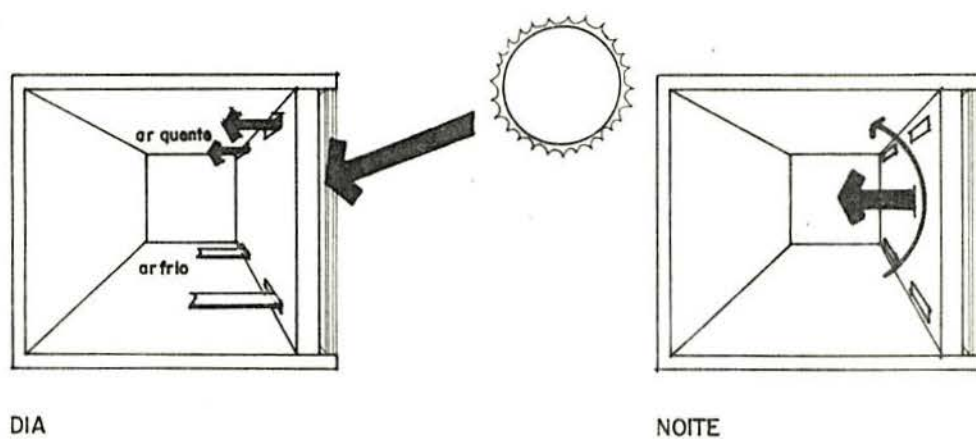


Figura 2 - Sistema passivo por ganho indireto*.

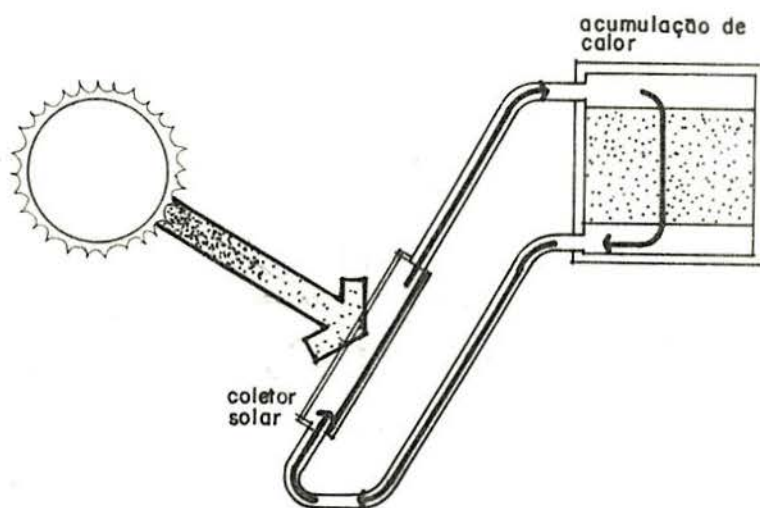


Figura 3 - Sistema passivo por ganho separado do prédio*.

* Estas representações foram tiradas da Ref. 9.

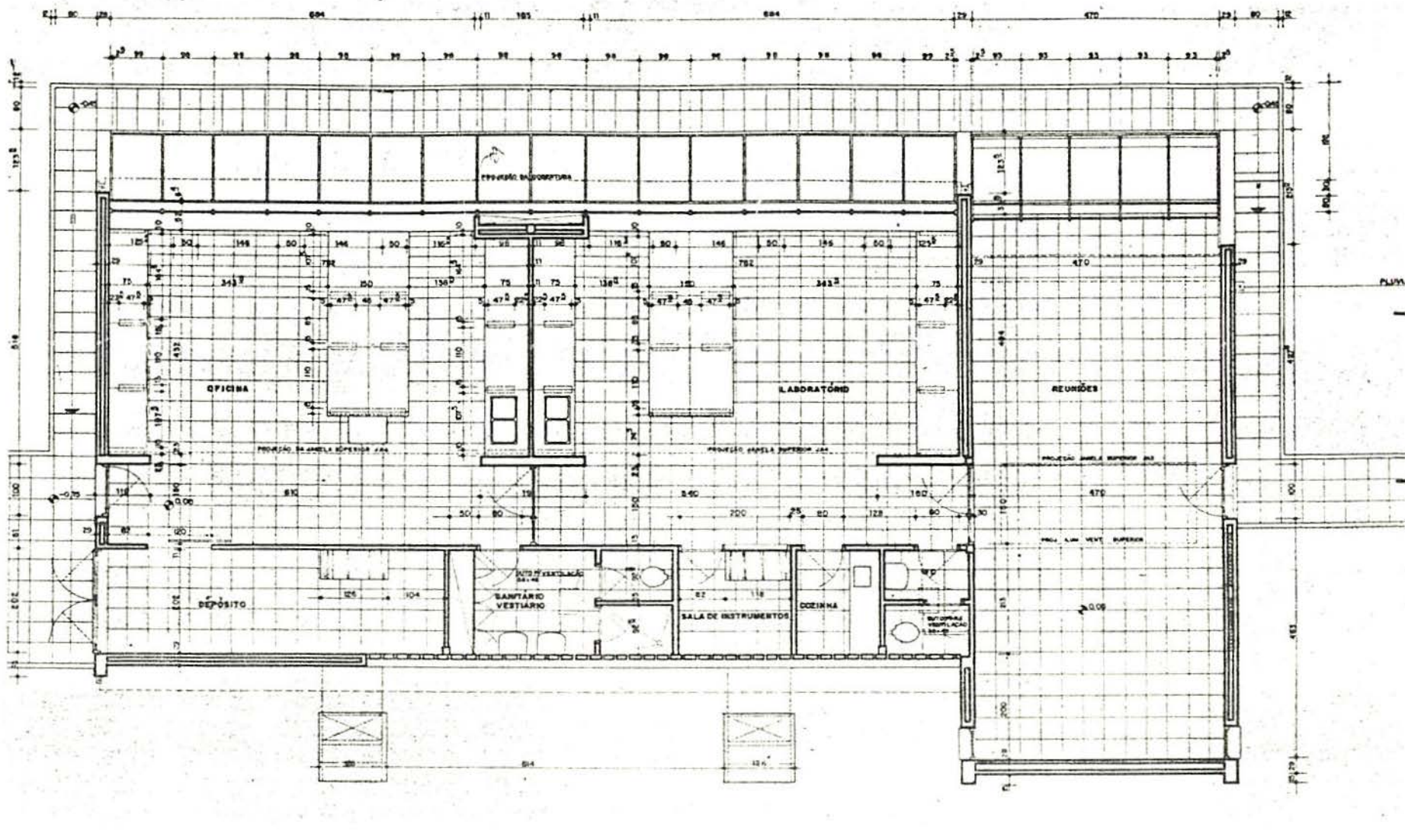


Figura 4 - Planta baixa do laboratório de energia solar da UFRGS.

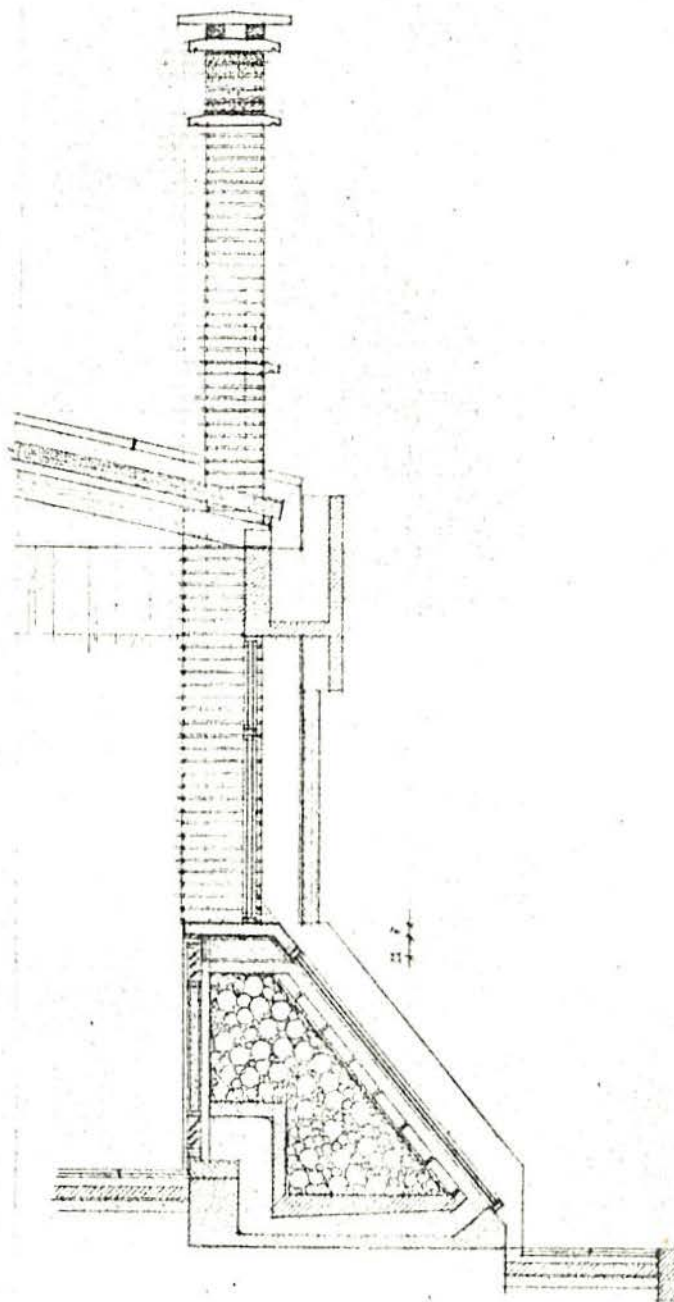


Figura 5 - Corte da fachada norte do prédio.

A oficina e o laboratório, que podem ser observados na Figura 4, são condicionados por uma Parede Trombe inclinada e, durante o inverno, possuem também ganho direto através de janelas com vidros duplos colocadas na fachada norte do prédio, como mostra a Figura 5.

Considerando-se a inexistência de um método específico de cálculo já desenvolvido para este sistema, o objetivo desta dissertação é avaliar teoricamente o funcionamento do sistema no mês de Julho. Para isto foi desenvolvido um modelo matemático empregando o método das diferenças finitas.

2. PRÉDIO DO LABORATÓRIO DE PESQUISAS EM ENERGIA SOLAR DA UFRGS

2.1 Características gerais

O prédio tem uma área útil construída de 176 m^2 dividindo-se em:

- Oficina: 49 m^2
- Laboratório: 49 m^2
- Sala de reuniões: 27 m^2
- Sala de estudos: 16 m^2
- Banheiro + cozinha + sala de instrumentos + banheiro/vestiário + depósito: 35 m^2

A sala de reuniões possui somente ganho direto, através de 17 m^2 de área transparente, para a sua calefação, funcionando durante o inverno da mesma forma que uma estufa de plantas. No verão deve ser protegida do sol por anteparos móveis e ventilada por circulação natural. Este sistema não é abordado neste trabalho.

Os locais de serviço, como banheiro, cozinha, sala de instrumentos, vestiário, sanitário e depósito, onde não há grande frequência de pessoas, estão dispostos no setor sul do prédio a fim de servirem como isolamento adicional, principalmente durante o inverno quando a parede sul não recebe radiação solar e recebe ventos frios. Isto pode ser observado na planta baixa do prédio, mostrada na Figura 4.

2.2 Descrição da técnica empregada para a obtenção do conforto térmico

2.2.1 Forma e orientação do prédio

O prédio é alongado no sentido leste-oeste, de modo a dispor uma grande área orientada para o norte, onde estão montados os sistemas passivos (Fig. 6). A forma adotada permite a entrada de sol no interior do prédio durante o inverno, quando se tem as menores altitudes solares (ângulos α), e barra a sua entrada durante o verão, quando se tem as maiores altitudes solares, através de anteparos, que podem ser vistos na Figura 5, dimensionados para este fim. Esta forma também propicia áreas relativamente pequenas nas paredes leste e oeste, onde se tem muita radiação solar durante o verão, motivo pelo qual as áreas de janelas sobre estas paredes são reduzidas.

2.2.2 Tipos de superfícies limítrofes e materiais empregados

Todas as paredes exteriores do prédio são de tijolos maciços, duplas, como mostra a Figura 7, com uma camada de ar de 3 cm de espessura e uma camada de isopor de 6 cm de espessura a fim de proporcionarem um bom isolamento térmico.

A cobertura, com telhas de fibro cimento, é isolada com uma camada de ar de 2,54 cm de espessura, uma camada de lã de vidro de 4 cm e uma camada de madeira de 2 cm, dispostas conforme a Figura 8. As portas externas são de madeira com 4 cm de espessura e as janelas são de vidro duplo, isto é, 2,54 cm de

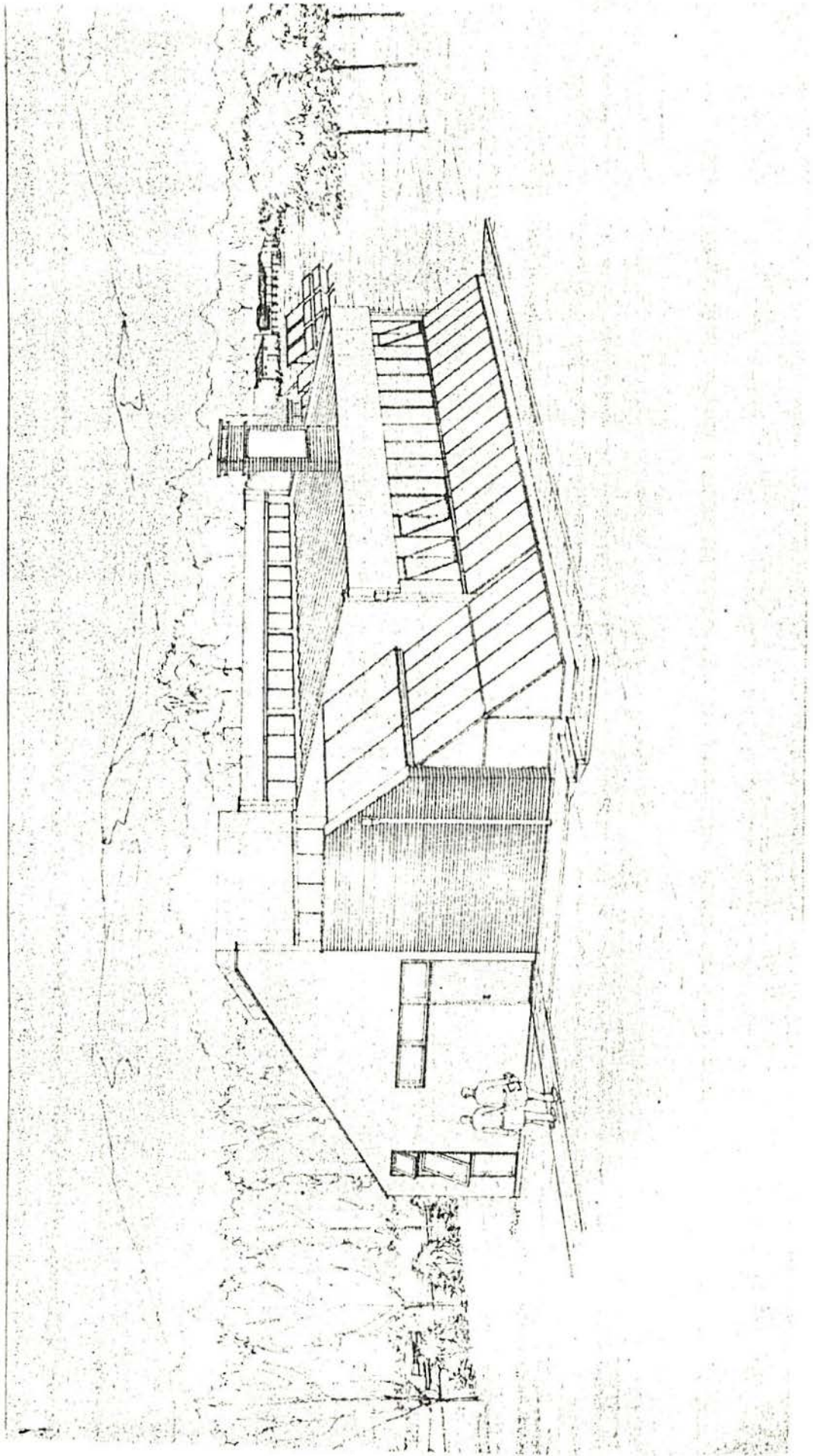


Figura 6 - Perspectiva

ar entre vidros de 3 mm de espessura. As portas externas e janelas recebem ainda vedações de borracha tipo neoprene a fim de minimizarem as infiltrações de ar exterior. A cobertura, bem como as paredes leste e oeste, recebem uma pintura clara para reduzir o ganho de calor solar, que é grande nestas superfícies durante o verão.

O piso possui uma camada isolante de concreto leve com vermiculite* e cimento portland.

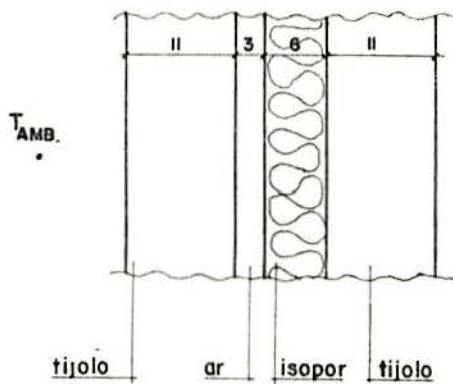


Figura 7 - Detalhe de parede dupla exterior.
(Medidas em cm)

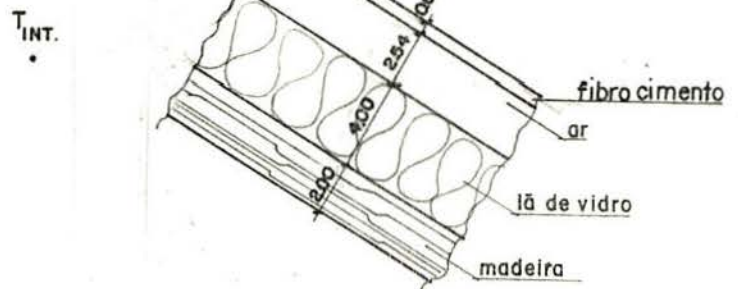


Figura 8 - Detalhe da cobertura.

2.2.3 Coletor acumulador de calor

A fim de corrigir o problema de ocultação visual das paredes Trombe convencionais foi desenvolvida a forma mostrada

* Substância que adicionada ao concreto reduz a sua condutividade térmica.

na Figura 5.

A massa é envolvida por canais por onde fluem as correntes convectivas. O teto do canal interior possui uma inclinação para favorecer o termossifão.

O isolamento interno é feito por módulos removíveis, de modo a permitirem o acesso à massa acumuladora de calor, bem como a algumas partes dos canais inferior e anterior, para futuros estudos. Também se poderá estudar o funcionamento do sistema sem os módulos que, juntamente com a massa térmica, formam o canal posterior. Desta forma o canal posterior estará anulado e a zona habitada receberá calor também por radiação da parede posterior da massa. Estes módulos são caixas de madeira cheias de lã de vidro, além disto suas paredes voltadas para a massa acumuladora de calor recebem papel aluminizado para minimizar as trocas de calor por radiação entre a massa acumuladora e os módulos isolantes.

A massa acumuladora de calor é de concreto, com pedras de granito (boa difusividade térmica), alcançando-se um índice de massas aproximado de 60% de granito e 40% de argamassa.

A cobertura é de vidro duplo, com uma camada de ar de 2,54 cm.

A fim de aumentar a absorvância dos 24 m^2 de superfície absorvedora é empregado o efeito cavidade. Segundo E.M.Sparrow e R.D.Cess [1], como pode-se observar na Figura 9, para uma cavidade cilíndrica de raio R e profundidade L , com emissividade igual a 0,9 e refletância difusa, tem-se que para $\frac{L}{R} > 1,5$ a cavidade comporta-se como se tivesse profundidade infinita. Considerando-se que se possa alcançar $\epsilon = 0,9$ no espectro solar com a tinta preta usada, tem-se, pelo gráfico da Figura 9, uma emis

sividade aparente aproximadamente igual a 0,97. Em vista disto foi adotado para a superfície absorvedora tijolos comuns de 21 furos, que possuem $\frac{L}{R} = 2,2$ ($L = 5$ cm e $R = 2,3$ cm).

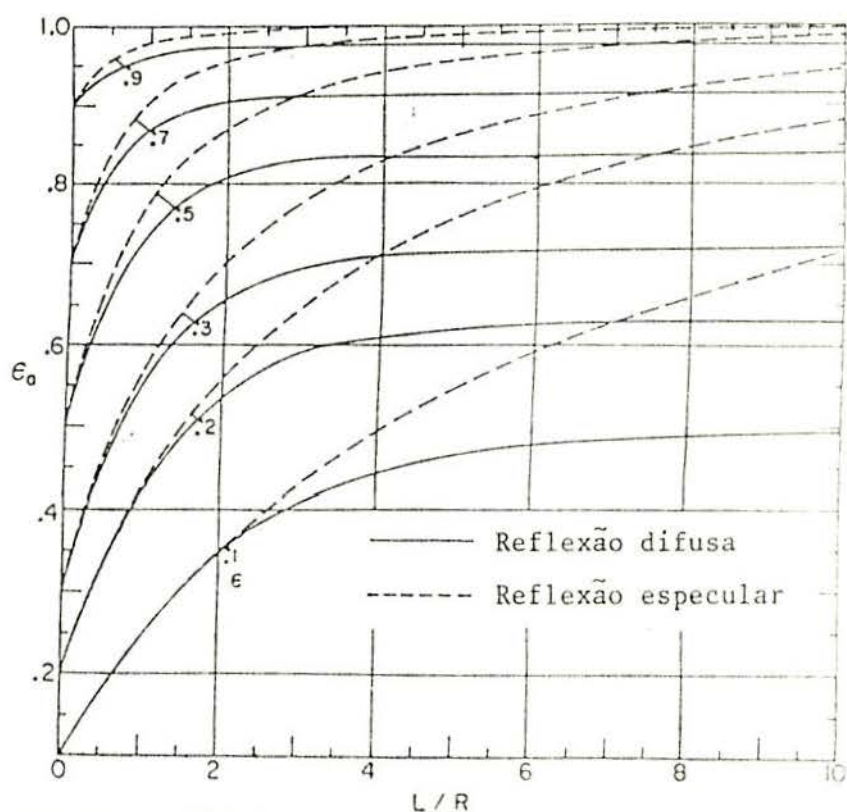


Figura 9 - Emissividade aparente para reflexão difusa e especular em cavidades cilíndricas.

2.2.4 Operação do sistema passivo no inverno e no verão

Operação no inverno:

Nesta época do ano o sistema oferece dois modos possíveis de operação:

a) Quando o coletor-acumulador tem calor para fornecer deve-se usar o seguinte estado dos dampers especificados na Figura 10a: E_1 , S_1 , E_2 , S_2 , S_3' e E_4 fechados; E_3 e S_3 abertos.

b) Quando o coletor-acumulador não tem calor para fornecer deve-se ter todos os dampers fechados.

Nestes dois modos de operação o ar de renovação, necessário em função do número de pessoas que estão no prédio, deve penetrar pelas portas exteriores ao serem abertas e pelas deficiências de vedação do prédio. A Figura 10 também mostra as direções e sentidos das correntes convectivas que se espera no modo de operação "a" acima descrito, assim como o ganho direto através das janelas norte.

Operação no verão:

Nesta época S_3 deve estar fechado e aberto S_3' , que descarrega para o exterior do prédio, por uma chaminé, o ar aquecido no coletor-acumulador, entrando no prédio por E_1 e S_1 , que devem estar abertos, aproximadamente a mesma quantidade de ar que está saindo pela chaminé, se E_2 , S_2 e E_4 estão fechados (Fig. 10b), causando uma benéfica corrente cruzada à baixa velocidade no ambiente habitado. A tomada de ar onde se encontra E_1 capta ar de um local sombreado por vegetação. Desta forma o coletor-acumulador está servindo como circulador de ar, usando exclusivamente energia solar. Pode-se também, em função da direção dos ventos, jogar com os dampers E_2 , S_2 e E_4 para causar outras correntes de ar. Durante os períodos da noite, em que o prédio está ocupado, pode-se abrir todas as janelas para facilitar a perda de calor das massas internas e assim poderem receber ca-

lor durante o dia, contribuindo para manter o ambiente habitado em situação de conforto térmico. Entretanto, mesmo que o prédio se mantenha fechado, haverá a circulação noturna impulsionada pelo coletor-acumulador, que deve ter calor suficiente para manter o termostato durante a noite.

Durante a primavera e o outono pode-se usar os modos de operação do inverno, verão ou regulagens intermediárias, conforme as necessidades.

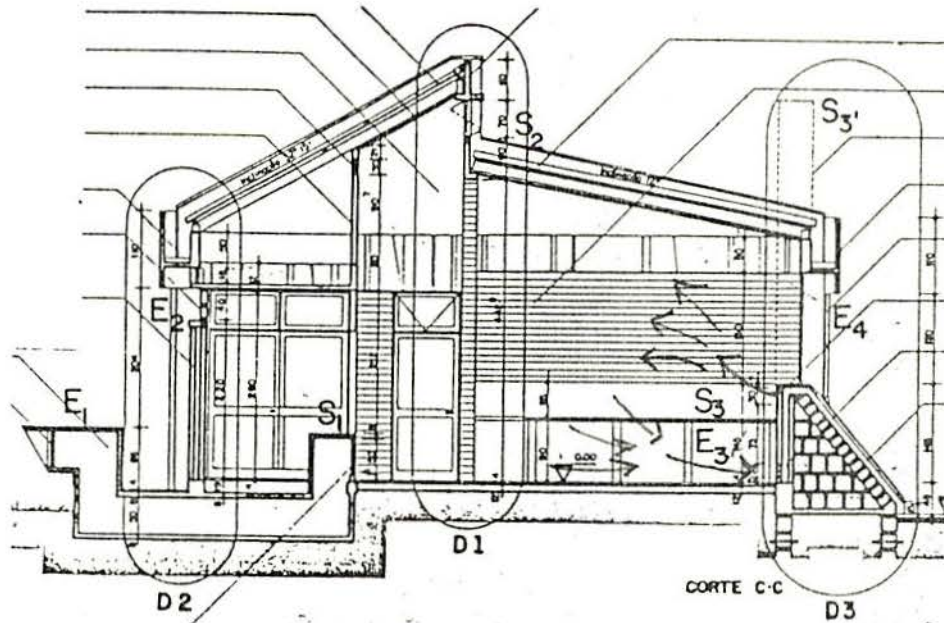


Figura 10a - Modo de operação "a" do sistema durante o inverno.

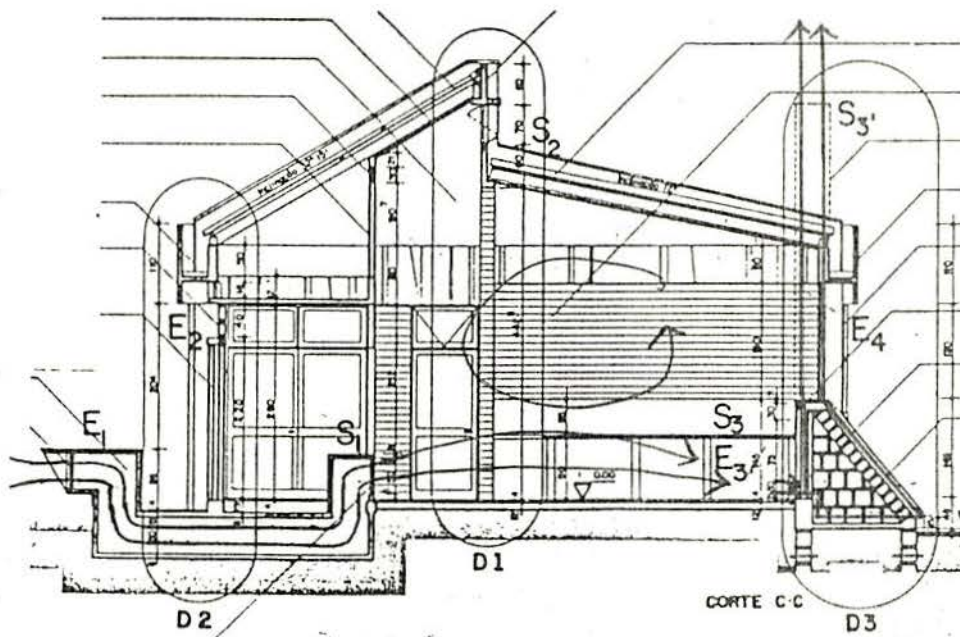


Figura 10b - Coletor acumulador operando como circulador de ar, durante o verão.

3. MÉTODOS EXISTENTES PARA A PREVISÃO DO FUNCIONAMENTO DE SISTEMAS PASSIVOS

Como requisito básico para o projeto de um sistema passivo evidencia-se a necessidade do projetista prever o deslocamento das ondas de calor do interior da massa do coletor-acumulador, e assim poder avaliar a capacidade desta massa absorver radiação solar, armazená-la sob forma de calor sensível e ceder este calor, de uma forma controlada, mantendo o ambiente habitado em condições de conforto térmico. A principal dificuldade reside no fato de se ter transmissão do calor em regime não permanente, porque a radiação solar incidente bem como a temperatura do ar fora do prédio (denominada neste trabalho como temperatura ambiente), sendo fenômenos naturais, não obedecem a funções matemáticas tornando as soluções analíticas extremamente difíceis.

3.1 Simulação empregando maquetes distorcidas

Esta técnica possibilita a construção de uma maquete que, colocada no mesmo lugar onde se localizaria a construção real, comporta-se da mesma forma que ela, isto é, gera no seu interior, bem como nas suas massas, as mesmas temperaturas que teria a construção real, podendo-se deste modo analisar o funcionamento do sistema passivo. A maquete gerada por esta técnica não é a construção real reduzida por uma escala, como as maquetes arquitetônicas, porque sofre distorções para reproduzir o comportamento térmico real.

Esta técnica é descrita nas referências 2 e 3.

3.2 Simulação através de modelos matemáticos

Existem dois tipos predominantes de modelos matemáticos de sistemas passivos [4].

O primeiro tipo obtém soluções para casos particulares de ganho de energia solar e temperatura do ar ambiente obedecendo a funções periódicas. A massa acumuladora responde com uma função de temperatura também periódica mas defasada em relação à função da radiação solar, amortecida e defasada em relação à função da temperatura do ar ambiente.

O segundo tipo [5] chega a soluções mais gerais, dividindo o sistema em um número finito de subvolumes, cada um representado por um ponto denominado nō (com ou sem capacidade calorífica) e relacionando cada nō com seus nōs vizinhos através de equações de transmissão do calor em regime transitório ou permanente. Resulta assim um sistema de equações para a resolução das temperaturas de cada nō ao longo do tempo, que é resolvido via computador eletrônico. Este método permite a entrada arbitrária de dados para a radiação solar e temperatura do ar ambiente.

A abordagem matemática deste método é denominada de diferenças finitas e possui muitas outras aplicações no campo da engenharia.

3.3 Métodos simplificados

Estes métodos, que são úteis para uma avaliação rápida de sistemas passivos, baseiam-se na observação de sistemas semelhantes em funcionamento e podem empregar um modelo matemá

tico como o citado no item 3.2 para avaliar um certo caso padrão, operando em um certo local, e posteriormente desenvolver uma correlação para o funcionamento do mesmo sistema em outros locais, sob condições de radiação solar e temperatura do ar ambiente diferentes.

Exemplos de trabalhos que empregam métodos deste tipo são as referências 7, 8 e 9.

4. MÉTODO EMPREGADO NESTE TRABALHO

O coletor-acumulador de calor em estudo (Fig. 5) tem um formato aproximadamente triangular, o que torna inconveniente o tratamento unidimensional. Para este caso de duas dimensões é particularmente difícil uma simulação com maquetes distorcidas (item 3.1), porque esta técnica foi desenvolvida para paredes do tipo Trombe verticais, que possuem uma seção transversal da forma mostrada na Figura 2. Optou-se então por uma simulação através de um modelo matemático empregando o método das diferenças finitas, sendo desenvolvido um modelo bidimensional.

Para o cálculo da temperatura do ar na oficina e no laboratório, zona do prédio estudada neste trabalho, são colocados nós representativos do volume de ar e das massas internas do prédio contidos nesta zona.

5. MODELO MATEMÁTICO DO COLETOR ACUMULADOR DE CALOR

A Figura 11 mostra as dimensões do coletor-acumulador de calor e a Figura 12a mostra a sua divisão segundo um retículo quadrado; as linhas pontilhadas delimitam os subvolumes representados por cada $n\tilde{o}$. A inclinação do absorvedor em relação ao plano horizontal, que é de 50° na realidade, é neste modelo reduzida para 45° . Isto possibilita a formação do retículo quadrado (que apresenta a simplificação $\Delta X = \Delta Y$) e permite o uso dos dados de radiação solar, disponíveis para 45° , sem a necessidade de conversão para 50° .

Este modelo supõe que não há variações de temperatura ao longo da dimensão Z, perpendicular ao plano da folha. Dado que neste trabalho se estuda o funcionamento no inverno (operação no modo "a", item 2.2.4), esta hipótese é razoável*.

* Note-se que a forma do coletor-acumulador de calor mostrada na Figura 11 não coincide exatamente com a forma mostrada na Figura 5, pois o sistema sofreu pequenas modificações em sua forma devido a estudos recentes, quando este trabalho já se encontrava em fase de conclusão.

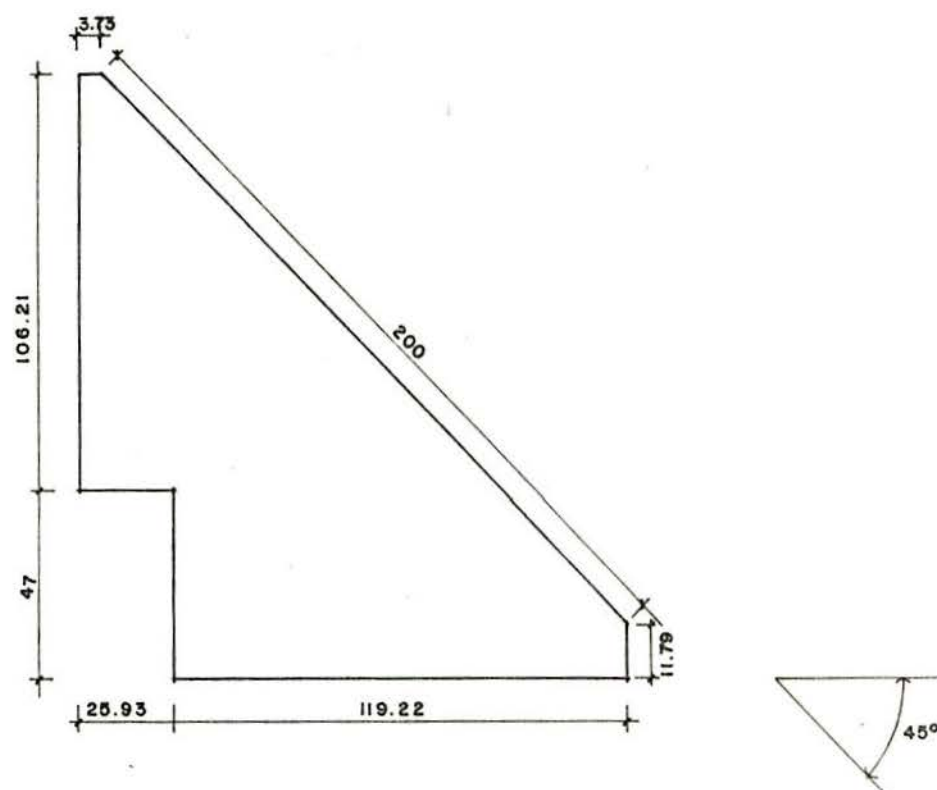


Figura 11 - Dimensões do coletor acumulador de calor.

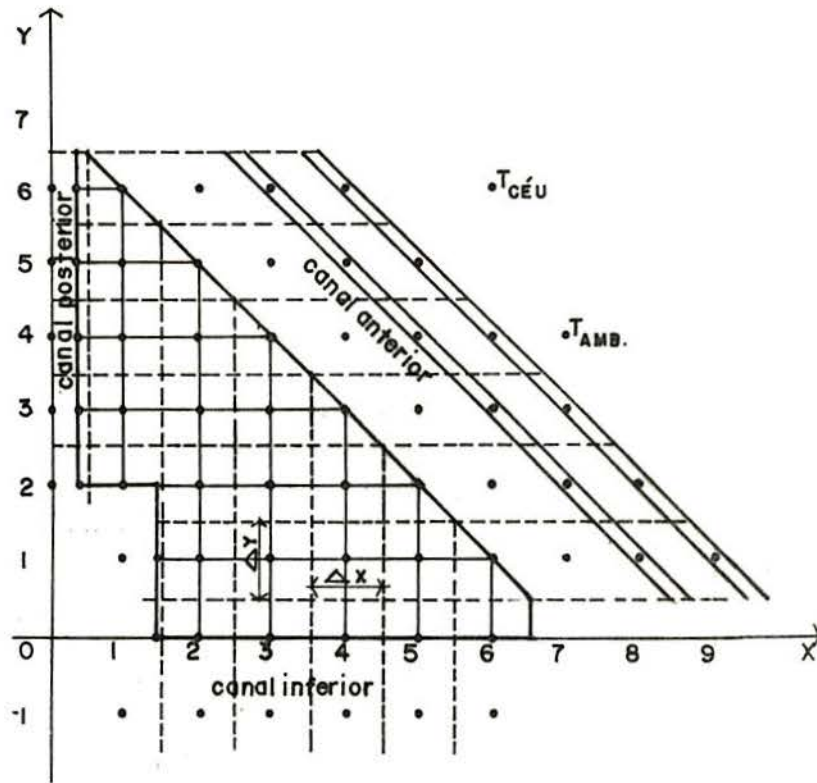


Figura 12a - Divisão do coletor acumulador segundo um retículo.

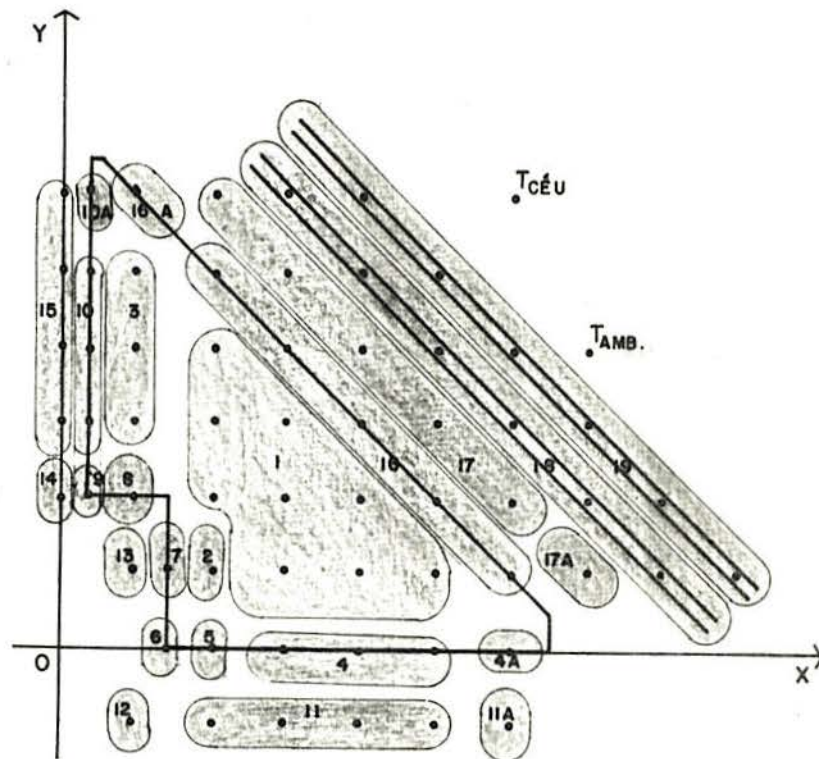


Figura 12b - Divisão dos nós do coletor acumulador por subconjuntos.

6. MONTAGEM DAS EQUAÇÕES RELATIVAS AO COLETOR ACUMULADOR DE CALOR

6.1 Equações dos nós internos da massa

Os nós internos são os que trocam calor com os seus nós vizinhos somente por condução, em regime transitório. Neste caso o método das diferenças finitas é empregado como uma resolução numérica da equação geral da transmissão de calor por condução. Esta equação particularizada para um sistema sem geração interna de calor, supondo um sólido homogêneo com condutibilidade térmica, calor específico e densidade constantes, reduz-se à equação de Fourier

$$\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial \theta} \quad (6.1)$$

onde

T = temperatura,

θ = tempo,

$a = \frac{K}{c\rho}$ = difusividade térmica do material,

K = condutibilidade térmica,

c = calor específico,

ρ = densidade.

Como neste caso supõe-se que a temperatura é constante ao longo do eixo Z , tem-se que

$$\frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} = 0$$

Então, pelo método das diferenças finitas, os nós internos relacionam-se como mostra a Figura 13.

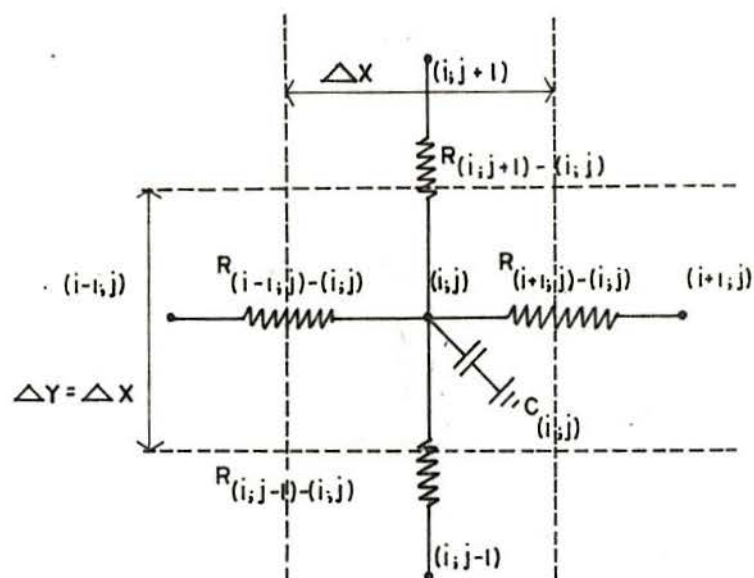


Figura 13 - Esquema de relacionamento de um nó interno com seus vizinhos.

Um balanço de energia para o nó \$(i,j)\$, no intervalo de tempo \$\Delta\theta\$ pode ser expresso semanticamente como

$$\left(\begin{array}{l} \text{Fluxo de calor líquido dos} \\ 4 \text{ nós vizinhos em direção} \\ \text{ao nó } (i,j), \text{ durante } \Delta\theta. \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Aumento na energia in} \\ \text{terna da massa asso-} \\ \text{ciada ao nó } (i,j). \end{array} \right)$$

Para se expressar esse balanço térmico de forma simbólica, designa-se o tempo considerado por um expoente e a posição por um índice (por exemplo, \$T_{i,j}^t\$ é a temperatura do nó \$(i,j)\$ no tempo \$t.\Delta\theta\$). A expressão algébrica para o balanço de calor torna-se, então,

$$\left[\frac{T_{i;j+1}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i;j+1)-(i;j)}} + \frac{T_{i+1;j}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i+1;j)-(i;j)}} + \frac{T_{i;j-1}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i;j-1)-(i;j)}} + \frac{T_{i-1;j}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i-1;j)-(i;j)}} \right] \Delta\theta =$$

$$= C_{i;j} \left(T_{i;j}^{t+1} - T_{i;j}^t \right) \quad (6.2)$$

onde *

$T_{i;j}^{t+1}$ = temperatura do n \bar{o} (i;j), no tempo (t+1) $\Delta\theta$,

$R_{(k;\ell)-(i;j)}$ = resist\~encia entre os n \bar{o} s gen\~ericos (k;\ell) e (i;j),

$C_{i;j}$ = capacidade t\~ermica da massa associada ao n \bar{o} (i;j),

A resist\~encia t\~ermica por condu\~ao entre os n \bar{o} s (k;\ell) e (i;j) \~e

$$R_{(k;\ell)-(i;j)} = \frac{L}{KA} , \quad (6.3)$$

onde

L = dist\~ancia entre os n \bar{o} s em quest\~ao,

A = \~area de troca de calor entre os n \bar{o} s, normal ao fluxo.

A capacidade t\~ermica da massa associada ao n \bar{o} (i;j) \~e

$$C_{i;j} = c_p V , \quad (6.4)$$

onde V \~e o volume da massa associada ao n \bar{o} .

Nesta altura torna-se necess\~ario dividir os n \bar{o} s internos em 3 subconjuntos de n \bar{o} s que apresentam igual resist\~encia t\~ermica com seus vizinhos.

Os subconjuntos, como mostra a Figura 12b, est\~ao as-

* A Eq. (6.2) \~e desenvolvida a partir da Eq. (6.1), pelo m\~etodo das diferen\~ças finitas.

sim divididos:

- Subconjunto 1: n̄s (3;1), (4;1), (5;1), (2;2), (3;2), (4;2), (2;3), (3;3), (2;4).
- Subconjunto 2: n̄ (2;1).
- Subconjunto 3: n̄s (1;3), (1;4), (1;5).

Feito isto, são desenvolvidas equações genéricas para cada subconjunto.

Subconjunto 1

Neste caso tem-se que

$$R_{(k;\ell)-(i;j)} = \frac{L}{KA} = \frac{\Delta X}{KA} \quad (6.5)$$

porque

$$\Delta X = \Delta Y ,$$

e

$$C_{i;j} = c_p V = c_p \Delta X A \quad (6.6)$$

Substituindo os valores de $R_{(k;\ell)-(i;j)}$ e $C_{i;j}$ das Eq. (6.5) e (6.6) para a Eq. (6.2) tem-se

$$\left[\left(T_{i;j+1}^t - T_{i;j}^t \right) + \left(T_{i+1;j}^t - T_{i;j}^t \right) + \left(T_{i;j-1}^t - T_{i;j}^t \right) + \left(T_{i-1;j}^t - T_{i;j}^t \right) \right] \times \\ \times \frac{KA\Delta\theta}{\Delta X} = c_p \Delta X A \left(T_{i;j}^{t+1} - T_{i;j}^t \right) \quad (6.7)$$

Isolando $T_{i;j}^{t+1}$, para que se tenha a forma explícita das diferenças finitas, isto é, com as temperaturas "presentes" (tempo $t.\Delta\theta$), do n̄ (i;j) e de seus vizinhos, pode-se calcular

a temperatura "futura" (tempo $(t+1) \cdot \Delta\theta$) do n \bar{o} $(i;j)$, tem-se a equação genérica do subconjunto 1.

$$T_{i;j}^{t+1} = T_{i;j}^t \left(1 - 4 \frac{a\Delta\theta}{\Delta X^2} \right) + \frac{a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(T_{i;j+1}^t + T_{i+1;j}^t + T_{i;j-1}^t + T_{i-1;j}^t \right) \quad (6.8)$$

Subconjunto 2

Para o n \bar{o} $(2;1)$ tem-se que

$$R_{(2;2)-(2;1)} = R_{(3;1)-(2;1)} = R_{(2;0)-(2;1)} = \frac{\Delta X}{KA}, \quad (6.9)$$

$$R_{(1,44;1)-(2;1)} = 0,56 \frac{\Delta X}{KA}, \quad (6.10)$$

$$C_{2;1} = c_p \Delta X A \quad (6.11)$$

Substituindo os valores das resistências térmicas por condução das Eqs. (6.9) e (6.10) e a capacidade térmica da Eq. (6.11) na Eq. (6.2) e explicitando $T_{2;1}^{t+1}$ tem-se

$$T_{2;1}^{t+1} = T_{2;1}^t \left(1 - 4,79 \frac{a\Delta\theta}{\Delta X^2} \right) + \frac{a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(T_{2;2}^t + T_{3;1}^t + T_{2;0}^t + 1,79 T_{1,44;1}^t \right) \quad (6.12)$$

Subconjunto 3

Neste caso tem-se que

$$R_{(0,34;3)-(1;3)} = R_{(0,34;4)-(1;4)} = R_{(0,34;5)-(1;5)} = 0,66 \frac{\Delta X}{KA} \quad (6.13)$$

Todas as demais resistências térmicas deste subconjunto são da forma $\frac{\Delta X}{KA}$

$$C_{i;j} = c_p \Delta X A \quad (6.14)$$

De forma semelhante aos subconjuntos 1 e 2 chega-se à equação genérica do subconjunto 3.

$$T_{i;j}^{t+1} = T_{i;j}^t \left(1 - 4,52 \frac{a\Delta\theta}{\Delta X^2} \right) + \frac{a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(T_{i;j+1}^t + T_{i+1;j}^t + T_{i;j-1}^t + 1,52 T_{0,34i;j}^t \right) \quad (6.15)$$

6.2 Equações dos nós canal-massa

Os nós canal-massa são os que estão no limite entre os canais posterior, inferior e a massa acumuladora de calor, como por exemplo os nós (0,34;4) e (4;0). Estes nós respondem a uma equação de diferenças finitas semelhante a dos nós internos, porém com menos massa associada e com uma resistência térmica por convecção com o seu nó correspondente dentro do canal.

Seguindo a divisão em subconjuntos de igual resistência térmica, capacidade térmica e coeficiente médio de troca de calor por convecção, tem-se:

- Subconjunto 4: nós (3;0), (4;0), (5;0).
- Subconjunto 4A: nó (6;0).
- Subconjunto 5: nó (2;0).
- Subconjunto 6: nó (1,44;0).
- Subconjunto 7: nó (1,44;1).
- Subconjunto 8: nó (1;2).
- Subconjunto 9: nó (0,34;2).

- Subconjunto 10: nōs (0,34;3), (0,34;4), (0,34;5).
- Subconjunto 10A: nō (0,34;6).

Representam-se graficamente as trocas de calor do subconjunto 4, por exemplo, da seguinte forma

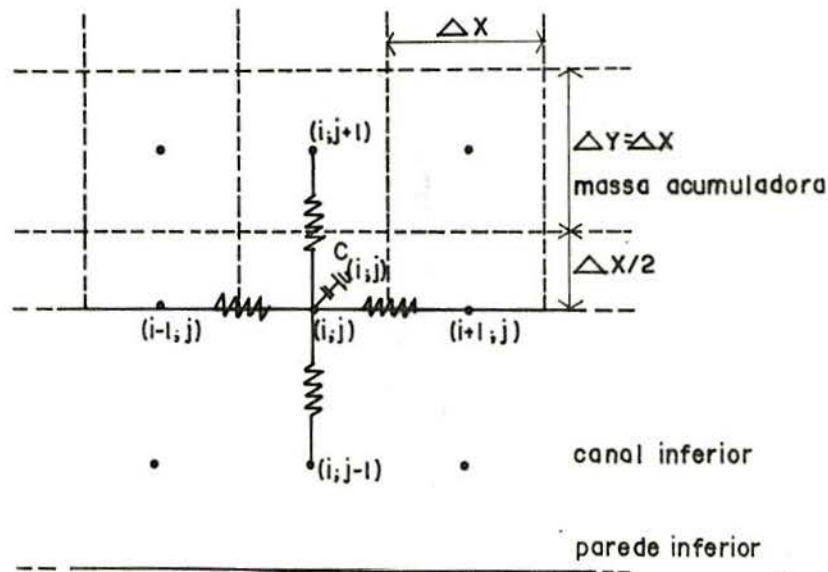


Figura 14 - Esquema de relacionamento de um nō canal-massa com seus vizinhos.

Subconjunto 4

Neste caso, usando a nomenclatura da Figura 14 tem-se que

$$R_{(i;j+1)-(i;j)} = \frac{\Delta X}{KA}, \quad (6.16)$$

$$R_{(i+1;j)-(i;j)} = R_{(i-1;j)-(i;j)} = \frac{\Delta X}{\frac{KA}{2}} = \frac{2\Delta X}{KA}, \quad (6.17)$$

$$R_{(i;j-1)-(i;j)} = \frac{1}{H_H A} \quad (6.18)$$

onde

H_H = coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o ar que está fluindo no canal inferior e a superfície da massa*.

$$C_{i;j} = \frac{c_p \Delta X A}{2} \quad (6.19)$$

Substituindo os valores das resistências térmicas e da capacidade térmica das Eqs. (6.16), (6.17), (6.18) e (6.19) na Eq. (6.2) e explicitando $T_{i;j}^{t+1}$ tem-se a equação genérica do subconjunto 4.

$$T_{i;j}^{t+1} = T_{i;j}^t \left[1 - \frac{2a\Delta\theta}{\Delta X} \left(\frac{2}{\Delta X} + \frac{H_H}{K} \right) \right] + \frac{2a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(T_{i;j+1}^t + \frac{T_{i+1;j}^t}{2} + \frac{H_H \Delta X}{K} T_{i;j-1}^t + \frac{T_{i-1;j}^t}{2} \right) \quad (6.20)$$

Note-se que a parede inferior do canal inferior (Fig. 14) não é levada em conta no sistema, porque se considera que a troca de calor com este elemento é pequena, introduzindo-se uma simplificação no modelo matemático.

Subconjunto 4A

Para o nó (6;0) tem-se que

$$R_{(6;1)-(6;0)} = \frac{\Delta X}{KA} \quad , \quad R_{(6;-1)-(6;0)} = \frac{1}{1,5A H_H} \quad ,$$

$$R_{(5;0)-(6;0)} = \frac{2\Delta X}{KA} \quad , \quad C_{6;0} = \frac{c_p \Delta X A}{2} \quad .$$

* Comentado no item 9.3 deste trabalho.

Então,

$$T_{6;0}^{t+1} = T_{6;0}^t \left[1 - \frac{3a\Delta\theta}{\Delta X} \left(\frac{1}{\Delta X} + \frac{H_H}{K} \right) \right] + \frac{2a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(T_{6;1}^t + \frac{1,5H_H\Delta X}{K} T_{6;-1}^t + \frac{T_{5;0}^t}{2} \right) \quad (6.21)$$

Subconjunto 5

Para o \bar{n}_0 (2;0) tem-se que

$$R_{(2;1)-(2;0)} = \frac{\Delta X}{KA} \quad , \quad R_{(3;0)-(2;0)} = \frac{2\Delta X}{KA} \quad ,$$

$$R_{(2;-1)-(2;0)} = \frac{1}{H_H A} \quad , \quad R_{(1,44;0)-(2;0)} = \frac{0,56\Delta X}{KA} = \frac{1,12\Delta X}{KA} \quad ,$$

$$R_{2;0} = \frac{c\rho\Delta X A}{2} \quad .$$

Então,

$$T_{2;0}^{t+1} = T_{2;0}^t \left[1 - \frac{2a\Delta\theta}{\Delta X} \left(\frac{2,39}{\Delta X} + \frac{H_H}{K} \right) \right] + \frac{2a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(T_{2;1}^t + \frac{T_{3;0}^t}{2} + \frac{H_H\Delta X}{K} T_{2;-1}^t + \frac{T_{1,44;0}^t}{1,12} \right) \quad (6.22)$$

Subconjunto 6

Para o \bar{n}_0 (1,44;0) tem-se que

$$R_{(1,44;1)-(1,44;0)} = \frac{\Delta X}{K 0,06A} = \frac{16,67\Delta X}{KA} \quad ,$$

$$R_{(2;0)-(1,44;0)} = \frac{0,506\Delta X}{KA} = \frac{1,01\Delta X}{KA} \approx \frac{\Delta X}{KA} \quad ,$$

$$R_{(1;-1)-(1,44;0)} = \frac{1}{H_H 0,506A} = \frac{1,98}{H_H A} ,$$

$$C_{1,44;0} = c_p 0,06A 0,5\Delta X ,$$

$$C_{1,44;0} = 0,03 c_p A \Delta X .$$

Então,

$$\begin{aligned} T_{1,44;0}^{t+1} = T_{1,44;0}^t & \left[1 - \frac{35,33a\Delta\theta}{\Delta X} \left(\frac{1}{\Delta X} + \frac{0,48 H_H}{K} \right) \right] + \\ & + \frac{33,33a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(\frac{T_{1,44;1}^t}{16,67} + T_{2;0}^t + \frac{H_H \Delta X}{1,98K} T_{1;-1}^t \right) \end{aligned} \quad (6.23)$$

Subconjunto 7

Para o nó (1,44;1) tem-se que

$$R_{(2;1)-(1,44;1)} = \frac{0,506\Delta X}{KA} ,$$

$$R_{(1,44;0)-(1,44;1)} = \frac{\Delta X}{K 0,06A} = \frac{16,67\Delta X}{KA} ,$$

$$R_{(1;1)-(1,44;1)} = \frac{1}{H_H A} ,$$

$$C_{1,44;1} = 0,06 c_p A \Delta X .$$

Então,

$$\begin{aligned} T_{1,44;1}^{t+1} = T_{1,44;1}^t & \left[1 - \frac{16,66a\Delta\theta}{\Delta X} \left(\frac{2,04}{\Delta X} + \frac{H_H}{K} \right) \right] + \\ & + \frac{16,66a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(\frac{T_{2;1}^t}{0,506} + \frac{T_{1,44;0}^t}{16,67} + \frac{H_H \Delta X}{K} T_{1;1}^t \right) \end{aligned} \quad (6.24)$$

Subconjunto 8

Para o n̄o (1;2) tem-se que

$$R_{(1;3)-(1;2)} = \frac{\Delta X}{KA}, \quad R_{(2;2)-(1;2)} = \frac{2\Delta X}{KA},$$

$$R_{(1;1)-(1;2)} = \frac{1}{H_H 1,44A} = \frac{0,69}{H_H A},$$

$$R_{(0,34;2)-(1;2)} = \frac{0,66\Delta X}{K \frac{A}{2}} = \frac{1,32\Delta X}{KA},$$

$$C_{1;2} = c_p \left(\frac{A}{2} 0,96\Delta X + A 0,06\Delta X \right),$$

$$C_{1;2} = 0,54 c_p A \Delta X.$$

Então,

$$\begin{aligned} T_{1;2}^{t+1} = T_{1;2}^t & \left[1 - \frac{2,68a\Delta\theta}{\Delta X} \left(\frac{1,56}{\Delta X} + \frac{H_H}{K} \right) + \right. \\ & \left. + \frac{1,85a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(T_{1;3}^t + \frac{T_{2;2}^t}{2} + \frac{1,45H_H \Delta X}{K} T_{1;1}^t + \frac{T_{0,34;2}^t}{1,32} \right) \right] \end{aligned} \quad (6.25)$$

Subconjunto 9

Para o n̄o (0,34;2) tem-se que

$$R_{(0,34;3)-(0,34;2)} = \frac{\Delta X}{K 0,16A} = \frac{6,25\Delta X}{KA},$$

$$R_{(1;2)-(0,34;2)} = \frac{0,66\Delta X}{K \frac{A}{2}} = \frac{1,32\Delta X}{KA},$$

$$R_{(0;2)-(0,34;2)} = \frac{1}{H_H 0,66A} = \frac{1,52}{H_H A},$$

$$C_{0,34;2} = c_p 0,16A 0,5\Delta X = 0,08 c_p A \Delta X .$$

Então,

$$\begin{aligned} T_{0,34;2}^{t+1} = T_{0,34;2}^t & \left[1 - \frac{8,22a\Delta\theta}{\Delta X} \left(\frac{1,4}{\Delta X} + \frac{H_H}{K} \right) \right] + \\ & + \frac{12,5a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(\frac{T_{0,34;3}^t}{6,25} + \frac{T_{1;2}^t}{1,32} + \frac{0,66H_H \Delta X}{K} T_{0;2}^t \right) \end{aligned} \quad (6.26)$$

Subconjunto 10

Neste caso tem-se que

$$R_{(i;j+1)-(i;j)} = \frac{\Delta X}{K 0,16 A} = \frac{6,25\Delta X}{KA} ,$$

$$R_{(i+0,66;j)-(i;j)} = \frac{0,66\Delta X}{KA} ,$$

$$R_{(i;j-1)-(i;j)} = \frac{\Delta X}{K \frac{A}{0,16}} = \frac{6,25\Delta X}{KA} ,$$

$$R_{(i-0,34;j)-(i,j)} = \frac{1}{H_V A} ,$$

onde

H_V = coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o ar que está fluindo no canal posterior e a superfície da massa*.

$$C_{i;j} = c_p 0,16A \Delta X$$

* Comentado no item 9.3 deste trabalho.

Então, desenvolve-se a equação genérica do subconjunto 10

$$T_{i;j}^{t+1} = T_{i;j}^t \left[1 - \frac{6,25a\Delta\theta}{\Delta X} \left(\frac{1,84}{\Delta X} + \frac{H_V}{K} \right) \right] + \frac{6,25a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(\frac{T_{i;j+1}^t}{6,25} + \frac{T_{i+0,66;j}^t}{0,66} + \frac{T_{i;j-1}^t}{6,25} + \frac{H_V \Delta X}{K} T_{i-0,34;j}^t \right) \quad (6.27)$$

Subconjunto 10A

Para o n̄o (0,34;6) tem-se as mesmas resistências térmicas dos n̄os do subconjunto 10, com exceção da $R_{(i;j+1)-(i;j)}$, que inexistente neste caso, então, a equação do n̄o (0,34;6) é

$$T_{0,34;6}^t = T_{0,34;6}^t \left[1 - \frac{6,25a\Delta\theta}{\Delta X} \left(\frac{1,68}{\Delta X} + \frac{H_V}{K} \right) \right] + \frac{6,25a\Delta\theta}{\Delta X^2} \left(\frac{T_{1;6}^t}{0,66} + \frac{T_{0,34;5}^t}{6,25} + \frac{H_V \Delta X}{K} T_{0;6}^t \right) \quad (6.28)$$

6.3 Equações dos n̄os do absorvedor

Os n̄os do absorvedor, como por exemplo os n̄os (4;3) e (5;2), relacionam-se com seus vizinhos como mostra a Figura 15. Note-se que o n̄o genérico (i;j) recebe radiação solar, armazena parte desta energia em sua massa associada, troca calor por condução com os n̄os (i;j-1) e (i-1;j), que estão na massa acumuladora, por convecção com o n̄o (i+1;j), que está no canal anterior, e por radiação com o n̄o (i+2;j), que está na cobertura interna.

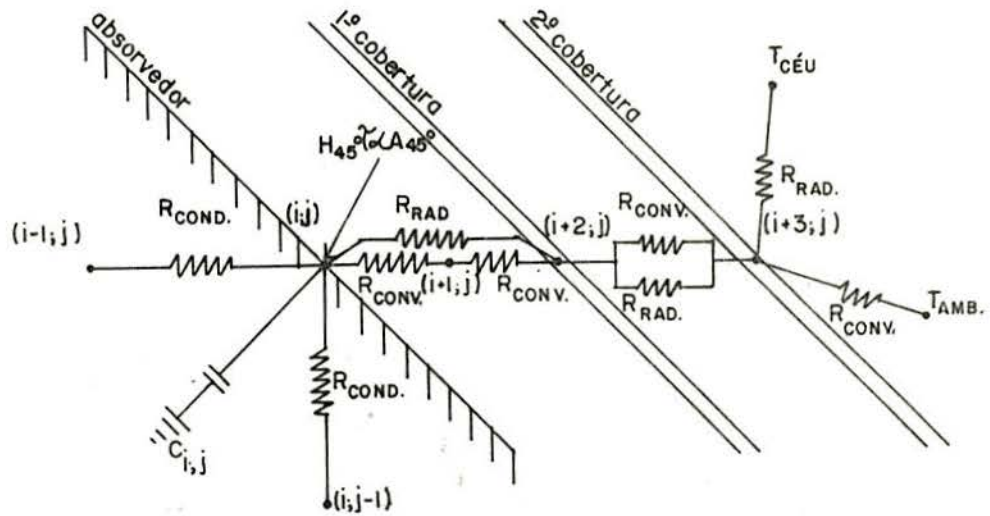


Figura 15 - Esquema de relacionamento de um nó absorvedor, um nó da 1ª cobertura e um nó da 2ª cobertura com seus vizinhos.

Um balanço de energia para o nó $(i;j)$ gera a equação:

$$\left[H_{45^\circ}^t \tau^t \alpha_{45^\circ} + \frac{T_{i+1;j}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i+1;j)-(i;j)}} + \frac{T_{i;j-1}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i;j-1)-(i;j)}} + \frac{T_{i-1;j}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i-1;j)-(i;j)}} + \frac{T_{i+2;j}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i+2;j)-(i;j)}} \right] \Delta\theta = C_{i;j} (T_{i;j}^{t+1} - T_{i;j}^t), \quad (6.29)$$

onde

$H_{45^\circ}^t$ = intensidade de radiação solar em uma superfície inclinada de 45° para o norte, no local, no instante $t.\Delta\theta$.

τ^t = transmitância por absorção e reflexão nas duas coberturas, no instante $t.\Delta\theta$.

α = absortância da superfície absorvedora (que neste modelo matemático é considerada lisa, com

absortância igual à emissividade aparente das cavidades),

$$A_{45^\circ} = \frac{A}{\cos 45^\circ} = 1,414 A \quad , \quad (6.30)$$

$$R_{(i+1;j)-(i;j)} = \frac{1}{A_{45^\circ} H_{IA}} = \frac{0,707}{A H_{IA}} \quad , \quad (6.31)$$

onde

H_{IA} = coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o ar que está fluindo no canal anterior e a superfície do absorvedor*,

$$R_{(i;j-1)-(i;j)} = R_{(i-1;j)-(i;j)} = \frac{\Delta X}{KA} \quad (6.32)$$

$$R_{(i+2;j)-(i;j)}^t = \frac{1}{h_r^t A_{45^\circ}} = \frac{0,707}{h_r^t A} \quad , \quad (6.33)$$

onde

h_r^t = coeficiente de troca de calor por radiação (entre a superfície absorvedora e a 1ª cobertura, neste caso), no instante t . $\Delta\theta$.

Tem-se, da referência 10, que para corpos cinzas denominados corpo 1 e corpo 2

$$h_r = \frac{\sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1)}{\frac{(1 - \epsilon_1)}{\epsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{(1 - \epsilon_2)A_1}{\epsilon_2 A_2}} \quad (6.34)$$

* Ver item 9.3 deste trabalho.

onde

- σ = constante de Stefan-Boltzman,
 ϵ_1 = emissividade do corpo 1,
 ϵ_2 = emissividade do corpo 2,
 F_{12} = fator de forma do corpo 1 em relação ao corpo 2.

Assumindo que $F_{12} = 1$ e que $A_1 = A_2$, tem-se

$$h_r = \frac{\sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (6.35)$$

Para valores de T_1 e T_2 não muito diferentes (ver Anexo I), tem-se que

$$\sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1) \approx 4\sigma \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)^3, \quad (6.36)$$

então

$$h_r \approx \frac{4\sigma \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)^3}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (6.37)$$

Então, substituindo h_r na equação (6.33) e retornando à nomenclatura anterior, tem-se que

$$R_{(i+2;j)-(i;j)}^t = \frac{1,414 \left(\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1 \right)}{\sigma(T_{i+2;j}^t + T_{i;j}^t)^3 A} \quad (6.38)$$

onde

ϵ_p = emissividade da superfície absorvedora (ou emissividade da placa).

ϵ_C = emissividade da 1.^a cobertura, considerada 0,85 por se tratar de vidro.

A capacidade térmica da massa associada ao nó (i;j) é

$$C_{i;j} = \frac{c_p \Delta X A}{2} \quad (6.39)$$

Substituindo os valores de A_{45° , das resistências térmicas e da capacidade térmica na equação (6.31) e explicitando $T_{i;j}^{t+1}$, obtêm-se

$$\begin{aligned} T_{i;j}^{t+1} = \frac{2a\Delta\theta}{K\Delta X} & \left[1,414 H_{45^\circ}^t \tau_\alpha^t + 1,414 H_{IA} (T_{i+1;j}^t - T_{i;j}^t) + \right. \\ & + \frac{K}{\Delta X} (T_{i;j-1}^t - T_{i;j}^t) + \frac{K}{\Delta X} (T_{i-1;j}^t - T_{i;j}^t) + \\ & \left. + \frac{\sigma(T_{i+2;j}^t + T_{i;j}^t)^3 (T_{i+2;j}^t - T_{i;j}^t)}{1,414 \left(\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_C} - 1 \right)} \right] + T_{i;j}^t \end{aligned} \quad (6.40)$$

que é a equação genérica dos nós (2;5), (3;4), (4;3), (5;2) e (6;1), que formam o subconjunto 16. O nó (1;6), que forma o subconjunto 16A, possui a equação genérica do subconjunto 16 modificada

$$R_{(i-1;j)-(i;j)} = \frac{0,66\Delta X}{KA} \quad (6.41)$$

6.4 Equação dos nós da primeira cobertura

As coberturas são consideradas, neste modelo matemático, sem massa e opacas para as emissões do absorvedor e da ou

tra cobertura.

Os n \bar{o} s da 1.^a cobertura formam o subconjunto 18 e relacionam-se com seus vizinhos como mostra a Figura 15, com a nomenclatura mudada, isto \bar{e} , n \bar{o} (i;j) no lugar do n \bar{o} (i+2;j).

Um balanço de energia para o n \bar{o} (i;j) gera a equação*

$$\frac{T_{i+1;j}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i+1;j)-(i;j)}^t} + \frac{T_{i-1;j}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i-1;j)-(i;j)}^t} + \frac{T_{i-2;j}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i-2;j)-(i;j)}^t} = 0 \quad (6.42)$$

pois

$$C_{i;j} = 0$$

e

$$\Delta\theta \neq 0$$

Então, tem-se que

$$R_{(i+1;j)-(i;j)}^t = \frac{1}{(H_{CC} + h_r^t)A_{45^\circ}} \quad (6.43)$$

onde

H_{CC} = coeficiente médio de troca de calor por convecção entre as duas coberturas**.

h_r^t = coeficiente de troca de calor por radiação (entre as duas coberturas, neste caso), no instante $t.\Delta\theta$.

* Em regime permanente durante o intervalo de tempo $\Delta\theta$.

** Ver item 9.3.

$$R_{(i+1;j)-(i;j)}^t = \frac{1}{\left[H_{CC} + \frac{4\sigma \left(\frac{T_{i+1;j}^t + T_{i;j}^t}{2} \right)^3}{\frac{1}{\epsilon_{i;j}} + \frac{1}{\epsilon_{i+1;j}} - 1} \right] A_{45^\circ}} \quad (6.44)$$

Neste caso, como as coberturas são do mesmo material, homogêneo

$$\epsilon_{i;j} = \epsilon_{i+1;j} = \epsilon_c$$

Então

$$R_{(i+1;j)-(i;j)}^t = \frac{1}{\left[H_{CC} + \frac{0,5 (T_{i+1;j}^t + T_{i;j}^t)^3}{\frac{2}{\epsilon_c} - 1} \right] A_{45^\circ}} \quad (6.45)$$

$$R_{(i-1;j)-(i;j)} = \frac{1}{H_{IC} A_{45^\circ}} \quad (6.46)$$

onde

H_{IC} = coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o ar que está fluindo do canal anterior e a superfície da 1.^a cobertura*.

$$R_{(i-2;j)-(i;j)}^t = \frac{1}{h_r^t A_{45^\circ}} \quad (6.47)$$

Como o h_r deste caso é o mesmo usado na equação genérica do subconjunto 16, apenas com a nomenclatura coerente para

* Ver item 9.3.

este caso, tem-se que

$$R_{(i-2;j)-(i;j)}^t = \frac{2 \left(\frac{1}{\epsilon_P} + \frac{1}{\epsilon_C} - 1 \right)}{\sigma (T_{i-2;j}^t + T_{i;j}^t)^3 A_{45^\circ}} \quad (6.48)$$

Substituindo as resistências térmicas na equação (6.42) e explicitando os termos lineares de $T_{i;j}^t$ tem-se

$$T_{i;j}^t = \left\{ \frac{\sigma (T_{i-2;j}^t + T_{i;j}^t)^3 T_{i-2;j}^t}{\frac{2}{\epsilon_P} + \frac{2}{\epsilon_P} - 2} + H_{IC} T_{i-1;j}^t + \right. \\ \left. + T_{i+1;j}^t \left[H_{CC} + \frac{\sigma (T_{i+1;j}^t + T_{i;j}^t)^3}{\frac{4}{\epsilon_C} - 2} \right] \right\} \times \\ \times \left[\frac{\sigma (T_{i-2;j}^t + T_{i;j}^t)^3}{\frac{2}{\epsilon_C} + \frac{2}{\epsilon_P} - 2} + H_{IC} + H_{CC} + \frac{\sigma (T_{i+1;j}^t + T_{i;j}^t)}{\frac{4}{\epsilon_C} - 2} \right]^{-1} \quad (6.49)$$

Esta é a equação genérica dos n̄s da 1.^a cobertura, que é resolvida por um processo iterativo.

6.5 Equação dos n̄s da segunda cobertura

Estes n̄s, que formam o subconjunto 19, são tratados de forma análoga aos n̄s da 1.^a cobertura. Relacionam-se com seus vizinhos como mostra a Figura 15, com a nomenclatura mudada, isto é, n̄o (i;j) no lugar do n̄o (i+3;j).

Um balanço de energia para o n \tilde{o} (i;j) gera a equação*

$$\frac{T_{CEU}^t - T_{i;j}^t}{R_{CEU-i;j}^t} + \frac{T_{AMB}^t - T_{i;j}^t}{R_{AMB-i;j}} + \frac{T_{i-1;j}^t - T_{i;j}^t}{R_{(i-1;j)-(i;j)}^t} = 0 \quad (6.50)$$

onde

T_{AMB}^t = temperatura do ar ambiente exterior ao pr \tilde{e} -dio, no tempo $t.\Delta\theta$.

T_{CEU}^t = temperatura hipot \tilde{e} tica do c \tilde{e} u para trocas de calor por radia \tilde{c} o ($T_{CEU}^t = T_{AMB}^t - 5^{\circ}K$), no tempo $t.\Delta\theta$.

$$R_{CEU-i;j}^t = \frac{1}{h_r^t A_{45^{\circ}}} = \frac{1}{\left(\frac{4\sigma \left(\frac{T_{CEU}^t + T_{i;j}^t}{2} \right)^3}{\frac{1}{\epsilon_{i;j}} + \frac{1}{\epsilon_{CEU}} - 1} \right) A_{45^{\circ}}} \quad (6.51)$$

Considerando-se que

$$\epsilon_{CEU} = 1 \quad (\text{emissividade do c\tilde{e}u})$$

e

$$\epsilon_{i;j} = \epsilon_c,$$

tem-se

$$R_{CEU-i;j}^t = \frac{1}{0,5 \epsilon_c \sigma (T_{CEU}^t + T_{i;j}^t)^3 A_{45^{\circ}}} \quad (6.52)$$

$$R_{AMB-i;j} = \frac{1}{H_{ICA} A_{45^{\circ}}} \quad (6.53)$$

* Em regime permanente durante o intervalo de tempo $\Delta\theta$.

onde

H_{ICA} = coeficiente médio de troca de calor por convecção entre o ar ambiente e a superfície da 2ª cobertura*;

$R_{(i-1;j)-(i;j)}^t$ = resistência à troca de calor entre as duas coberturas, já vista.

Então, substituindo as resistências térmicas na equação (6.50) e explicitando os termos lineares de $T_{i;j}^t$ tem-se

$$T_{i;j}^t = \left\{ T_{i-1;j}^t \left[H_{CC} + \frac{\sigma (T_{i-1;j}^t + T_{i;j}^t)^3}{\frac{4}{\epsilon_c} - 2} \right] + \right. \\ \left. + 0,5 \sigma \epsilon_c T_{CEU}^t (T_{CEU}^t + T_{i;j}^t)^3 + H_{ICA} T_{AMB}^t \right\} \times \\ \times \left[H_{CC} + \frac{\sigma (T_{i-1;j}^t + T_{i;j}^t)^3}{\frac{4}{\epsilon_c} - 2} + 0,5 \sigma \epsilon_c (T_{CEU}^t + T_{i;j}^t)^3 + H_{ICA} \right]^{-1} \quad (6.54)$$

Esta é a equação genérica dos nós da 2ª cobertura, que é resolvida por um processo iterativo.

6.6 Equações dos nós do canal anterior

O desenvolvimento das equações para os nós do canal anterior baseiam-se na Figura 16.

* Ver item 9.3.

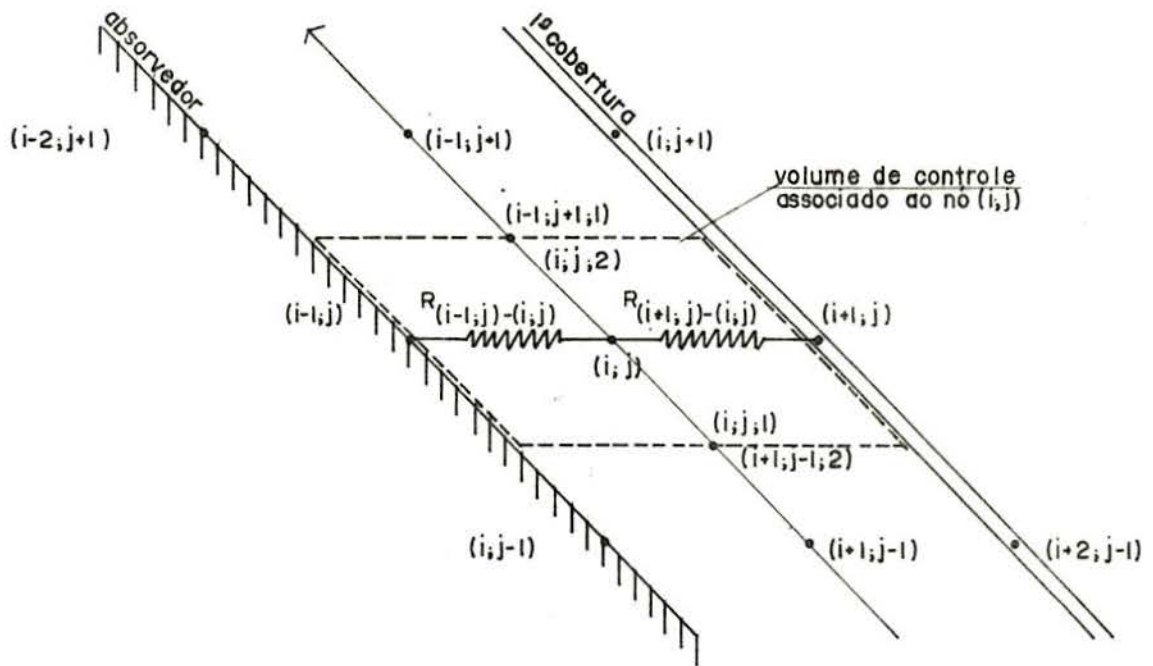


Figura 16 - Esquema de relacionamento de um nó do canal anterior com seus vizinhos.

Fazendo um balanço de energia, em termos de fluxo, para o nó $(i; j)$ tem-se

$$\frac{T_{i-1; j}^t - T_{i; j}^t}{R_{(i-1; j)-(i; j)}} + \frac{T_{i+1; j}^t - T_{i; j}^t}{R_{(i+1; j)-(i; j)}} = GH^t C_p (T_{i; j; 2}^t - T_{i; j; 1}^t) \quad (6.55)$$

onde

GH^t = descarga de ar, em $[Kg/h]$, no canal inferior e anterior, no instante t . $\Delta\theta$,

C_p = calor específico, à pressão constante, do ar que está fluindo no canal,

$T_{i; j; 1}^t$ = temperatura de entrada do ar no volume de controle associado ao nó $(i; j)$,

$T_{i; j; 2}^t$ = temperatura de saída do ar do volume de controle associado ao nó $(i; j)$.

$$R_{(i-1;j)-(i;j)} = \frac{1}{A_{45^\circ} H_{IC}} = \frac{1}{1,414A H_{IA}}, \quad (6.56)$$

$$R_{(i+1;j)-(i;j)} = \frac{1}{A_{45^\circ} H_{IC}} = \frac{1}{1,414A H_{IC}}, \quad (6.57)$$

sabendo-se que

$$T_{i;j;1}^t = T_{i+1;j-1;2}^t \quad (6.58)$$

E supondo uma variação linear da temperatura de $T_{i;j;1}^t$ a $T_{i;j;2}^t$ podemos afirmar que

$$T_{i;j}^t = \frac{T_{i+1;j-1;2}^t + T_{i;j;2}^t}{2} \quad (6.59)$$

Substituindo $T_{i;j}^t$ da equação (6.59) na equação (6.55) e explicitando $T_{i;j;2}^t$ tem-se

$$\begin{aligned} T_{i;j;2}^t = & \left\{ 1,414 A \left[H_{IA} \left(T_{i-1;j}^t - 0,5 T_{i+1;j-1;2}^t \right) + \right. \right. \\ & \left. \left. + H_{IC} \left(T_{i+1;j}^t - 0,5 T_{i+1;j-1;2}^t \right) \right] + \right. \\ & \left. + GH^t C_p T_{i+1;j-1;2}^t \right\} \times \\ & \times \left[0,707 A (H_{IA} + H_{IC}) + GH^t C_p \right]^{-1} \quad (6.60) \end{aligned}$$

Então, conhecendo $T_{i;j;2}^t$, calcula-se $T_{i;j}^t$ através da equação (6.59).

Estas equações devem ser resolvidas em seqüência, para que se possa ter, em cada n̄o abordado, primeiramente o valor de $T_{i+1;j-1;2}^t$ na equação (6.58).

As equações (6.59) e (6.60) são as equações genéricas do subconjunto 17, formado pelos n̄os (6;2), (5;3), (4;4), (3;5) e (2;6).

Por motivo de nomenclatura o n̄o (7;1), que forma o subconjunto 17A, não pode ser atendido pelas equações (6.59) e (6.60). Este n̄o obedece às equações que seguem:

$$\begin{aligned}
 T_{7;1;2}^t = & \left\{ 1,414 A \left[H_{IA} \left(T_{6;1}^t - 0,5 T_{6;-1;2}^t \right) + \right. \right. \\
 & \left. \left. + H_{IC} \left(T_{8;1}^t - 0,5 T_{6;-1;2}^t \right) + GH^t C_p T_{6;-1;2}^t \right] \right\} \times \\
 & \times \left[0,707 A (H_{IA} + H_{IC}) + GH^t C_p \right]^{-1} \quad (6.61)
 \end{aligned}$$

$$T_{7;1}^t = \frac{T_{6;-1;2}^t + T_{7;1;2}^t}{2} \quad (6.62)$$

6.7 Equações do canal inferior

Os n̄os do canal inferior são tratados de forma análoga aos n̄os do canal anterior, já visto. Neste caso, a "cobertura" é a parede inferior do canal, que, por seu posicionamento geométrico e por tratar-se de convecção natural desprezou-se a troca de calor entre o ar que flui no canal e esta parede, fazendo-se $H_{IC} = 0$.

Os n̄os do canal inferior foram divididos em subconjuntos, em função de sua área de troca de calor.

Subconjunto 11

N̄os: (2;-1), (3;-1), (4;-1) e (5;-1)

Área de troca de cada n̄o = A

Este subconjunto responde às equações genéricas

$$T_{i;j;2}^t = \frac{A H_H (T_{i;0}^t - 0,5 T_{i-1;j;2}^t) + G H^t C_p T_{i-1;j;2}^t}{0,5 A H_H + G H^t C_p} \quad (6.63)$$

e

$$T_{i;j}^t = \frac{T_{i-1;j;2}^t + T_{i;j;2}^t}{2} \quad (6.64)$$

Subconjunto 11A

N̄o (6;-1)

Área de troca de calor = 1,5A

Equações:

$$T_{6;-1;2}^t = \frac{1,5 A H_H (T_{6;0}^t - 0,5 T_{5;-1;2}^t) + G H^t C_p T_{5;-1;2}^t}{0,75 A H_H + G H^t C_p} \quad (6.65)$$

$$T_{6;-1}^t = \frac{T_{5;-1;2}^t + T_{6;-1;2}^t}{2} \quad (6.66)$$

Subconjunto 12

N̄o (1;-1)

Área de troca de calor = 0,51A

Equações:

$$T_{1;-1;2}^t = \frac{0,51 A H_H (T_{1;1;2}^t - 0,5 T_{1;1;2}^t) + G H^t C_p T_{1;1;2}^t}{0,26 A H_H + G H^t C_p} \quad (6.67)$$

$$T_{1;-1}^t = \frac{T_{1;1;2}^t + T_{1;-1;2}^t}{2} \quad (6.68)$$

Subconjunto 13

N \bar{o} (1;1)

Área de troca de calor = 2,44A

Este subconjunto responde às equações:

$$T_{1;1;2}^t = \frac{1,22 A H_H (T_{1;2}^t + T_{1,44;1}^t - T_{INT}^t) + G H^t C_p T_{INT}^t}{1,22 A H_H + G H^t C_p} \quad (6.69)$$

onde

T_{INT}^t = temperatura interna do prédio no tempo $t.\Delta\theta$,

e

$$T_{1;1}^t = \frac{T_{INT}^t + T_{1;1;2}^t}{2} \quad (6.70)$$

6.8 Equações do canal posterior

Estes n \bar{o} s também são tratados de forma análoga aos n \bar{o} s do canal anterior.

Neste caso, a "cobertura" é a parede que separa a massa acumuladora de calor e o ambiente interno habitado (Fig. 5), que, por estar bem isolada e conter pouca massa, desprezou-se a troca de calor entre o ar que flui no canal e esta parede, fazendo-se $H_{IC} = 0$.

Os nós deste canal também foram divididos em subconjuntos, em função de sua área de troca de calor.

Subconjunto 14

Nó (0;2)

Área de troca de calor = 0,66A

Este subconjunto responde às equações:

$$T_{0;2;2}^t = \frac{0,66 A H_V (T_{0,34;2}^t - 0,5 T_{INT}^t) + G V^t C_p T_{INT}^t}{0,33 A H_V + G V^t C_p} \quad (6.71)$$

onde

$G V^t$ = descarga de ar, em [Kg/h], no canal posterior, no instante $t \cdot \Delta\theta$,

e

$$T_{0;2}^t = \frac{T_{INT}^t + T_{0;2;2}^t}{2} \quad (6.72)$$

Subconjunto 15

Nós: (0;3), (0;4), (0;5), (0;6)

Área de troca de calor = A

Equações:

$$T_{i;j;2}^t = \frac{AH_V(T_{i+0,34;j}^t - 0,5 T_{i;j-1;2}^t) + GV^t C_p T_{i;j-1;2}^t}{0,5 AH_V + GV^t C_p} \quad (6.73)$$

$$T_{i;j}^t = \frac{T_{i;j-1;2}^t + T_{i;j;2}^t}{2} \quad (6.74)$$

7. CÁLCULO DA DESGARGA DE AR NOS CANAIS

Das Ref. 2 e 3 tem-se, para canais em paredes do tipo Trombe, com as hipóteses de que a temperatura do ar varia linearmente ao longo do canal e que não há estratificação de temperatura no interior do prédio (ambiente aquecido), que

$$\dot{V} = C_d \cdot A_V' \cdot [g \cdot \beta \cdot |(T_5 - T_2)| \cdot H]^{1/2} \quad (7.1)$$

onde

\dot{V} = vazão de ar no canal por unidade de área de cobertura (vidros) da parede Trombe,

C_d = coeficiente de perda de carga ($C_d < 1$),

g = aceleração da gravidade no local,

T_5 = média aritmética das temperaturas de entrada e de saída do canal, em unidades absolutas,

$$\beta = \frac{1}{T_5},$$

T_2 = temperatura do ambiente aquecido, em unidades absolutas,

H = altura da parede, medida entre centros das bocas de captação e descarga de ar,

$$A_V' = \frac{A_V}{A_g},$$

onde

A_V = área da seção transversal de cada boca de captação e des-

carga de ar,

A_g = área de cobertura (vidros) da parede.

O canal anterior é continuação do canal inferior, então, para o cálculo de GH, estes canais são tratados como um único canal.

Para efeito de estudo o coletor acumulador de calor é dividido em 12 módulos de 1 m, na dimensão Z (eixo leste-oeste do prédio).

A área da seção transversal de cada boca de captação e descarga de ar (A_v) é igual a $0,047 \text{ m}^2$, tendo-se uma de captação e uma de descarga, por módulo.

7.1 Canais inferior e anterior

Entrando na eq. (7.1) com g em $[\text{m}^2/\text{s}]$, H em $[\text{m}]$ e as temperaturas em $[\text{K}]$, obtem-se, segundo as referências, \dot{V} em $[\text{m}^3/\text{s m}^2]$.

A fim de se obter GH em $[\text{Kg/h}]$, faz-se

$$\text{GH}[\text{Kg/h}] = \dot{V}[\text{m}^3/\text{sm}^2] A_g[\text{m}^2] 3600[\text{s/h}] 1[\text{Kg/m}^3] \quad (7.2)$$

Neste caso tem-se, por módulo

$$A_g = 2 \text{ m}^2,$$

$$A_v' = \frac{A_v}{A_g} = \frac{0,047 \text{ m}^2}{2 \text{ m}^2} = 0,0235$$

$$H = 1,03 \text{ m} ,$$

$$T_5^t = T_M^t = \frac{T_{INT}^t + T_{2;6}^t}{2} , \quad (7.3)$$

$$T_2^t = T_{INT}^t .$$

As referências 2 e 3 recomendam, para uma parede Trombe vertical, $C_d = 0,8$, entretanto, como o canal inferior-anterior possui 4 curvas, causando maior perda de carga, é adotado neste caso $C_d = 0,6$.

Então, entrando-se com $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ e com os valores acima na eq. (7.1), e com a eq. (7.1) na eq. (7.2), obtém-se, para o tempo $t \cdot \Delta\theta$

$$GH^t = 102 \left[\frac{10,1}{T_M^t} |T_M^t - T_{INT}^t| \right]^{1/2} \quad (7.4)$$

7.2 - Canal posterior

Para que se possa empregar a eq. (7.1), neste caso que não se tem cobertura mas as paredes do canal recebem calor da massa acumuladora, faz-se

$$A_g = \text{área de uma das paredes do canal.}$$

Então tem-se, por módulo

$$A_g = 1,38 \text{ m}^2 ,$$

$$A_v' = \frac{A_v}{A_g} = \frac{0,047 \text{ m}^2}{1,38 \text{ m}^2} = 0,0341 ,$$

$$H = 1,03 \text{ m} ,$$

$$T_5^t = T_M^t = \frac{T_{INT}^t + T_{0;6}^t}{2} , \quad (7.5)$$

$$T_2^t = T_{INT}^t .$$

Neste caso, embora se tenha o mesmo número de curvas de uma parede Trombe vertical, adotou-se $C_d = 0,7$, porque as bocas de captação e descarga de ar são as mesmas que atendem ao canal inferior-anterior, tendo-se assim velocidades maiores e em consequência maiores perdas de carga.

Então, da mesma forma que para o canal inferior-anterior tem-se, para o tempo $t \cdot \Delta\theta$

$$GV^t = 118 \left[\frac{10,1}{T_M^t} |T_M^t - T_{INT}^t| \right]^{1/2} \quad (7.6)$$

8. MODELO MATEMÁTICO PARA O CÁLCULO DA TEMPERATURA INTERNA DO PRÉDIO, NA ZONA ESTUDADA

A zona estudada ganha, durante o inverno, calor solar de forma indireta do coletor acumulador, e de forma direta, através das janelas da fachada norte do prédio. Também ganha calor das pessoas e dos aparelhos que estão no seu interior. A perda de calor se dá por transmissão (U.A) e pela necessária renovação de ar.

Adotam-se as seguintes hipóteses de trabalho para um dia típico do mês de julho:

1º) Durante o dia

$$\left(\begin{array}{c} \text{calor perdido} \\ \text{por renovação de ar} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{calor ganho} \\ \text{das pessoas} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{calor ganho} \\ \text{dos aparelhos} \end{array} \right) > 0$$

2º) Durante a noite

$$\left(\begin{array}{c} \text{calor perdido} \\ \text{por renovação de ar} \end{array} \right) \cong \left(\begin{array}{c} \text{calor ganho} \\ \text{das pessoas} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{calor ganho} \\ \text{dos aparelhos} \end{array} \right) \cong 0$$

A validade da 1a. hipótese é justificada com um exemplo concreto no anexo II.

A 2a. hipótese de trabalho também é razoável, considerando-se que o prédio tem boa vedação nas suas aberturas, e que não há ocupação noturna nem aparelhos em funcionamento, durante esse período.

Para o cálculo da temperatura do ar (T_{INT}) na ofici-

na e laboratório desenvolveu-se o modelo matemático mostrado na Figura 17.

O piso é dividido em duas áreas; a primeira delas (nós 2 e 3*) recebe radiação solar através das janelas norte, enquanto que a segunda (nós 4 e 5) não. As paredes externas das salas são representadas pelos nós 6 e 7. A parede interna sul (Fig. 4), é representada pelos nós 9 e 10. As massas internas

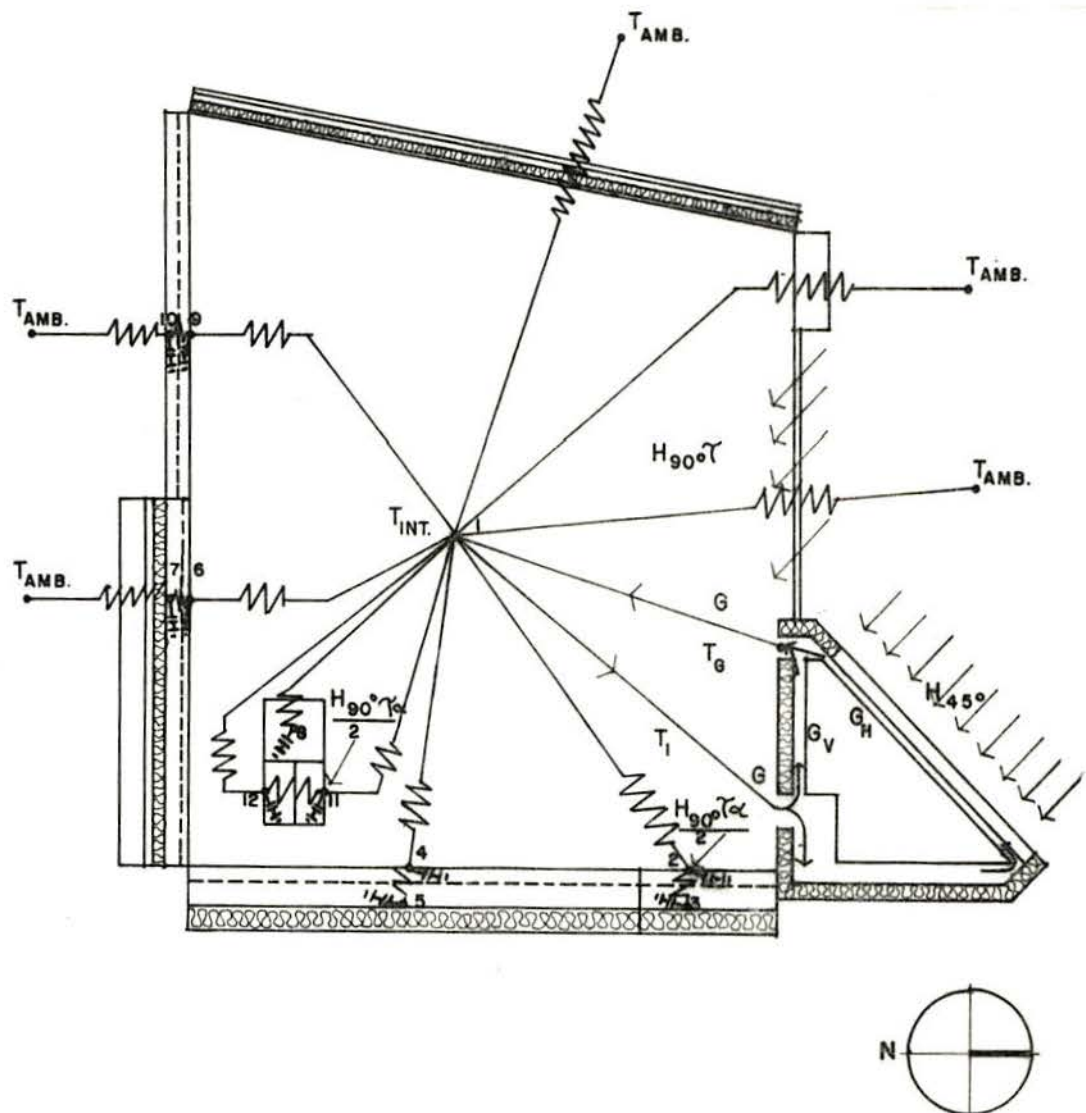


Figura 17 - Esquema geral do modelo matemático para o cálculo da temperatura interna do prédio, na zona estudada.

* Usa-se dois nós para considerar a resistência interna das massas.

do prédio, como paredes divisórias de alvenaria, mesas de pedra, aparelhos, etc. são representadas pelo n° 11 (face que recebe radiação solar), n° 12 (face que não recebe radiação solar) e pelo n° 8, que nunca recebe radiação solar.

O n° 1 (T_{INT}) além de relacionar-se com os n°s já citados como mostra a figura 17, recebe de cada módulo do coletor acumulador (12 módulos no total) uma descarga de ar ($G = GH + GV$) à temperatura T_G .

Também relaciona-se com o exterior (T_{AMB}) através dos vidros das janelas, de uma parede de concreto armado acima das janelas e também através da cobertura.

O movimento do sol faz com que diferentes locais do interior do prédio recebam radiação solar direta, ao longo do dia. A fim de simular este efeito, foi considerado que o dobro da área recebe uma radiação solar com a metade da intensidade, de modo que a energia recebida é a mesma, porém mais distribuída. Por este motivo aparece $\frac{H_{90^\circ}}{2}$ no modelo matemático da Fig. 17.

8.1 Montagem das equações

$$\underline{\text{N}^\circ 1} \quad T_1 = T_{INT}$$

Este n° não possui massa associada e responde a uma equação em regime permanente, durante o tempo $\Delta\theta$, da seguinte forma:

$$\left(\begin{array}{c} \text{calor trocado com} \\ \text{os n}^\circ\text{s } 2,4,6,8,9,11 \text{ e } 12 \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{calor trocado com } T_{AMB} \\ \text{pelos vidros, parede} \\ \text{de concreto e cobertura} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{calor ganho} \\ \text{do coletor-} \\ \text{reservatório} \end{array} \right) = 0$$

$$\left(\frac{T_2^t - T_1^t}{R_{2-1}} + \frac{T_4^t - T_1^t}{R_{4-1}} + \frac{T_6^t - T_1^t}{R_{6-1}} + \frac{T_8^t - T_1^t}{R_{8-1}} + \frac{T_9^t - T_1^t}{R_{9-1}} + \frac{T_{11}^t - T_1^t}{R_{11-1}} + \frac{T_{12}^t - T_1^t}{R_{12-1}} \right) + \left(\frac{T_{AMB}^t - T_1^t}{R_V} + \frac{T_{AMB}^t - T_1^t}{R_{PC}} + \frac{T_{AMB}^t - T_1^t}{R_C} \right) + \left[12 c_p G (T_G^t - T_1^t) \right] = 0 \quad (8.1)$$

As resistências térmicas que aparecem na equação acima são:

$$R_{2-1} = \frac{1}{H_{PIA} A_{PIA}}, \quad R_{4-1} = \frac{1}{H_{PI} A_{PI}}, \quad R_{6-1} = \frac{1}{H_{PV} A_{PVE}},$$

$$R_{8-1} = \frac{1}{H_{PV} A_{PVI}}, \quad R_{9-1} = \frac{1}{H_{PV} A_{PVIS}}, \quad R_{11-1} = \frac{1}{H_{PIA} A_{PVIA}},$$

$$R_{12-1} = \frac{1}{H_{PIA} A_{PVIA}}, \quad R_V = \frac{1}{U_V A_V}, \quad R_{PC} = \frac{1}{U_{PC} A_{PC+PM}},$$

$$R_C = \frac{1}{U_C A_C},$$

onde,

H_{PIA} = coeficiente médio de troca de calor por convecção nas superfícies que recebem radiação solar*,

H_{PI} = coeficiente médio de troca de calor por convecção na superfície do piso que não recebe radiação solar*,

H_{PV} = coeficiente médio de troca de calor por convecção na superfície interna das paredes*,

* Comentado no item 9.3 deste trabalho.

$A_{PIA} = 1 \text{ m} \times 16 \text{ m} = 16 \text{ m}^2 = \bar{\text{área do piso que recebe radiação solar,}}$

$A_{PI} = 83 \text{ m}^2 = \bar{\text{área do piso que não recebe radiação solar,}}$

$A_{PVE} = 30 \text{ m}^2 = \bar{\text{área de parede externa,}}$

$A_{PVI} = 99 \text{ m}^2 = \bar{\text{área de paredes internas e mesas de pedra,}}$

$A_{PVIA} = 16 \text{ m}^2 = \bar{\text{área de paredes internas e mesas de pedra que recebem radiação solar,}}$

$A_{PVIS} = 79 \text{ m}^2 = \bar{\text{área da parede interna sul,}}$

$A_V = 31 \text{ m}^2 = \bar{\text{área de vidros,}}$

$A_{PC+PM} = 12 \text{ m}^2 = \bar{\text{área de parede de concreto e porta de madeira,}}$

$A_C = 103 \text{ m}^2 = \bar{\text{área de cobertura,}}$

$U_V = \text{coeficiente global de troca de calor entre } T_{INT} \text{ e } T_{AMB} \text{ através dos vidros duplos das janelas*},$

$U_{PC} = \text{coeficiente global de troca de calor entre } T_{INT} \text{ e } T_{AMB} \text{ através da parede de concreto*},$

$U_C = \text{coeficiente global de troca de calor entre } T_{INT} \text{ e } T_{AMB} \text{ através da cobertura*},$

Substituindo as resistências térmicas na eq. (8.1) e rearranjando,

* Comentado no item 9.4 deste trabalho.

$$\begin{aligned}
T_{INT}^t = & \left[16H_{PIA}(T_2^t + T_{11}^t + T_{12}^t) + 83H_{PI} T_4^t + H_{PV}(30T_6^t + 99T_8^t + 79T_9^t) + \right. \\
& + (31U_V + 103U_C + 12U_{PC}) T_{AMB}^t + 12 c_p G T_G^t \left. \right] \times \left[48H_{PIA} + \right. \\
& \left. + 83H_{PI} + 208H_{PV} + 31U_V + 103U_C + 12U_{PC} + 12 c_p G \right]^{-1} \quad (8.2)
\end{aligned}$$

Nō 2

Este nō, que possui massa associada, responde a uma equação em regime transitório do tipo:

$$\begin{aligned}
& \left(\begin{array}{l} \text{fluxo líquido de calor} \\ \text{trocado, no tempo } \Delta\theta, \\ \text{com os nōs 1 e 3} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{l} \text{calor ganho} \\ \text{do sol no} \\ \text{tempo } \Delta\theta \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{variação da energia} \\ \text{interna da massa} \\ \text{associada ao nō} \end{array} \right) \\
& \left(\frac{T_1^t - T_2^t}{R_{1-2}} + \frac{T_3^t - T_2^t}{R_{3-2}} \right) \Delta\theta + \left(\frac{H_{90}^t \tau^t \alpha}{2} A_{PIA} \right) \Delta\theta = C_2 (T_2^{t+1} - T_2^t) \quad (8.3)
\end{aligned}$$

onde,

$$R_{1-2} = \frac{1}{H_{PIA} A_{PIA}}, \quad R_{3-2} = \frac{L_{3-2}}{K_2 A_{PIA}}, \quad C_2 = \rho_2 V_2 c_2,$$

H_{90}^t = intensidade de radiação solar em uma superfície inclinada de 90° para o norte, no local, no instante $t.\Delta\theta$,

τ^t = transmitância por absorção e reflexão no duplo vidro da janela norte, no instante $t.\Delta\theta$,

α = absortância do piso, considerada 100% porque a parte refletida, que é pequena, será absorvida por outras superfícies internas do prédio.

As massas associadas aos n \bar{o} s 2 e 3 s \bar{a} o mostradas na Figura 18.

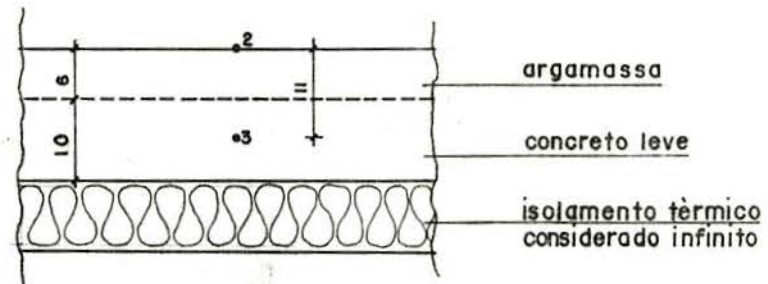


Figura 18 - Detalhe do piso.

Ent \bar{a} o, pela Fig. 18 tem-se

$$L_{3-2} = 0,11 \text{ m} = \text{dist\~{a}ncia do n\bar{o} 3 ao n\bar{o} 2,}$$

$$V_2 = 0,06 \text{ m} \times 16 \text{ m}^2 = 0,96 \text{ m}^3 = \text{volume associado ao n\bar{o} 2,}$$

$$K_2 = 1,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}} = \text{condutibilidade t\~{e}rmica combinada da argamassa e do concreto,}$$

$$\rho_2 = 2100 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = \text{densidade combinada da argamassa e do concreto,}$$

$$c_2 = 0,20 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} = \text{calor espec\~{i}fico combinado da argamassa e do concreto.}$$

Entrando com estes valores na eq. (8.3) e rearranjando,

$$T_2^{t+1} = \left[0,04H_{PIA}(T_1^t - T_2^t) + 0,397(T_3^t - T_2^t) + 0,02H_{90}^t \tau^t \right] \Delta\theta + T_2^t \quad (8.4)$$

Nô 3

Este nô, que possui massa associada como mostra a Fig. 18, responde à seguinte equação, em regime transitório:

$$\left(\frac{T_2^t - T_3^t}{R_{2-3}} \right) \Delta\theta = C_3 (T_3^{t+1} - T_3^t) \quad (8.5)$$

onde,

$$R_{2-3} = \frac{L_{2-3}}{K_3 A_{PIA}}, \quad C_3 = \rho_3 V_3 c_3.$$

De forma análoga à equação do nô 2 tem-se:

$$T_3^{t+1} = 0,238(T_2^t - T_3^t) \Delta\theta + T_3^t \quad (8.6)$$

Nô 4

Este nô é semelhante ao nô 2, com ausência de radiação solar, então obtém-se

$$T_4^{t+1} = \left[0,04H_{PI}(T_1^t - T_4^t) + 0,395(T_5^t - T_4^t) \right] \Delta\theta + T_4^t \quad (8.7)$$

Nô 5

Este nô é semelhante ao nô 3, obtendo-se

$$T_5^{t+1} = 0,03(T_4^t - T_5^t) \Delta\theta + T_5^t \quad (8.8)$$

Nô 6

Este nô é semelhante ao nô 4:

$$\left(\frac{T_1^t - T_6^t}{R_{1-6}} + \frac{T_7^t - T_6^t}{R_{7-6}} \right) \Delta\theta = C_6 (T_6^{t+1} - T_6^t) \quad (8.9)$$

onde,

$$R_{1-6} = \frac{1}{H_{PV} A_{PVE}}, \quad R_{7-6} = \frac{L_{7-6}}{K_6 A_{PVE}}, \quad C_6 = \rho_6 V_6 c_6,$$

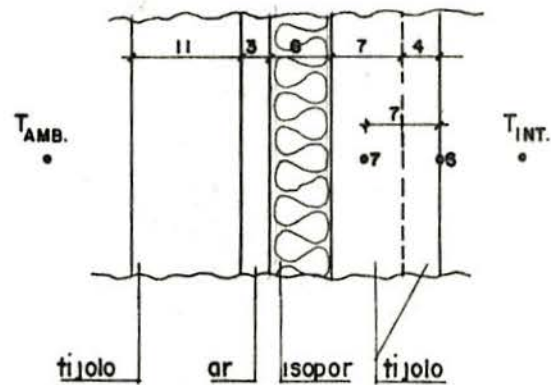


Figura 19 - Detalhe de parede dupla exterior.

Da Fig. 19 tira-se que $L_{7-6} = 0,07 \text{ m}$,

$$\rho_6 = 1600 \text{ Kg/m}^3, \quad c_6 = 0,20 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}},$$

$$V_6 = 0,04 \text{ m} \times 30 \text{ m}^2 = 1,2 \text{ m}^3, \quad K_6 = 0,84 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}}.$$

Substituindo na eq. (8.9), obtem-se

$$T_6^{t+1} = \left[0,078 H_{PV} (T_1^t - T_6^t) + 0,938 (T_7^t - T_6^t) \right] \Delta\theta + T_6^t \quad (8.10)$$

Nº 7

Para este nº, que possui massa associada tem-se:

$$\left(\frac{T_6^t - T_7^t}{R_{6-7}} + \frac{T_{AMB}^t - T_7^t}{R_{AMB-7}} \right) \Delta\theta = C_7 (T_7^{t+1} - T_7^t) \quad (8.11)$$

onde,

$$R_{6-7} = \frac{L_{6-7}}{K_7 A_{PVE}}, \quad R_{AMB-7} = \frac{1}{U_{AMB-7} A_{PVE}}, \quad C_7 = \rho_7 V_7 c_7,$$

$$L_{6-7} = L_{7-6}, \quad K_7 = K_6, \quad \rho_7 = \rho_6, \quad c_7 = c_6,$$

$$V_7 = 0,07 \text{ m} \times 30 \text{ m}^2 = 2,1 \text{ m}^3,$$

$U_{AMB-7} = 0,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$ = coeficiente global de troca de calor entre o n^o 7 e o ambiente exterior ao pr^e-dio, comentado no item 9.4 deste trabalho.

Substituindo estes valores na eq. (8.11) obtem-se

$$T_7^{t+1} = \left[0,536(T_6^t - T_7^t) + 0,022(T_{AMB}^t - T_7^t) \right] \Delta\theta + T_7^t \quad (8.12)$$

N^o 8

Este n^o responde à equação

$$\left(\frac{T_1^t - T_8^t}{R_{1-8}} \right) \Delta\theta = C_8 (T_8^{t+1} - T_8^t) \quad (8.13)$$

onde,

$$R_{1-8} = \frac{1}{H_{PV} A_{PVI}}, \quad C_8 = \rho_8 V_8 c_8,$$

$$\rho_8 = \rho_7, \quad V_8 = 5,45 \text{ m}^3, \quad c_8 = c_7,$$

Substituindo na eq. (8.13) obtem-se:

$$T_8^{t+1} = 0,057H_{PV}(T_1^t - T_8^t) \Delta\theta + T_8^t \quad (8.14)$$

Nº 9

Este nº é semelhante ao nº 6.

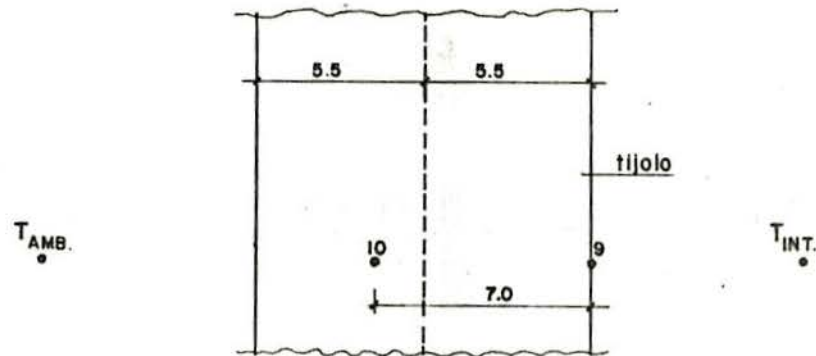


Figura 20 - Detalhe de parede simples interior.

$$\left(\frac{T_1^t - T_9^t}{R_{1-9}} + \frac{T_{10}^t - T_9^t}{R_{10-9}} \right) \Delta\theta = C_9(T_9^{t+1} - T_9^t) \quad (8.15)$$

onde,

$$R_{1-9} = \frac{1}{H_{PV} A_{PVIS}}, \quad R_{10-9} = \frac{L_{10-9}}{Kg A_{PVIS}}, \quad C_9 = \rho_9 V_9 c_9,$$

obtendo-se

$$T_9^{t+1} = \left[0,078H_{PV}(T_1^t - T_9^t) + 0,938(T_{10}^t - T_9^t) \right] \Delta\theta + T_9^t \quad (8.16)$$

Nº 10

Este nº é semelhante ao nº 7

$$\left(\frac{T_9^t - T_{10}^t}{R_{9-10}} + \frac{T_{AMB}^t - T_{10}^t}{R_{AMB-10}} \right) \Delta\theta = C_{10}(T_{10}^{t+1} - T_{10}^t) \quad (8.17)$$

onde,

$$R_{9-10} = \frac{L_{9-10}}{K_{10} A_{PVS}}, \quad R_{AMB-10} = \frac{1}{U_{AMB-10} A_{PVS}}, \quad C_{10} = \rho_{10} V_{10} c_{10},$$

$U_{AMB-10} = 0,35 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}}$ = coeficiente global de troca de calor entre o n^o 10 e o ambiente exterior ao pr^edio, comentado no item 9.4 deste trabalho.

Substituindo na eq. (8.17) obtem-se

$$T_{10}^{t+1} = \left[0,536(T_9^t - T_{10}^t) + 0,016(T_{AMB}^t - T_{10}^t) \right] \Delta\theta + T_{10}^t \quad (8.18)$$

N^o 11

Este n^o responde à equação

$$\left(\frac{T_1^t - T_{11}^t}{R_{1-11}} + \frac{T_{12}^t - T_{11}^t}{R_{12-11}} + \frac{H_{90}^t \tau^\alpha}{2} \right) \Delta\theta = C_{11}(T_{11}^{t+1} - T_{11}^t) \quad (8.19)$$

onde,

$$R_{1-11} = \frac{1}{H_{PIA} A_{PVIA}}, \quad R_{12-11} = \frac{L_{12-11}}{K_{11} A_{PVIA}}, \quad C_{11} = \rho_{11} V_{11} c_{11},$$

$$\alpha = 1,$$

então,

$$T_{11}^{t+1} = \left[0,057H_{PIA}(T_1^t - T_{11}^t) + 0,433(T_{12}^t - T_{11}^t) + 0,028H_{90}^t \tau^t \right] \Delta\theta + T_{11}^t \quad (8.20)$$

Nō 12

Para este nō tem-se

$$\left(\frac{T_{11}^t - T_{12}^t}{R_{11-12}} + \frac{T_1^t - T_{12}^t}{R_{1-12}} \right) \Delta\theta = C_{12}(T_{12}^{t+1} - T_{12}^t) \quad (8.21)$$

e, de forma semelhante ao nō 11 obtem-se

$$T_{12}^{t+1} = \left[0,433(T_{11}^t - T_{12}^t) + 0,057H_{PIA}(T_1^t - T_{12}^t) \right] \Delta\theta + T_{12}^t \quad (8.22)$$

9. AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E TÉRMICOS

9.1 Parâmetros Geométricos do Coletor Acumulador de Calor

Para as dimensões ΔX e ΔY , mostradas na Fig. 12, que formam o retículo tem-se que $\Delta X = \Delta Y = 0,2357$ m.

Para a área de troca de calor entre os nós foi tomada uma profundidade (dimensão Z) igual a 1. Desta forma divide-se o coletor-acumulador de calor em módulos de 1m de profundidade, então, tem-se que $A = \Delta X \cdot 1m = 0,2357$ m².

9.2 Condutibilidade Térmica e Difusividade Térmica da Massa Acumuladora de Calor

Conforme já especificado no item 3.2.3 deste trabalho, a massa acumuladora de calor é de concreto, com um índice de massas aproximado de 60% de granito e 40% de argamassa. Tem-se, da Ref. 11 que

$$K_{\text{argamassa}} = 1,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^{\circ}\text{C}}, \quad K_{\text{granito}} = 2,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^{\circ}\text{C}}$$

(1 cimento, 5 areia, 9H₂O)

$$a_{\text{argamassa}} = 0,0030 \frac{\text{m}^2}{\text{h}}, \quad a_{\text{granito}} = 0,0052 \frac{\text{m}^2}{\text{h}}$$

(1,5,9)

então, é feita a seguinte ponderação para o concreto:

$$K_{\text{concreto}} = \left(1,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^{\circ}\text{C}} \times 0,4 \right) + \left(2,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^{\circ}\text{C}} \times 0,6 \right) = 2,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^{\circ}\text{C}}$$

$$a_{\text{concreto}} = \left(0,0030 \frac{\text{m}^2}{\text{h}} \times 0,4 \right) + \left(0,0052 \frac{\text{m}^2}{\text{h}} \times 0,6 \right) = 0,0043 \frac{\text{m}^2}{\text{h}}$$

9.3 Coeficientes Médios de Troca de Calor por Convecção

O mecanismo de troca de calor que ocorre nos canais do coletor-acumulador de calor poderia ser chamado "convecção natural em canais abertos". Em virtude da indisponibilidade de fórmulas para a avaliação dos coeficientes médios de troca de calor por este mecanismo (HH, HV, HIA e HIC), foram utilizadas, de forma aproximada, fórmulas para convecção natural em sistemas que apresentam alguma semelhança com o sistema em questão. As temperaturas usadas para os cálculos são as temperaturas médias que ocorrem em cada caso.

- Cálculo de H_H

Para o cálculo deste coeficiente considera-se uma placa plana horizontal, com uma face aquecida voltada para baixo, em ar parado (somente convecção natural). Segundo a ref. 6 tem-se para regime laminar ($3 \times 10^5 < Gr < 3 \times 10^{10}$), que

$$\bar{Nu} = 0,27 (GrPr)^{1/4} \quad (9.1)$$

onde

\bar{Nu} = Número de Nusselt médio,

G_r = Número de Grashof,

P_r = Número de Prandtl,

e

$$H_H = \frac{\bar{N}uK}{L} \quad (9.2)$$

onde

K = condutibilidade t̄rmica do ar,

L = comprimento da placa.

Desta forma obtem-se $H_H = 0,81 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$.

Pelo fato deste coeficiente ser obtido de uma f̄ormula de $\bar{N}u$ para ar parado e, na realidade, ter-se um certo fluxo de ar (GH), este coeficiente foi aumentado para $1,0 \text{ Kcal/m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$, acreditando-se melhor representar a realidade.

- C̄lculo de H_V

Da Ref. 6 tem-se, para placas planas verticais, aquecidas, em regime turbulento ($G_r > 10^9$), que

$$\bar{N}u = \frac{H_V L}{K} = 0,13 (G_r P_r)^{1/3} \quad (9.3)$$

obtendo-se

$$H_V = 2,71 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$$

- C̄lculo de H_{IA} e H_{IC}

Da Ref. 6 tem-se, para placas planas livres, inclinadas de um ângulo α^* em relaãõ ã vertical, que

* $\alpha = 45^\circ$, no caso em questãõ.

$$\bar{Nu} = 0,13 (G_r \cos \alpha P_r)^{1/3} \quad (9.4)$$

Como nos casos anteriores obtém-se;

$$H_{IA} = 2,38 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}, \quad H_{IC} = 1,55 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}.$$

Note-se que, neste caso, o que se tem na realidade é um canal aberto inclinado, com uma superfície mais quente do que a outra, com ar fluindo em converção natural. Aplicou-se a fórmula (9.4) na indisponibilidade de outra mais adequada ao fenômeno.

- Cálculo de H_{CC}

Tira-se o \bar{Nu} da Fig. 4.11.1 pág. 79 da Ref. 10 (entrando-se com G_r), para espaços de ar confinados entre duas placas paralelas inclinadas de 45° . Como nos casos anteriores obtém-se $H_{CC} = 2,25 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$.

- Cálculo de H_{ICA}

Da Ref. 10 tem-se, para superfícies externas expostas a ventos, que

$$H_{ICA} = (5,7 + 3,8 V) 0,86 \quad (9.5)$$

onde V é a velocidade do vento em m/s.

Desta forma, entrando nesta equação com $V = 1,8 \text{m/s}$ (média anual em Porto Alegre, segundo o Instituto Coussirat

Araujo), obtem-se $H_{ICA} = 11,0 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$.

- Cálculo de H_{PIA}

Para o cálculo deste coeficiente considera-se uma placa plana horizontal, com uma face aquecida voltada para cima. Pela Ref. 6 tem-se, para uma placa quadrada, em regime turbulento ($2 \times 10^7 < G_r < 3 \times 10^{10}$), que

$$\bar{Nu} = 0,14 (G_r P_r)^{1/3} \quad (9.6)$$

desta forma obtem-se $H_{PIA} = 4,0 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$.

- Cálculo de H_{PI}

De maneira análoga a H_{PIA} , obtem-se $H_{PI} = 1,84 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$.

- Cálculo de H_{PV}

De maneira análoga a H_V , obtem-se $H_{PV} = 1,74 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$.

9.4 Coeficientes Globais de Troca de Calor

Nos mecanismos de troca de calor por convecção natural usam-se, para o cálculo do número de Nusselt, as fórmulas já mostradas no item 10.3 deste trabalho. As temperaturas usadas para os cálculos são as temperaturas médias que ocorrem em cada caso.

- Cálculo de U_V

A Figura 21 mostra a geometria do vidro duplo empregado, assim como as resistências térmicas dos mecanismos de troca de calor que ocorrem.

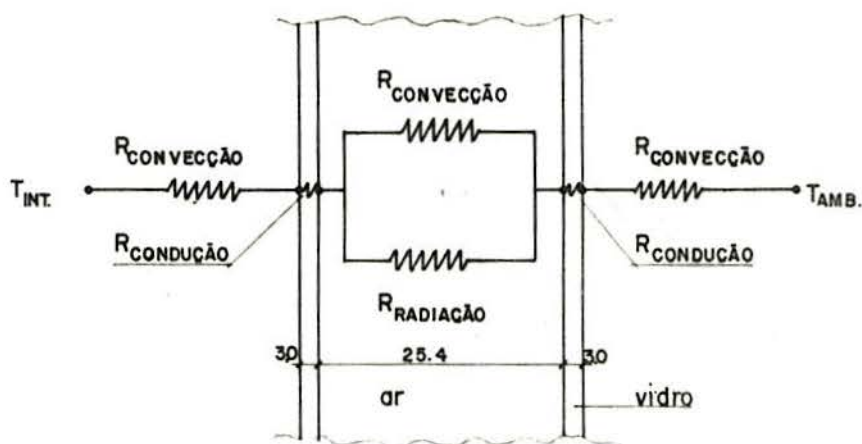


Figura 21 - Circuito das resistências a troca de calor entre o interior e o exterior do prédio, através do vidro duplo das janelas.

$$\text{Assim, } U_V = \frac{1}{\Sigma R} = 1,30 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}} .$$

- Cálculo de U_C

A Figura 22 mostra a geometria, materiais e as resistências térmicas dos mecanismos de troca de calor da cobertura.

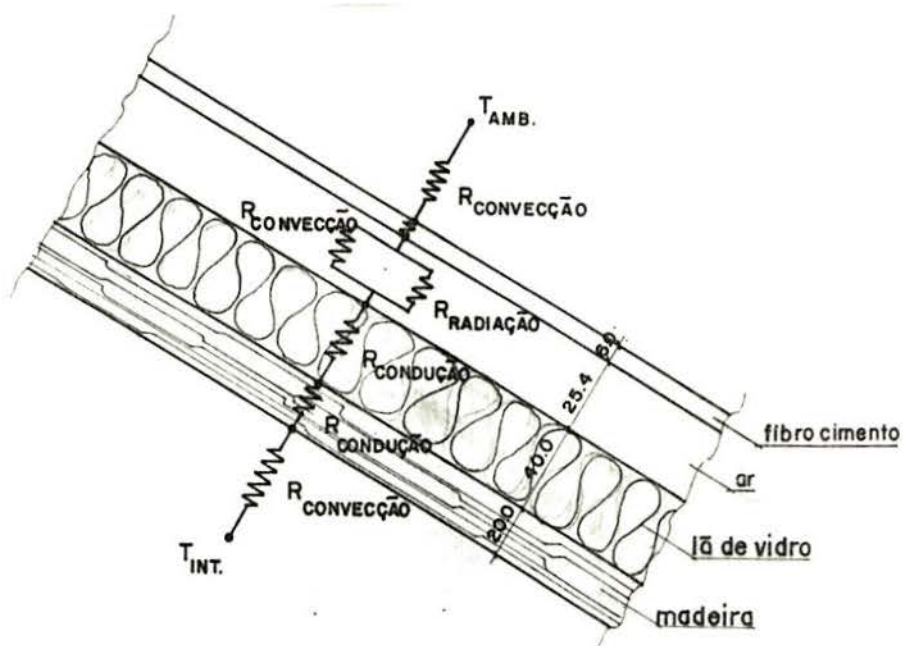


Figura 22 - Circuito das resistências a troca de calor entre o interior e o exterior do prédio, através da cobertura.

$$\text{Assim, } U_C = \frac{1}{\Sigma R} = 0,40 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}} .$$

- Cálculo de U_{pC}

Considerou-se a parede de concreto armado como mostra a Figura 23.

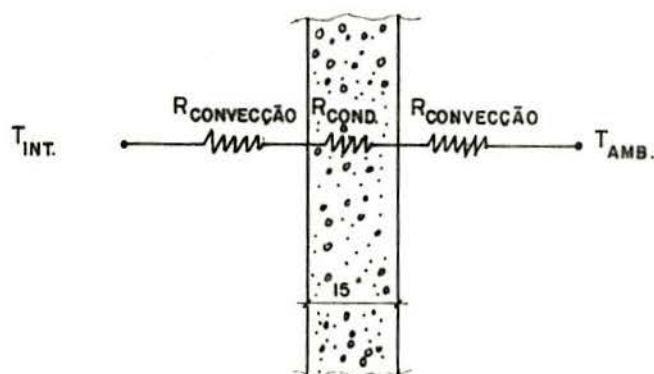


Figura 23 - Circuito das resistências a troca de calor entre o interior e o exterior do prédio, através da parede de concreto.

$$\text{Assim, } U_{PC} = \frac{1}{\Sigma R} = 2,56 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}} .$$

- Os coeficientes U_{AMB-7} e U_{AMB-10} são calculados, de forma análoga.

10. SIMULAÇÕES EXECUTADAS E RESULTADOS OBTIDOS

Para a resolução das equações dos modelos matemáticos do coletor acumulador de calor e da temperatura interna do prédio, foi desenvolvido um programa em linguagem ALGOL (ver anexo III), e rodado no computador Burroughs B6700 da UFRGS.

Neste programa foram criados arquivos de dados para a radiação solar incidente no absorvedor do coletor acumulador ($H_{45} \tau$), para a radiação solar que penetra no prédio através das janelas da fachada norte ($H_{90} \tau$), e para a temperatura exterior ao prédio no local (T_{AMB}). Estes arquivos são discretos, contendo os dados dos dias que se quer simular, a cada 15 minutos.

Todas as equações são resolvidas a cada 15 minutos (por motivos comentados no anexo IV), e impressas as temperaturas de cada nó, em $^{\circ}C$, sendo que as temperaturas dos nós do coletor acumulador são impressas no seu formato, de maneira aproximada, como mostra a Fig. 26. Também se imprime o número da rodada "TE", o tempo já decorrido "TETA", em horas decimais, a descarga de ar no canal inferior-anterior "GH" de um módulo, em Kg/h, a descarga no canal vertical "GV", em Kg/h, a descarga total "G" ($G = GH + GV$), a temperatura desta descarga total "TG" em $^{\circ}C$, as radiações "H45" e "H90", em $Kcal/m^2h$ (já consideradas as transmitâncias dos vidros), a temperatura ambiente "TAMB", em $^{\circ}C$, a temperatura interna "TINT", em $^{\circ}C$, a temperatura hipotética do céu "TCEU", em $^{\circ}C$, e as temperaturas dos nós internos do prédio, em $^{\circ}C$.

O coletor acumulador não possui, nestas simulações, nenhum tipo de controle de fluxo em seus canais.

10.1 Dia típico de julho

A fim de que se possa observar o funcionamento do sistema numa situação média do mês mais frio do ano, em Porto Alegre, coloca-se este sistema em regime periódico com dados de T_{AMB} , H_{45° e H_{90° e τ médios deste mês.

Para isto foram colhidos e organizados dados de T_{AMB} , dos últimos 5 anos, do Instituto Coussirat Araujo, H_{45° e H_{90° da Ref. 14 e τ da Ref. 10, para coberturas de duplo vidro, em função do ângulo de incidência da radiação solar.

O resultado desta simulação é mostrado na Fig. 24, e inclui a temperatura do absorvedor T_{ABS} , representado pelo nó (4;3) e a temperatura do baricentro da massa T_{BM} , representado pelo nó (3; 2).

10.2 Dias medidos em julho

Foram medidos T_{AMB} , H_{45° e H_{90° durante a maior parte do mês de julho de 1981, no mesmo local onde se localizará o sistema em estudo. Destas medições foram escolhidos e simulados 4 dias (22, 23, 24 e 25) de T_{AMB} abaixo da média deste período e radiação solar variável. O resultado é mostrado na Fig. 25.

Também pode-se observar, na Fig. 26, o estado das temperaturas no coletor acumulador às 12,00 hs do dia 22, onde se tem a maior T_{INT} destes 4 dias e na Fig. 27 o estado destas temperaturas às 24,00 hs do dia 25, onde se tem a menor T_{INT} destes 4 dias.

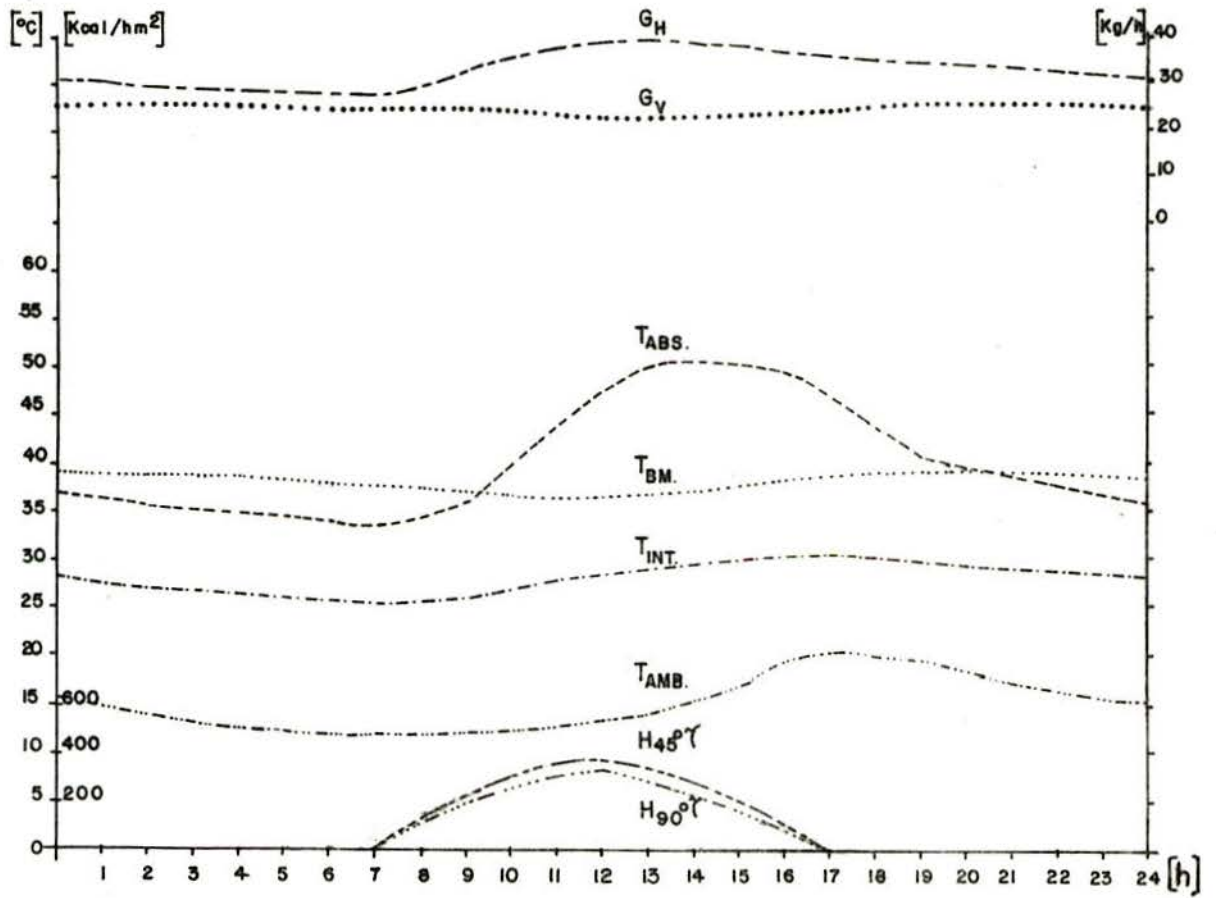


Figura 24 - Dia típico de julho.

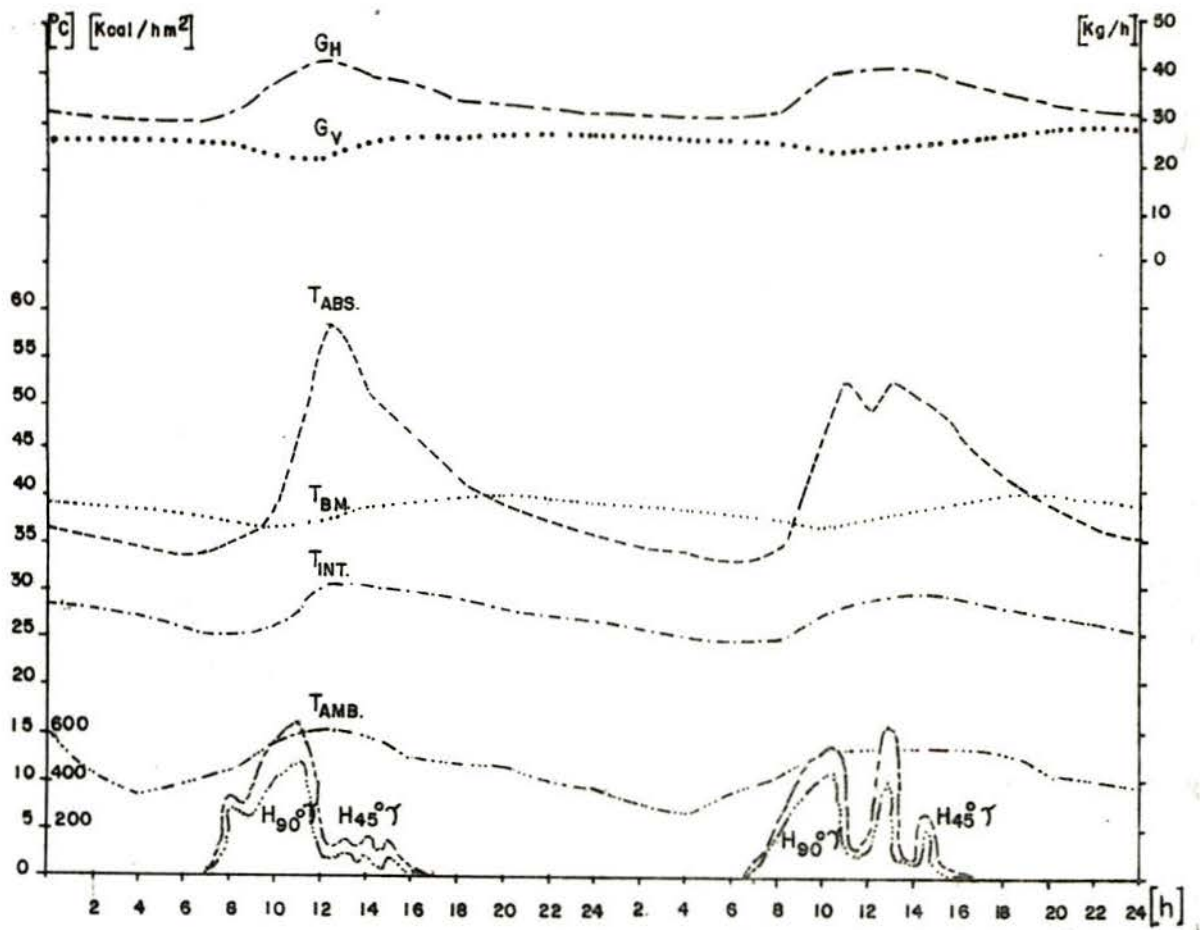


Figura 25 a - Dias medidos; 22 e 23 de julho.

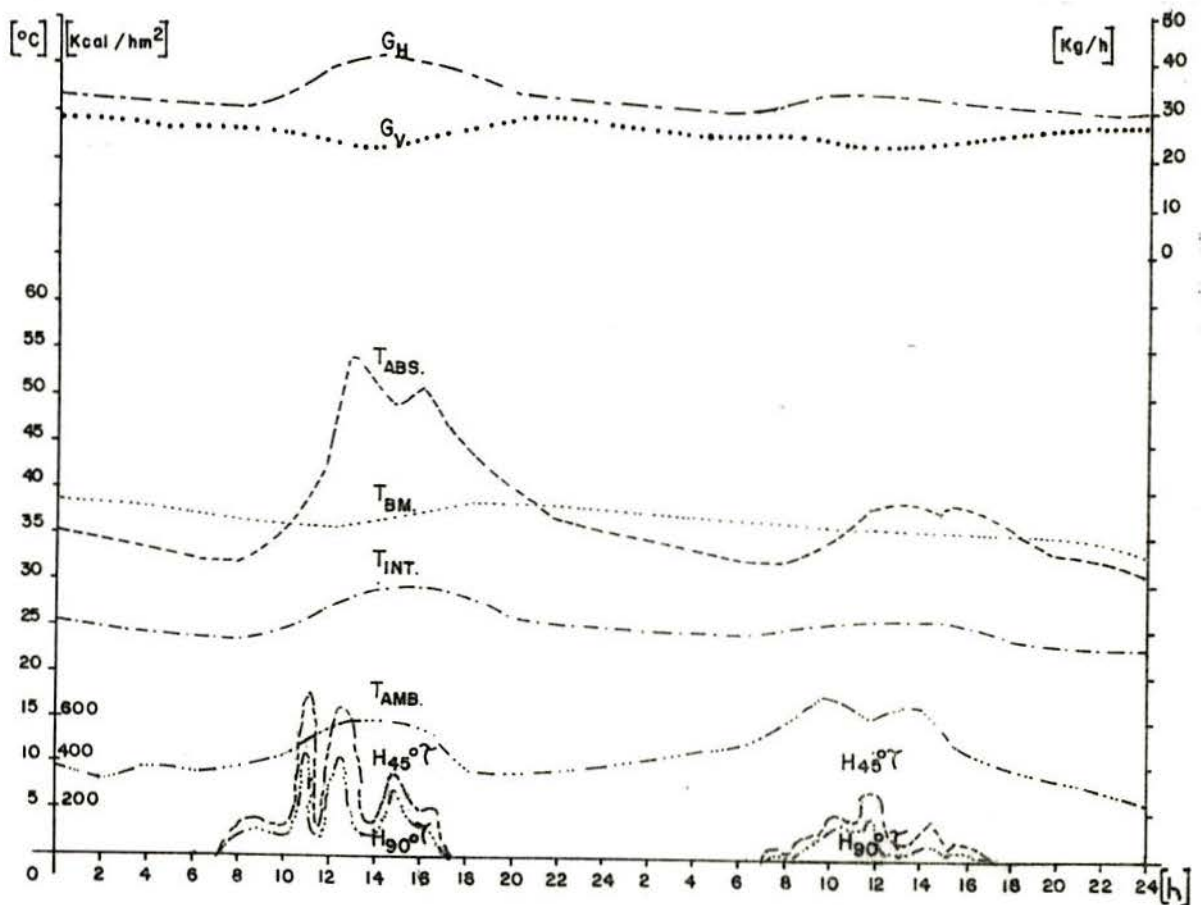


Figura 25 b - Dias medidos; 24 e 25 de julho.

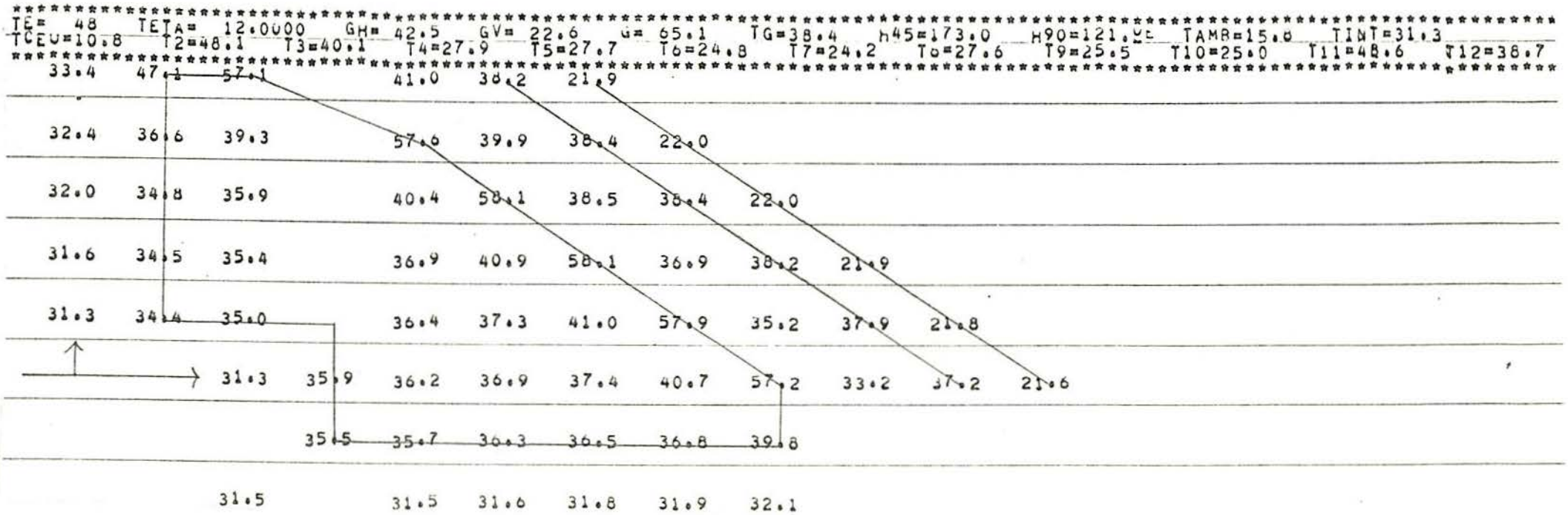


Figura 26 - Estado do sistema às 12,00 h do dia 22 de julho.

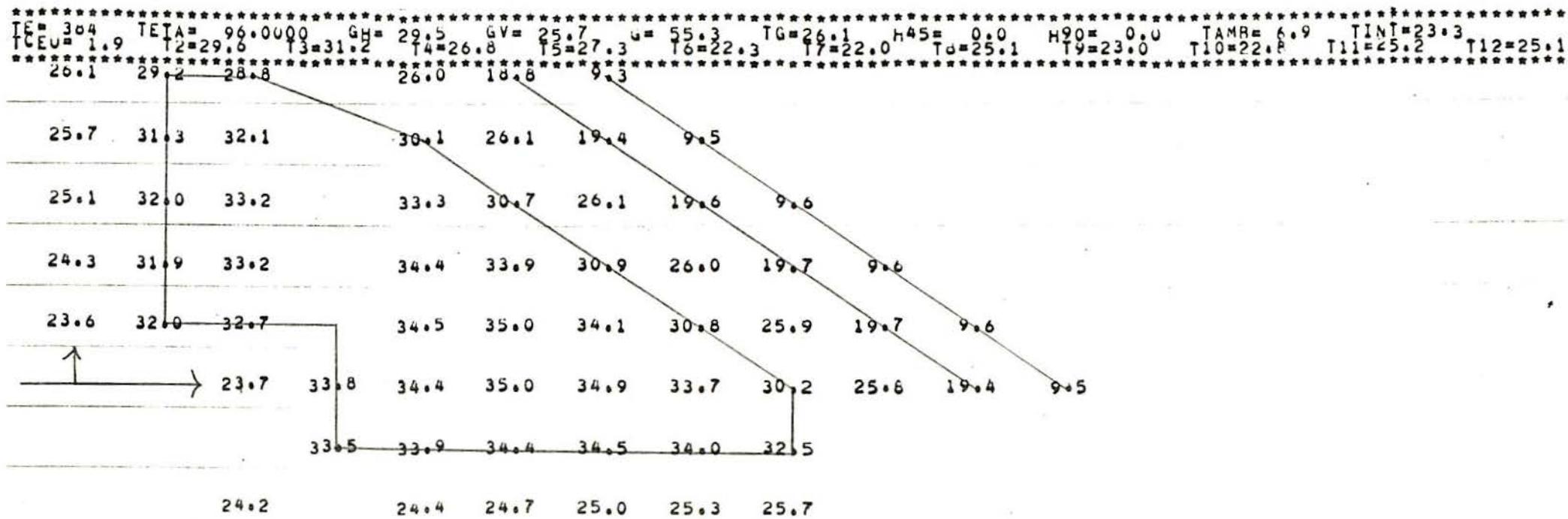


Figura 27 - Estado do sistema às 24,00 h do dia 25 de julho.

10.3 Dias nublados

Com o objetivo de avaliar a capacidade de acumulação de energia do coletor acumulador e das massas associadas ao prédio, simula-se 4 dias com as mesmas T_{AMB} dos dias 22, 23, 24 e 25 de julho, porém com uma radiação solar de aproximadamente 10% da radiação do dia típico de julho. Esta simulação parte do estado de temperaturas existentes no final do dia 25 de julho.

O resultado é mostrado na Fig. 28.

Na Fig. 29 observa-se o estado de temperaturas do coletor acumulador no final do 40 dia.

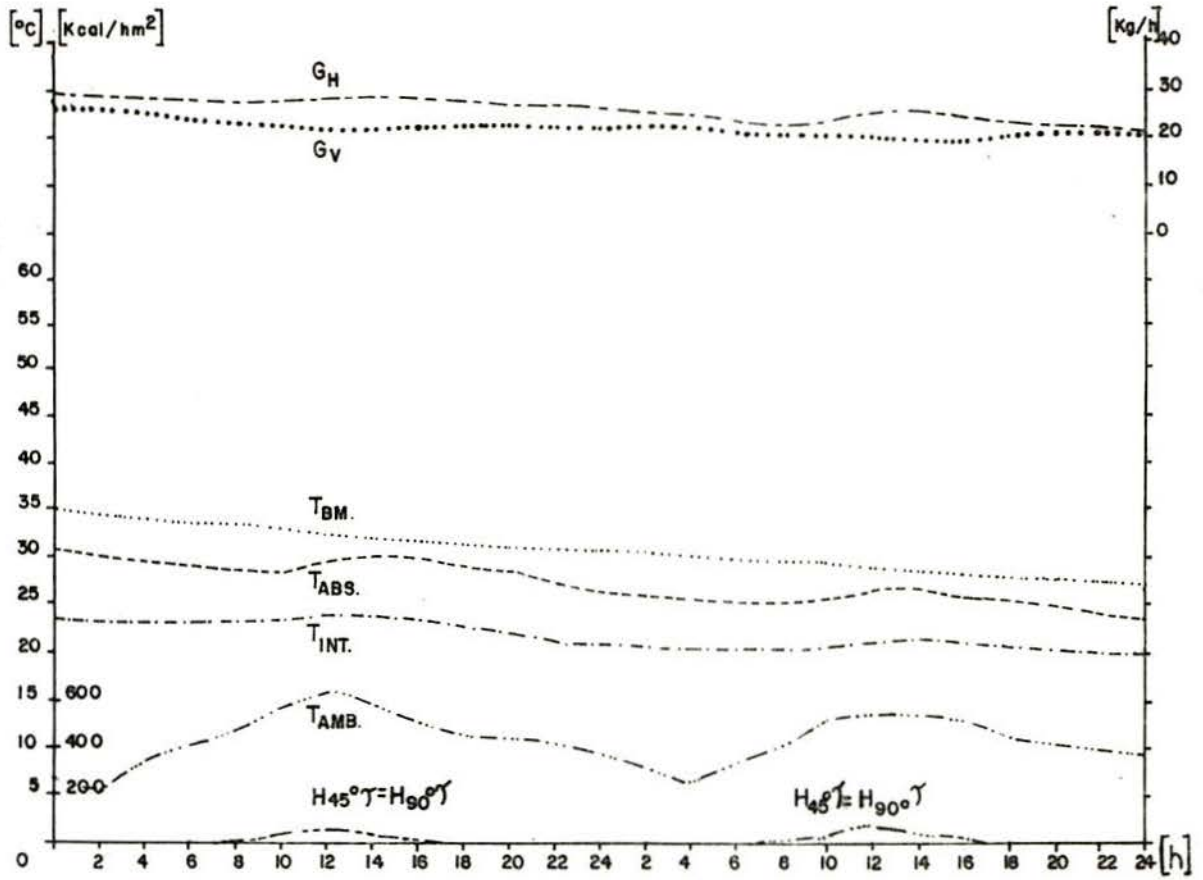


Figura 28 a - Dias nublados; 19 e 20.

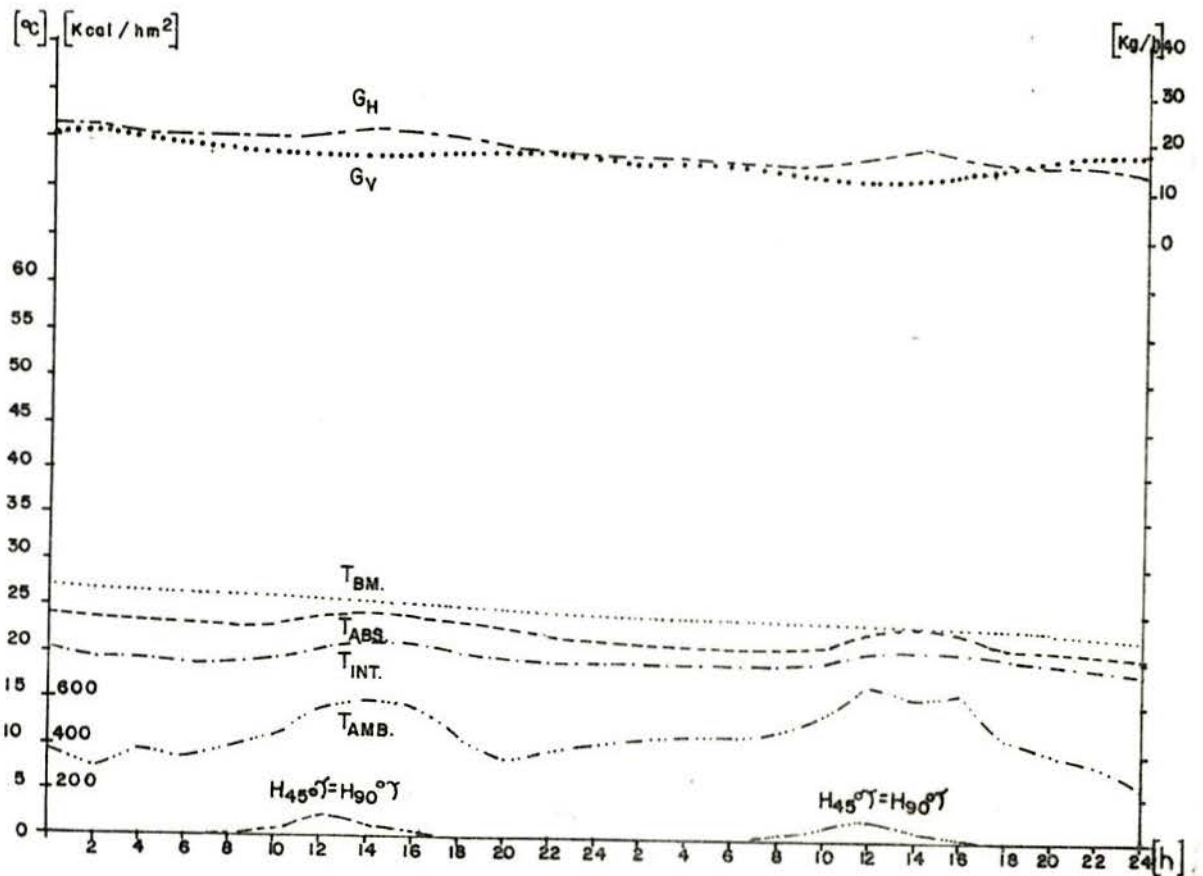


Figura 28 b - Dias nublados; 30 e 40.

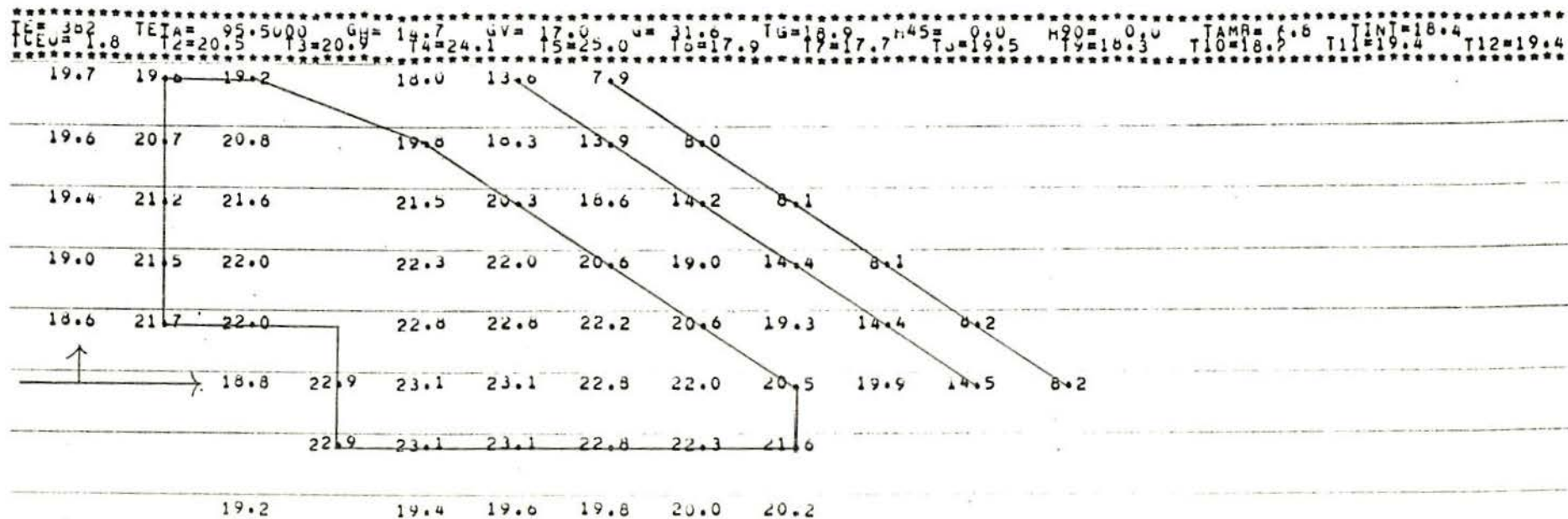


Figura 29 - Estado do sistema às 23,50 h do 4º dia nublado.

11. CONCLUSÕES

Através de simulações teóricas, envolvendo 1200 dados climáticos e 68256 parâmetros calculados, foi possível estabelecer o comportamento térmico do sistema passivo empregado no Laboratório Solar da UFRGS, resolvendo-se um sistema de 79 equações geradas pelo método das diferenças finitas.

Os resultados obtidos são lógicos e esperados, comparados com os resultados de tratamentos unidirecionais já desenvolvidos para paredes solares do tipo Trombe.

Deve-se salientar que nas simulações feitas os canais do coletor acumulador não possuem nenhum tipo de controle de fluxo de ar, levando, durante alguns períodos, o ambiente habitado a temperaturas (T_{INT}) superiores às temperaturas de conforto térmico. Na realidade isto não vai acontecer devido à presença de reguladores de fluxo ("dampers"), que possibilitarão manter-se o conforto térmico e, também, aumentar o armazenamento de calor na massa do coletor acumulador, usando-o quando necessário.

No prosseguimento deste trabalho se deverá comparar os resultados obtidos nas simulações através do modelo matemático com medições experimentais, e executar os ajustes que se fizerem necessários no modelo matemático, assim como estudar detalhadamente o seu comportamento no verão.

Uma vez ajustado, este modelo será extremamente útil em simulações na pesquisa de novos materiais para o coletor acumulador, na otimização do seu dimensionamento sob o ponto de vista econômico, no estudo do seu comportamento em outras aplicações que não sejam conforto térmico e em locais de diferente

clima, assim como no levantamento de parâmetros para um rápido dimensionamento deste sistema em função da aplicação a que se destina.

ANEXO I (Ver item 6.3)

Conforme citado no texto:

$$\sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1) \cong 4\sigma\left(\frac{T_1 + T_2}{2}\right)^3 \quad (1)$$

supondo, por exemplo, $T_1 = 50^\circ\text{C} = 323^\circ\text{K}$ e $T_2 = 20^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}$ e substituindo na eq. (1), para $\sigma = 4,88 \times 10^{-8} \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{K}^4}$ tem-se

$$5,7169 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{K}} \cong 5,7034 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{K}}$$

o que significa um erro $< 0,24\%$.

Como é improvável que tenha-se diferenças de temperatura maiores do que a do exemplo acima, no modo de operação estudado neste trabalho, a aproximação é perfeitamente aceitável, considerando-se a precisão pretendida com o modelo matemático empregado.

Ou, para uma prova mais geral, note-se que as duas expressões são iguais se $T_1 = T_2$. Se a diferença for pequena, podemos colocar $T_2 = T_1 + \Delta T$.

Desenvolvendo obtem-se

$$\begin{aligned} (T_1^2 + T_1^2 + 2T_1 \Delta T + \Delta T^2)(T_1 + T_1 + \Delta T) &= \\ &= 4T_1^3 + 6T_1^2 \Delta T + 4T_1(\Delta T)^2 + \Delta T^3 \end{aligned} \quad (2)$$

e

$$\frac{1}{2}(T_1 + T_1 + \Delta T)^3 = 4T_1^3 + 6T_1^2 \Delta T + 3T_1(\Delta T)^2 + \frac{1}{2}(\Delta T)^3 \quad (3)$$

Estas expressões serão estritamente iguais se

$$T_1(\Delta T)^2 + \frac{1}{2}(\Delta T)^3 = 0 \quad (4)$$

0 que se verifica se ΔT for suficientemente pequeno. O erro máximo cometido ao desprezar-se o termo em $(\Delta T)^2$ e os de ordem superior é dado pelo termo em $(\Delta T)^2$, sendo o erro percentual aproximadamente igual a

$$\frac{T_1(\Delta T)^2}{(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}$$

No caso do exemplo tem-se

$$\frac{323 \times (30)^2}{(323^2 + 293^2)(323 + 293)} = 0,00248$$

ou seja, tem-se um erro $< 0,25\%$.

ANEXO II (Ver item 8)

Para uma verificação da validade da 1a. hipótese suponha que se tenha 5 pessoas em trabalho moderado, na zona em questão, liberando 80 Kcal/h cada uma [11] e aparelhos liberando 500 W, então

$$Q_G = \left(\text{calor total} \right) = \left(5 P \times 80 \frac{\text{Kcal}}{\text{hP}} \right) + \left(0,5 \text{ KW} + 860 \frac{\text{Kcal}}{\text{hKW}} \right) \quad (6)$$

$$Q_G = 830 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Pela hipótese tem-se,

$$Q_G = nV \rho c_p (T_{INT} - T_{AMB}) \quad (7)$$

onde,

V = volume da zona,

n = número de vezes em V é trocado por hora,

adotando $T_{INT} = 22^{\circ}\text{C}$ e $T_{AMB} = 15^{\circ}\text{C}$, que é a média do mês de julho em Porto Alegre [12], tem-se que $n = 1$, proporcionando uma razão de ar de $82 \text{ m}^3/\text{h}$ pessoa, o que é razoável, confirmando a validade da hipótese.

ANEXO III (Ver item 10)

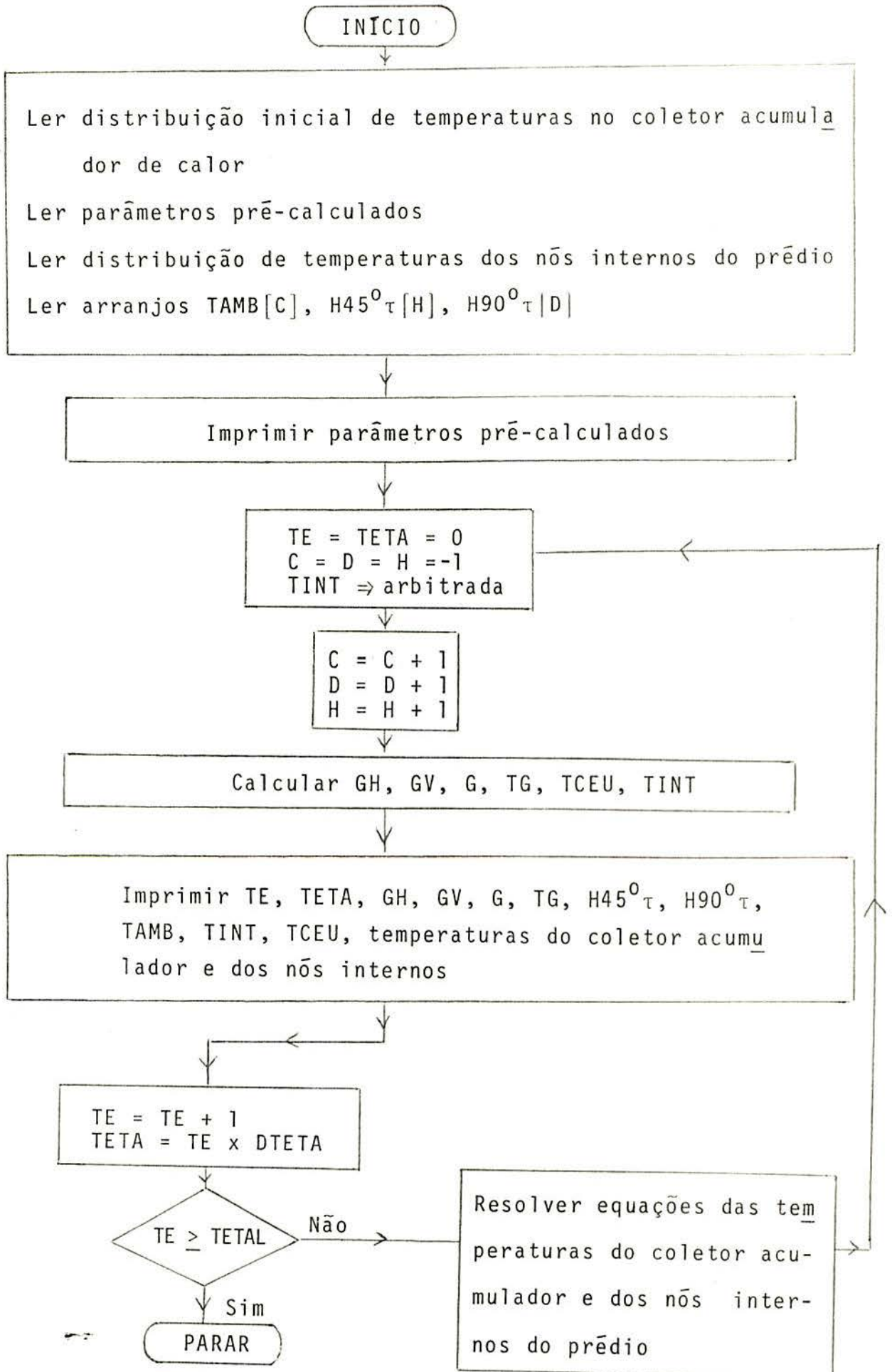
Programa para resolução das equações dos modelos matemáticos.

O programa para resolução das equações dos modelos matemáticos leva o nome de DIFBIRT, significando Diferenças Finitas Bidimensional em Regime Transitório.

Os parâmetros listados abaixo recebem símbolos diferentes no desenvolvimento deste trabalho (coluna da esquerda) e no DIFBIRT (coluna da direita):

$a = \text{DIFT}$	$H_{PIA} = \text{HPIA}$	$U_V = \text{UV}$	$H_{45^\circ} = \text{HINC}$
$K = \text{CONDT}$	$H_{PI} = \text{HPI}$	$U_C = \text{UC}$	$H_{90^\circ} = \text{H90}$
$c_p = \text{CPAR}$	$H_{PV} = \text{HPV}$	$U_{pc} = \text{UPC}$	$T_{AMB} = \text{TAMB}$
$\Delta x = \text{DX}$	$\epsilon_p = \text{EP}$	$\Delta\theta = \text{DTETA}$	$T_{INT} = \text{TINT}$
$\sigma = \text{CSB}$	$\epsilon_c = \text{EC}$	$T_G = \text{TG}$	$T_{CEU} = \text{TCEU}$
$H_H = \text{HH}$	$H_{IA} = \text{HIA}$	$H_{CC} = \text{HCC}$	
$H_V = \text{HV}$	$H_{IC} = \text{HIC}$	$H_{ICA} = \text{HICA}$	

Um fluxograma do DIFBIRT e uma versão para a simulação dos dias medidos de julho (item 10.2) são mostrados nas páginas que seguem:



ANEXO IV (Ver item 10)

Comentários sobre a resolução numérica do sistema de equações.

Um critério de estabilidade para a convergência da resolução numérica do sistema de equações em questão é apresentado na Ref. [6]. Este critério estabelece que não pode-se ter temperaturas "presentes" ($T_{i;j}^t$) com coeficiente negativo. Se o coeficiente fosse negativo, a temperatura do nó ($i;j$), depois de decorrido um intervalo de tempo $\Delta\theta$, seria menor do que as temperaturas dos nós vizinhos. Isto viola o segundo princípio da termodinâmica, pois o calor teria que fluir de um nó com temperatura mais baixa para outro com temperatura mais alta. Desta condição tira-se o intervalo de tempo máximo que se pode usar na resolução. A equação mais crítica neste sentido, pela geometria e massa associada ao nó que ela representa, é a eq. (6.23). Nesta equação, o coeficiente da temperatura "presente" ($T_{1,44;0}^t$) é

$$\left[1 - \frac{35,33a\Delta\theta}{\Delta x} \left(\frac{1}{\Delta x} + \frac{0,48HH}{K} \right) \right]$$

Daí tira-se a seguinte condição, para que este coeficiente não seja negativo:

$$\Delta\theta \leq \frac{1}{\frac{35,33a}{\Delta x} \left(\frac{1}{\Delta x} + \frac{0,48HH}{K} \right)} \quad (5)$$

obtendo-se $\Delta\theta \leq 21$ minutos.

Deve-se salientar que quanto menor for este intervalo de tempo, maior será a precisão e o tempo gasto na resolução numérica do sistema de equações.

Experimentando os intervalos de tempo $\Delta\theta = 5$ minutos e $\Delta\theta = 15$ minutos, verificou-se que o intervalo de tempo $\Delta\theta = 15$ minutos conduz a resultados aceitáveis, quanto à precisão e tempo gasto. Pode-se observar, no programa mostrado no anexo II, que com $\Delta\theta = 15$ minutos o tempo de processamento, em um computador Burroughs B-6700, é da ordem de 15 segundos por dia simulado.

SÍMBOLOS UTILIZADOS NO TEXTO

A	Área de troca de calor
A_g	Área de cada boca de captação e descarga de ar
A_v	Área de cobertura (vidros)
C	Capacidade térmica
C_d	Coefficiente de perda de carga
E_n	Regulador de fluxo ou "damper" da entrada de ar n
F_{12}	Fator de forma do corpo negro 1 para o corpo negro 2
G	Descarga total de ar no coletor acumulador de calor
GH	Descarga de ar no canal inferior-anterior
GV	Descarga de ar no canal posterior
G_r	Número de Grashof
H	Radiação solar total incidente, altura de parede medida de centro a centro das bocas de captação e descarga de ar, coeficiente médio de troca de calor por convecção
K	Condutividade térmica
L	Distância, profundidade de uma cavidade
\bar{N}_u	Número de Nusselt médio
P_r	Número de Prandtl
R	Resistência térmica, raio de uma cavidade cilíndrica
S_n	Regulador de fluxo ou "damper" de saída de ar n
T	Temperatura
U	Coefficiente global de troca de calor
V	Volume, velocidade do vento
\dot{V}	Vazão de ar em canais por unidade de área de cobertura
a	Difusividade térmica
c	Calor específico
g	Aceleração da gravidade no local

h_r	Coeficiente médio de troca de calor por radiação
α	Absortância, ângulo de inclinação em relação ao plano horizontal
β	Coeficiente de expansão
Δx	Distância entre dois nós vizinhos no eixo horizontal
Δy	Distância entre dois nós vizinhos no eixo vertical
ϵ	Emissividade
θ	Tempo
ρ	Refletância, densidade
Σ	Somatório
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
τ	Transmitância

ÍNDICES

ABS	Absorvedor
AMB	Ambiente
BM	Baricentro da massa
C	Cobertura
CĒU	Refere-se ao céu
G	Refere-se ao fluxo total
(i;j)(k;l)	Localização dos nós no coletor acumulador em um sistema cartesiano
H	Horizontal
IA	Refere-se à superfície inclinada do absorvedor
ICA	Refere-se à troca de calor entre a superfície inclinada da 2a. cobertura e o ambiente
INT	Interna
M	Médio

p	Pressão constante
P	Placa
PI	Piso
PIA	Piso aquecido
PV	Parede vertical
PVI	Parede vertical interna
PVIS	Parede vertical interna sul
PVIA	Parede vertical interna aquecida
PVE	Parede vertical externa
PC	Parede de concreto
PM	Porta de madeira
t	Tempo $t\Delta\theta$ ou tempo "presente"
t+1	Tempo $(t+1)\Delta\theta$ ou tempo "futuro"
V	Vertical

REFERÊNCIAS

1. SPARROW, E.M.; CESS, R.D.. Radiation Heat Transfer. Hemisphere Publ. Co., Belmont, California, 1978.
2. GRIMMER, D.P.. Theoretical Considerations in the Use of Small Passive-Solar Test-Boxes to Model the Thermal Performance of Passively Solar-Heated Building Designs. Solar Energy vol. 22, 343-350, 1979.
3. GRIMMER, D.P.; BALCOMB, J.D.; Mc FARLAND, R.D.. The Use of Small Passive-Solar Test-Boxes to Model the Thermal Performance of Passively Solar-Heated Building Designs. Report LA-UR-77-1323, Los Alamos, 1977.
4. PERRY Jr, J.E.; Mathematical Modeling of the Performance of Passive Solar Heating Systems. Report LA-UR-77-2345, Los Alamos, 1977.
5. BALCOMB, J.D.; HEDSTROM, J.C.; Mc FARLAND, R.D.. Passive Solar Heating of Buildings. Report LA-UR-77-1162, Los Alamos, 1977.
6. KREITH, F.. Princípios da Transmissão de Calor. (3^a Ed). Blücher, 1977.
7. BALCOMB, J.D.; Mc FARLAND, R.D.. A Simple Empirical Method for Estimating the Performance of a Passive Solar Heated Building of the Thermal Storage Wall Type. Report LA-UR-78-1159, Los Alamos, 1978.
8. WRAY, W.O.; BALCOMB, J.D.; Mc FARLAND, R.D.. A Semi-Empirical Method for Estimating the Performance of Direct Gain Passive Solar Heated Buildings. Report LA-UR-79-117, 1979.

9. MAZRIA, E.. The Passive Solar Energy Book. Rodale Press, 1979.
10. DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A.. Solar Energy Thermal Processes. John Wiley & Sons, New York, 1974.
11. COSTA, E.C.. Conforto Térmico (3a. Ed.). Blücher, 1974.
12. INSTITUTO COUSSIRAT ARAUJO. Temperatura Média de Porto Alegre nos Últimos 15 Anos. Porto Alegre, 1979.
13. HOLLANDS, K.G.T.. Free Convection in Solar Collectors. Dep. of Mechanical Eng. University of Waterloo, Canada, N2L 3G1, 1978.
14. CORBELLA, O.D.; LOUREIRO, T.. Potencial Solar do Rio Grande do Sul. Publicação Interna. PPGEMM/UFRGS, Porto Alegre, 1981.
15. CORBELLA, O.D.; VIELMO, H.A.; KEPPELER, R.O.. Edifício Solar para el Laboratorio de Energia Solar de la UFRGS. Simposio Latinoamericano Sobre Aprovechamiento de la Energia Solar. Rosario, Argentina. Julio 1981.

Foram consultados os seguintes livros de arquitetura solar:

1. ANDERSON, B.. Solar Energy Fundamental in Building Design. Mc Graw Hill, 1977.
2. LELIO, G. et al.. Arquitectura Solar Investigacion y Aplicacion. CRICYT, IADIZA, Laboratorio de Ambiente Humano y Vivienda. Mendoza, Argentina, 1980.
3. MEINEL, A.B.; Meinel, M.P: Applied Solar Energy, Addison-Wesley Publ. Co., 1976.
4. SZOKOLAY, S.V.. Solar Energy and Building. (2nd Ed). John Wiley & Sons, New York, 1977.
5. RANDELL, J.E.. Ambient Energy and Building Design. The Construction Press, London, 1978.

6. STEADMAN, P.. Energy Environment and Building. Cambridge University Press, Cambridge, 1977.
7. CHAULIAGUET, Ch.; BARATÇABAL, P.; BATELLIER, J.P.. La Energia Solar en la Edificacion. Editores Técnicos Asociados, S.A. Barcelona, España, 1978.
8. BENEDETTI, C.. L'Energia del Sole, Tecnologie ed Applicazioni in Architettura. Edizioni Kappa, Roma, Italia, 1978.