

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

**ESTUDO DO MODELO DE SCHUMMAN APLICADO A SUB-CORREDORES  
DE ROCHA**

JAMUARÊ DE ALMEIDA STRAUSS

ORIENTADOR: FLAVIO HOROWITZ

PORTO ALEGRE

2011

Dedico este trabalho a minha mãe, a minha namorada e aos meus amigos. E um agradecimento especial ao meu orientador e mestre, no sentido mais amplo que cada uma dessas palavras pode possuir, Flavio Horowitz e os demais membros da equipe Casa E: Eng. Roberto S. Ribeiro e Arq. Giovanni B. de Azambuja.

## SUMÁRIO

1	RESUMO .....	1
2	INTRODUÇÃO .....	2
3	LEITO DE ARMAZENAMENTO ENERGÉTICO .....	3
4	SUB-CORREDORES DE ROCHA .....	11
5	A CASA E .....	12
	5.1 OS SUB-CORREDORES DE ROCHA DA CASA E .....	14
	5.2 MONITORAMENTO .....	15
6	METODOLOGIA E RESULTADOS .....	17
7	ANÁLISE DOS RESULTADOS .....	21
8	CONCLUSÃO .....	22
9	BIBLIOGRAFIA .....	24

## 1 RESUMO

O modelo de Schumann (1929) é largamente usado para projetos ecológicos e de sustentabilidade nos quais são utilizadas passagens de rocha ou concreto. Entretanto, não foram encontrados relatos em que o modelo tenha sido utilizado com comparação a resultados experimentais. Esta comparação é apresentada neste trabalho, através do experimento Casa E, que faz uso de sub-corredores de rocha sensoriados com medidores de fluxo e temperatura.

### *Abstract*

*The Schumann model (1929) is widely used for ecological projects toward sustainability in which rock or concrete passages are used. However, no reports were found in which the model was used in with comparison with experimental results. That comparison is performed in this paper, through the Casa E experiment, which uses rock sub-corridors, sensed with flux and temperature sensors.*

## 2 INTRODUÇÃO

Leitos de armazenamento energéticos baseados em energia solar são largamente utilizados no hemisfério norte de maneira puramente empírica. Sabe-se que funciona, que existem medidas experimentais mostrando a sua utilidade. Porém, não é encontrado na literatura um confronto entre os dados experimentais com uma teoria concisa que preveja o amortecimento energético proporcionado por esses leitos.

O modelo de Schumann (1929) será testado para neste trabalho verificar se ele é válido para modelagem de sub-corredores de rocha, este modelo é muito utilizado para projetos teóricos de habitações ecológicas, sem se saber se ele realmente fornece uma previsão adequada para aquilo que é aplicado.

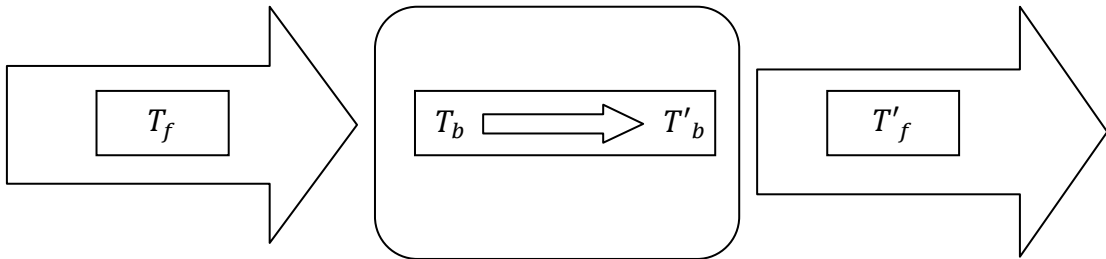
Como objeto de estudo, usaremos os sub-corredores da Casa E, um projeto pioneiro realizado no sul do Brasil, para confrontar os dados medidos nesta casa com uma simulação computacional do modelo de Schumann (1929), a partir do procedimento de Duffie and Beckman (1980).

### 3 LEITO DE ARMAZENAMENTO ENERGÉTICO

Um leito (leito de rochas ou pilha de rochas) de armazenamento usa a capacidade térmica de um determinado material para armazenar energia. Um fluido, normalmente ar, circula pelo leito adicionando ou removendo calor. Uma variedade de sólidos pode ser utilizada, sendo rocha o material mais largamente usado.

A idéia básica consiste num fluido (normalmente ar ou água) que passa através de um sólido (o leito no caso constituído normalmente de rochas) e troca calor no processo.

Esquemáticamente fica:



Onde  $T_f$  é a temperatura do fluido e  $T_b$  a temperatura do leito (do inglês *bed*) e  $T'_f$  é a temperatura do fluido depois de passar pelo leito e  $T'_b$  a temperatura do leito após a passagem do fluido.

Uma perspectiva de um leito é mostrada na figura 3.1. Em operação, a circulação é realizada através do leito em uma direção durante a adição de calor, e na direção oposta durante a remoção de calor.

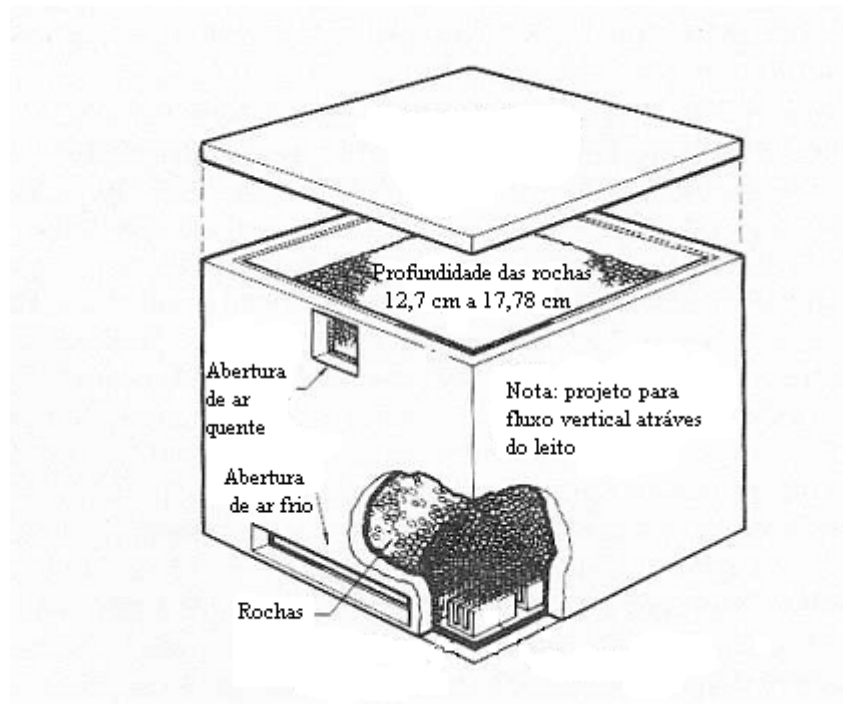
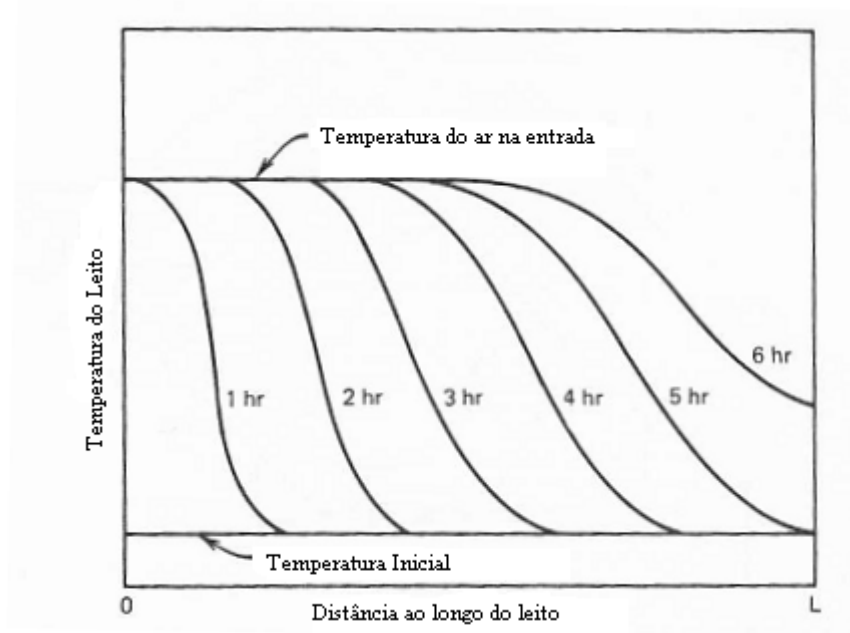


Figura 3.1 - Corte de um leito de armazenamento (J. A. Duffie, W. A. Beckman, 1980)

Leitos usando rochas possuem características que são desejáveis para aplicações de energia solar: o coeficiente de transferência de calor entre o ar e os sólidos é alto, os custos do material de armazenamento e reservatório são baixos; a condutividade do leito é baixa quando não há fluxo de ar; e a queda de pressão através do leito é pequena.

A separação em frentes térmicas de um leito de rochas durante aquecimento com um fluxo de ar constante é mostrada na figura 3.2. O alto coeficiente por área de transferência de calor entre o ar e as rochas causa a rápida perda de energia do primeiro para o segundo. As rochas perto da entrada serão aquecidas, mas a temperatura das rochas perto da saída permanece inicialmente constante e a temperatura da saída de ar altera-se pouco. Com a passagem do tempo, a temperatura vai se uniformizando através do leito. Aproximadamente cinco horas depois, a frente térmica atinge o fim do leito e a temperatura da saída de ar eleva-se aos poucos, indo de encontro à temperatura de entrada.



**Figura 3.2 - Distribuição de temperatura no leito com temperatura de entrada do ar constante (J. A. Duffie , W. A. Beckman, 1980)**

Quando o leito está completamente carregado, ele está em equilíbrio térmico com o ar, e, revertendo o fluxo do ar, haverá uma temperatura na saída aproximadamente constante por cinco horas e uma diminuição constante na temperatura do leito até ele estar completamente descarregado, ou seja, ter cedido toda a energia que ele havia recebido do fluido.

Leitos de armazenamento solares não operam com uma entrada de fluido à temperatura constante. Durante o dia, variações na radiação solar alteram a temperatura ambiente, a temperatura do fluido de entrada, requisitos de carga e de outras condições dependentes do tempo resultam numa temperatura variável na saída do leito.



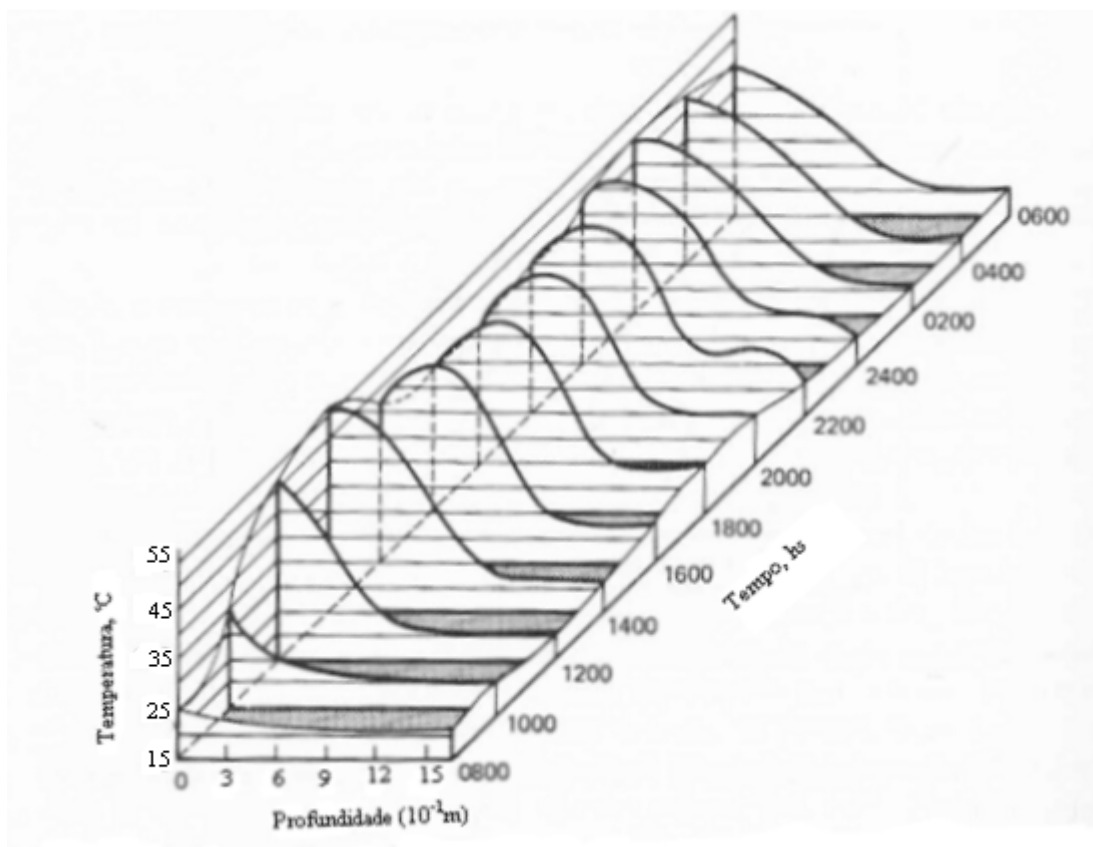


Figura 3.3 – Perfis de temperaturas no leito de rocha da Colorado State University House II durante carga e descarga (J. A. Duffie, W. A. Beckman, 1980)

Muitos estudos estão disponíveis sobre aquecimento e esfriamento de leitos de armazenamento (Nisha et al, 2006; Kuhn et al, 1980; Hughes et al, 1976; Hughes, P. J, M. S, 1975). O primeiro estudo analítico feito por Schumann (1929) e o seguinte desenvolvendo descrevendo um leito de armazenamento são citados como modelo de Schumann. As suposições básicas do modelo: fluxo unidimensional do fluido; sem condução axial ou dispersão; propriedades físicas constantes; sem transferência de massa; sem dissipação de calor para o ambiente; e sem gradiente de temperatura dentro das partículas sólidas. Como a energia térmica transferida para o leito durante a carga e descarga é geralmente muito superior à perda para o meio ambiente é razoável desprezar esta perda numa primeira aproximação. Uma forma de minimizar os efeitos de dispersão axial é limitar a dinâmica do fluido dentro do leito (diminuindo também os efeitos de dispersão por viscosidade) (Hughes et al, 1976).

Imaginemos um fluido  $f$  de volume  $V$  do qual está fluindo uma energia  $Q$  para o leito  $b$  através de toda a superfície de contato fluido/leito. Pela equação da continuidade, teremos:

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} = - \nabla \cdot \vec{j} \quad 3.1$$

Com  $\rho' = Q/V$  e  $\vec{J} = \rho'v$ , com  $v$  sendo a velocidade do fluido e  $t$  o tempo. A 3.1 torna-se:

$$\frac{1}{V} \frac{\partial Q}{\partial t} = -\frac{\partial \rho'}{\partial x} v - \frac{\partial v}{\partial x} \rho' \quad 3.2$$

Do lado esquerdo, teremos a lei de resfriamento de Newton (Silva, W. P et al, 2003) e usando  $Q = mC_p\Delta T$  (calor cedido/ganho pelo fluido) no lado direito, onde  $C_p$  é o calor específico à pressão constante,  $m$  a massa do fluido e  $\Delta T$  refere-se à variação de temperatura do fluido, chegamos então a:

$$-\frac{1}{V} hA(T_f - T_b) = v(\rho C_p)_f \left( \frac{\partial T_f}{\partial x} + \frac{\partial T_f}{\partial t} \frac{\partial t}{\partial x} \right) \quad 3.3$$

$$-\frac{1}{V} hA(T_f - T_b) = v(\rho C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial x} + (\rho C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad 3.4$$

onde  $h$  é o coeficiente de transferência térmica e  $A$  é a área de contato do fluido-leito. e  $\rho = m/V$ . Usando que:

$$\frac{dm}{dt} = \rho A \frac{dx}{dt} \Rightarrow \dot{m}/A = \rho v \quad 3.5$$

$$-\frac{1}{V} hA(T_f - T_b) = \left( \frac{\dot{m}}{A} C_p \right)_f \frac{\partial T_f}{\partial x} + (\rho C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad 3.6$$

Seguindo o mesmo raciocínio para o fluxo de energia do leito, lembrando que nele a energia está entrando e que a velocidade das rochas é nula. As equações diferenciais para o balanço energético entre o fluido e o leito são após um rearranjo:

$$(\rho C_p)_f \varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} + \varepsilon \frac{(\dot{m} C_p)_f}{A} \frac{\partial T_f}{\partial x} = -h_v(T_f - T_b) \quad 3.7$$

$$(\rho C_p)_b (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_b}{\partial t} = h_v(T_f - T_b) \quad 3.8$$

Onde  $\varepsilon$  é a fração do leito ocupada pelo fluído,  $h_v$  é o coeficiente de transferência de calor volumétrico entre o leito e o fluído,  $\dot{m}$  é a o fluxo de massa do fluído em [kg/s].

Os termos à direita das equações 3.7 e 3.8 representam o calor trocado entre o fluído e o sólido, enquanto os termos à esquerda informam como a temperatura está variando para o fluído e para o sólido.

Para um sistema baseado em ar, o primeiro termo da equação 3.7 pode ser negligenciado (Hughes, P.J., S. A. Klein, and D. J. Close, 1975), a variação de temperatura do ar é mais dependente da sua posição dentro do reservatório, do que com o tempo, então estas equações podem ser reescritas após algumas mudanças de variáveis como:

$$\frac{\partial T_f}{\partial \left(\frac{x}{L}\right)} = NTU (T_b - T_f) \quad 3.9$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial \theta} = NTU (T_f - T_b) \quad 3.10$$

Onde NTU é o número de unidades de transferência,  $(h_v AL)/\varepsilon(\dot{m}C_p)_f$ ;  $\theta$  é um tempo adimensional,  $\tau(\dot{m}C_p)_f / [(\rho C_p)_s(1 - \varepsilon)AL]$ ; e L é o comprimento do leito.

Kuhn et al. (1978) investigaram um grande número de diferentes soluções numéricas para as equações 3.9 e 3.10 e concluíram que o método de Hughes, de discretização dessas equações, era o método mais apropriado para uma simulação de sistema baseado em energia solar. O seguinte desenvolvimento segue uma versão mais simplificada do método de Hughes (chamado “eficácia-NTU”). Na prática, os dois modelos de Hughes dão essencialmente os mesmos resultados então se recomenda o uso do método mais simples (J. A. Duffie, W. A. Beckman, 1980).

Dividindo-se o leito em vários nodos de comprimento  $\Delta x$  (com  $\Delta x \rightarrow 0$ ), como mostrado na figura 3.4, podemos considerar a temperatura do nodo uniforme. (A consideração de  $\Delta x$  bem pequeno ajuda a contemplar a hipótese do modelo de Schumann de não haver gradiente de temperatura dentro das partículas sólidas). Integrando-se a equação 3.9, encontramos que a temperatura do ar possui um perfil exponencial e a variação da temperatura do ar deixando o elemento do leito i é dada por:

$$\frac{T_{f,i+1} - T_{b,i}}{T_{f,i} - T_{b,i}} = e^{-NTU \left(\frac{\Delta x}{L}\right)} \quad 3.11$$

Onde  $T_{f,i}$  é a temperatura do fluido no nodo  $i$ ,  $T_{f,i+1}$  é a temperatura do fluido no nodo  $i + 1$  e  $T_{b,i}$  a temperatura do nodo  $i$  do leito. A energia removida do ar e transferida para o leito de tamanho  $\Delta x$  é então:

$$(\dot{m}C_p)_f(T_{f,i} - T_{f,i+1}) = (\dot{m}C_p)_f(T_{f,i} - T_{b,i})(1 - e^{-NTU/N}) \quad 3.12$$

onde  $N = L/\Delta x$ .

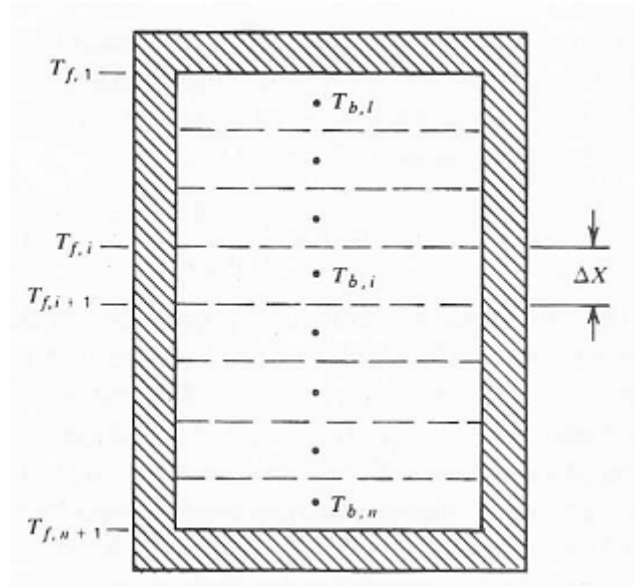


Figura 3.4 – Leito dividido em N segmentos (J. A. Duffie, W. A. Beckman, 1980)

Definindo uma nova variável:

$$\eta = 1 - e^{-\frac{NTU}{N}} \quad 3.13$$

E isolando para  $e^{-\frac{NTU}{N}}$  tomando o  $\ln$  de ambos os lados e usando a aproximação  $\ln(1-\eta) \approx -\eta$  válida para quando  $\eta \ll 1$ , no nosso experimento  $\eta \approx 0,05$  (ver seção 6), chegamos ao resultado:

$$NTU = N\eta \quad 3.14$$

Substituindo este resultado dentro da equação 3.10, o balanço energético sobre o leito dentro de uma região  $\Delta x$  pode então ser expresso como:

$$\frac{dT_{b,i}}{d\theta} = \eta N(T_{f,i} - T_{b,i}) \quad 3.15$$

A equação 3.15 representa a quantidade de energia (sob forma de calor) recebida pelo leite ocasionada pela passagem do fluido em resfriamento.

Com todas as temperaturas iniciais leite conhecidas, o processo começa no primeiro nodo onde a temperatura do fluido injetado é conhecida. Uma nova temperatura do leite é calculada a partir da equação 3.15 e a temperatura de saída do fluido ao deixar o nodo  $i$  é dada pela equação 3.12. Este nova temperatura do fluido torna-se a temperatura de injeção do fluido no nodo 2, assim por diante.

## **4 SUB-CORREDORES DE ROCHA**

Um sub-corredor de rocha consiste de um conjunto de pedras enterradas situados numa faixa sob a construção. Dependendo das dimensões escolhidas o sub-corredor poder ser usado para amortecimento da oscilação térmica diária ou anual dos picos e mínimos de temperaturas. Esta é uma variável da técnica de leitos rochosos no qual toda a área abaixo da construção é preenchida.

A técnica de leitos rochosos tem sido utilizada na Europa durante a última década em análises críticas de construções bem como a produção de ferramentas e normas para engenharia.

No caso particular de amortecimento anual, o sistema requerido é um volumoso, com cerca de 2 a 3 metros de solo ao redor do leito (Hollmuller et al, 2007). Para amortecimentos diários, pode-se usar cerca de 15 a 20 cm de terra ao redor dos tubos (Hollmuller et al, 2007).

Tubos enterrados usados como resfriadores são muito menos efetivos em climas úmidos subtropicais (Hollmuller et al, 2007) onde a temperatura ambiente da terra se aproxima à temperatura do conforto humano (Hartweg, L., Meyer. R. A., 2010). Quanto mais alta a temperatura da terra, menos efetiva será a desumificação e o resfriamento. Entretanto, eles podem ser usados parcialmente para estes fins nas entradas de ar fresco para zonas de amortecimento térmico como um solarium ou uma estufa.

## 5 A CASA E

A “Casa E” é uma casa-conceito experimental-demonstrativa. Que busca manter a temperatura interna o mais próxima da faixa de conforto térmico (geralmente entre 18 °C e 25 °C), utilizando meios de energia e recursos renováveis.

É chamada “casa-conceito” porque não só concentra modalidades de projetos em conforto térmico como é fonte para novas idéias, e “experimental-demonstrativa”, porque as coloca à prova, para que esses conceitos sejam testados e avaliados e futuramente empregados.

Um modelo de projeto empregado importante de ser ressaltado é o da “casa envoltória”, que na prática consiste de uma casa construída em torno de outra resultando em paredes duplas, existindo um vão entre as paredes que é utilizado para circulação de ar, com o objetivo de aquecimento/resfriamento da casa conforme será explicado abaixo.

A Casa E possui dois sistemas básicos de funcionamento, o modo inverno e o modo verão.

No modo inverno, em SISTEMA FECHADO, a clarabóia fica isolada do interior da casa, de maneira que o ar aquecido pelo sol através da fachada seletiva com persiana solar (e solarium, não mostrado aqui) é conduzido pela envoltória ao outro lado da casa, onde está sombreado, então a superfície trocadora do subteto intensifica o funcionamento, conduzindo ao canal do sobre-piso que leva à fachada e solarium – completando assim o ciclo de aquecimento por captação solar (ver figura 5.1).

O isolamento térmico do telhado é importante para minimizar perdas de calor do ar aquecido no interior da casa, podendo ser complementado por compartimentação de ambientes.

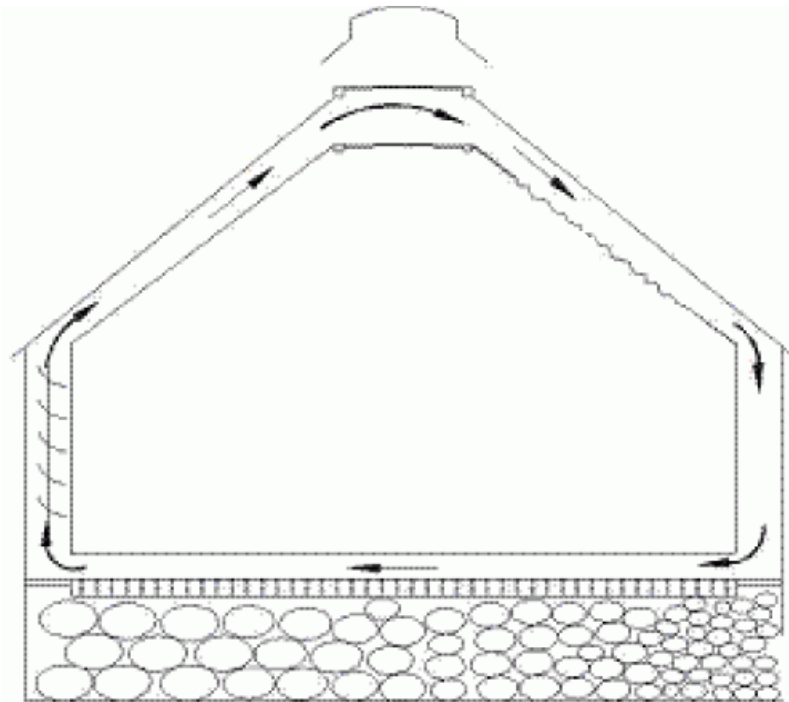


Figura 5.1 – Modo inverno. As flechas indicam o fluxo de ar (F. Horowitz et al, 2008).

Em um dia típico de verão, a saída do ar quente pela clarabóia, produz uma região superior de pressão mais baixa que puxa o ar de dentro da casa para fora, o que induz a entrada de ar pela região de sombra, via os sub-corredores de rochas em convecção natural, e consequente resfriamento pela captação solar da casa em SISTEMA ABERTO (ver figura 5.2).

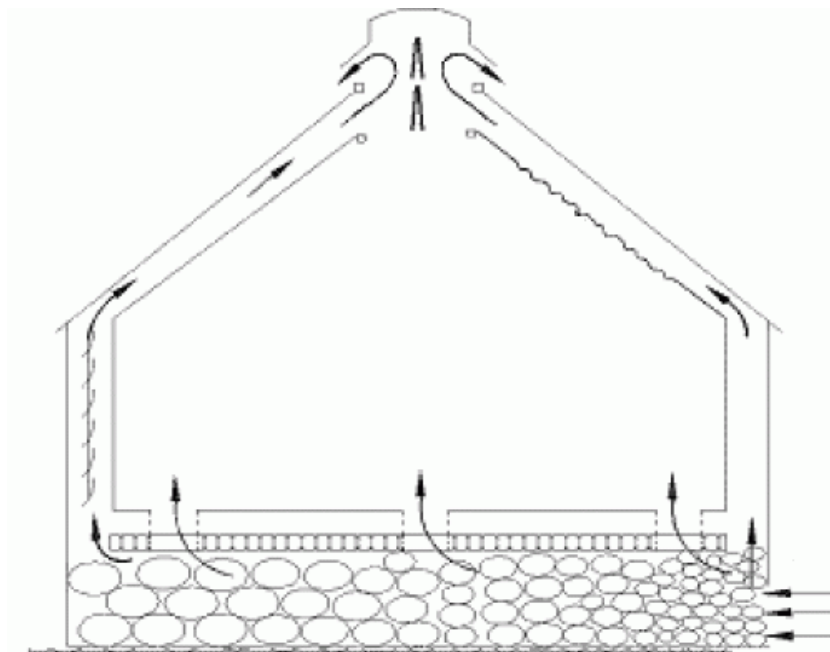


Figura 5.2 – Modo verão. As flechas indicam o fluxo de ar (F. Horowitz et al, 2008).



## 5.1 OS SUB-CORREDORES DE ROCHA DA CASA E

Com vistas à ventilação e resfriamento da casa em dias quentes, o ar é admitido pela parte de fundos da casa, que é sombreada e voltada à mata nativa, passando em convecção natural pelos sub-corredores de rochas, cuja entrada e saída do ar são mostrados. Na saída ao interior da casa, dependendo da necessidade de resfriamento, o fluxo de ar admitido pode ser regulado pela "janela de piso inverno/verão".



Figura 5.1.1 – (a)

(b)

(c)

(a) janela de piso fechada (modo inverno); (b) janela de piso aberta (modo verão) e (c) entrada do sub-corredor (F. Horowitz et al, 2008).

## 5.2 MONITORAMENTO

A Casa E possui uma mini-estação meteorológica para medição das condições externas de vento, irradiação e temperatura, como referência climática às condições internas da casa experimental.

Internamente ela possui sensores de temperatura espalhados em pontos de interesse que realizam medições periodicamente. Todos esses dados são armazenados para comparações com a temperatura de referência medida pela mini-estação.

No caso dos sub-corredores, eles estão localizados nas posições mostradas na figura 5.3.1, onde o sensor E1 mede a temperatura de entrada do sub-corredor da casa, na saída do sub-corredor está o sensor D1 e para temperatura de referência o sensor F3 no centro da sala em que se encontra o sensor E1.

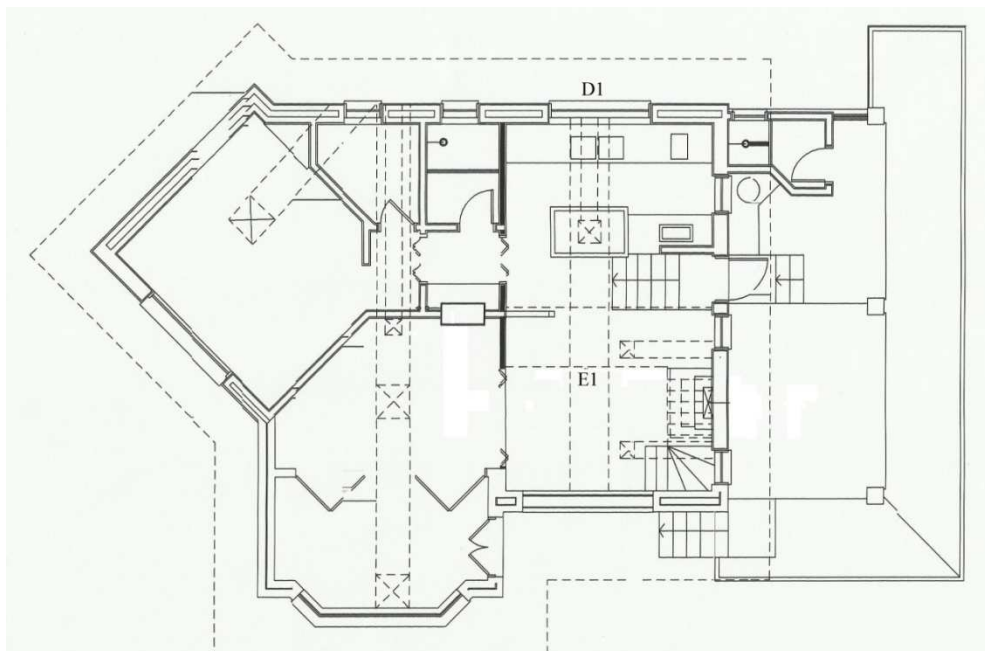
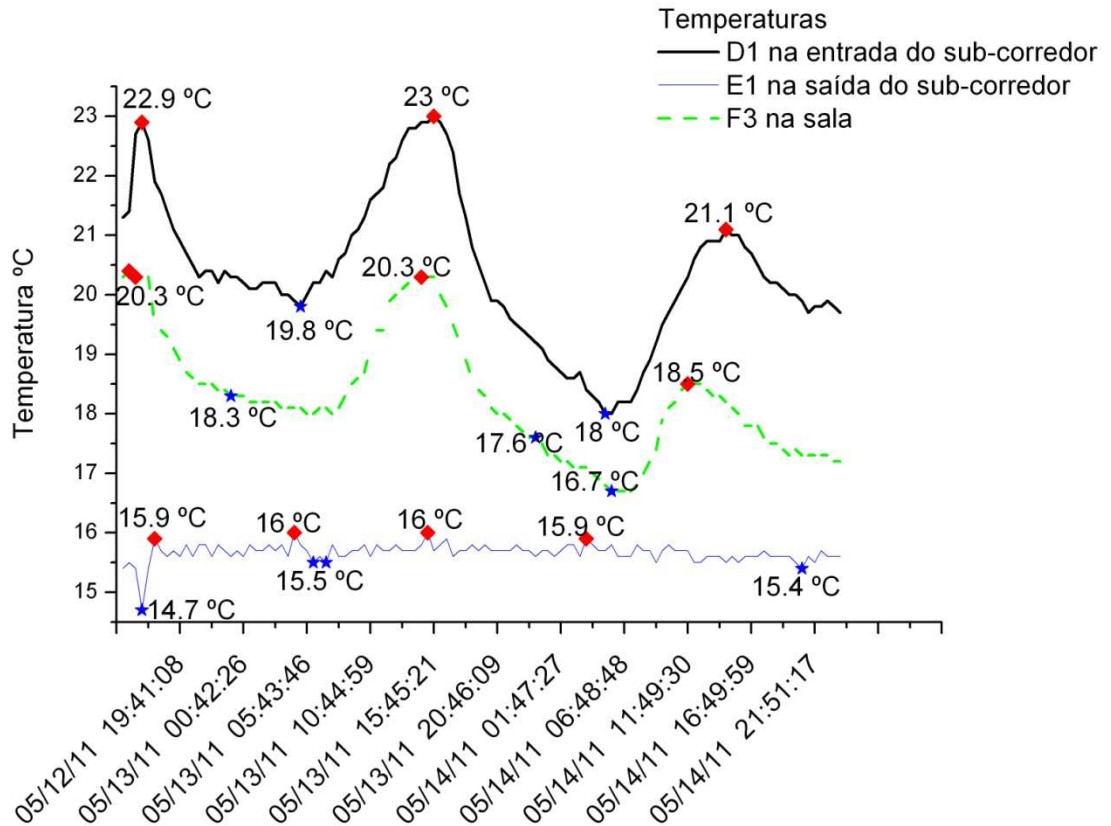


Figura 5.2.1 – (sensor E1) saída do sub-corredor; (sensor D1) – entrada do sub-corredor e (sensor F3) não mostrado na figura, na mesma sala do sensor E1 próximo ao teto (Imagem gentilmente cedida pelo arquiteto G. B. de Azambuja).

Abaixo, como exemplo, um gráfico do período de doze a treze de maio de 2011.



**Figura 5.2.2 – Comparativo entre as temperaturas do sub-corredor e de dentro da casa. Os losangulos marcam os picos de temperatura enquanto as estrelas marcam os mínimos.**

No gráfico, nota-se um amortecimento na temperatura interna da casa com uma diferença de até 3 °C entre a temperatura na entrada do sub-corredor e a temperatura na sala.

Esses resultados demonstram que o sistema da Casa E funciona.

## 6 METODOLOGIA E RESULTADOS

Conhecendo o modelo do leito de armazenamento e os sub-corredores da Casa E, o desafio é tentar prever a temperatura de saída do ar no final do sub-corredor. Para isso foi criado um modelo computacional com base nas equações 3.11 e 3.14, reproduzidas abaixo.

$$T_{f,i} - T_{f,i+1} = (T_{f,i} - T_{b,i})(1 - e^{-NTU/N}) \quad 3.12$$

$$\frac{dT_{b,i}}{d\theta} = \eta N (T_{f,i} - T_{b,i}) \quad 3.15$$

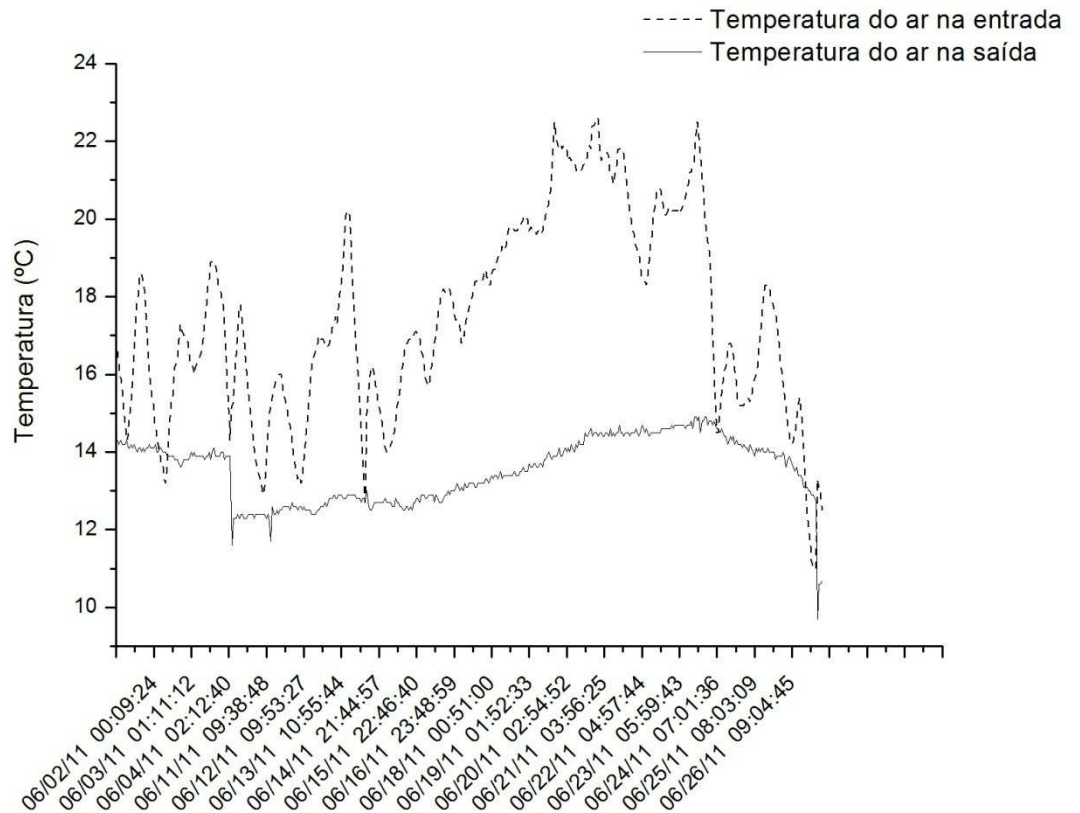
Utilizaram-se os resultados de medições na entrada do sub-corredor ao longo do mês de junho (de primeiro a vinte e oito de junho de 2011) como os dados de entrada do programa e os valores medidos na saída central do sub-corredor, mostrado na fig. 5.3.1, como referência aos resultados do processamento. Esta saída foi escolhida pelo fato de que as outras duas envolvem grandes fontes de erros.<sup>1</sup>

Para as temperaturas do leito, considerando-se que a temperatura na face externa é idêntica à temperatura do fluído, e, com base na fig. 3.2, que a temperatura ao longo do leito possui um perfil linear em uma primeira aproximação.

O gráfico abaixo mostra os dados coletados no mês de junho.

---

<sup>1</sup> A primeira saída de ar encontra-se logo na entrada do sub-corredor, dando acesso por dentro à parede dupla. Esta saída não possui um acesso facilitado ao leito tornando difícil a coleta de dados. A terceira saída encontra-se com o espaço da parede dupla do lado oposto (embora isso não seja mostrado na fig. 5.2), em ambos os casos o ar do sub-corredor mistura-se com o ar que circula ao redor da casa. Esta última abertura fica no vão da janela dupla, recebendo a radiação solar que seria uma fonte de erros.



**Figura 6.1 – Gráfico dos dados medidos do mês de junho. Mostrando as temperaturas na entrada e na saída do sub-corredor.**

Para os parâmetros, foram utilizados os seguintes valores:

$$h_v = 298,05 \text{ W/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (calculado, ver equação 6.2)}$$

$$L = 4,91 \text{ m (medido)}$$

$$A = 0,497 \text{ m}^2 \text{ (medido)}$$

$$v = 0,0409 \text{ m/s (medido)}$$

$$\rho = 1,204 \text{ kg/m}^3 \text{ (J. A. Duffie, W. A. Beckman, 1980)}$$

$(C_p)_f = 1.005 + 1.82H$  (Perry's Handbook of Chemical Engineering) = 1027,03 J/kg  $^\circ\text{C}$ , onde H é a umidade absoluta do ar em kg de vapor d'água por kg de ar seco na mistura, e 1.005 kJ/kg  $^\circ\text{C}$  é o calor específico do ar seco na mistura e 1.82 kJ/kg  $^\circ\text{C}$  é o calor específico do vapor d'água (Perry's Handbook of Chemical Engineering, 2007). H foi calculado a partir de (equação deduzida com o auxílio das equações de Miranda, J. et al, 2010):

$$H = \frac{UR}{100} \frac{610,8 \times 10^{\frac{7,5t}{273,3+t}}}{R(237,3+t)} \quad 6.1$$

onde  $t$  é a temperatura em Celsius e UR a umidade relativa do ar, que foi medida 73,4% para uma temperatura de 17° C e R é a constante de gás ideal  $R = 8,314 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$ . Os valores abaixo foram deduzidos pelas respectivas equações, à exceção de  $\Delta x$  e  $\varepsilon$  conforme é explicado abaixo.

$$(\dot{m}C_p)_f = vA\rho C_p = 50,575 \text{ J/}^\circ\text{C}$$

$$\text{NTU} = (h_v AL)/(\dot{m}C_p)_f = 28,935$$

$$\Delta x = 0,009 \text{ m}$$

$$N = L/\Delta x \approx 545$$

$$\eta = 1 - e^{-\frac{\text{NTU}}{N}} = 0,0517$$

$$\varepsilon = 0,2$$

Foi escolhido um  $\Delta x$  pequeno para ser respeitada a condição de que dentro do nodo  $i$  a temperatura seja uniforme em todo o nodo. O  $h_v$  foi determinado pela equação de Löff and Hawley (1948):

$$h_v = 650\left(\frac{v\rho}{D}\right)^{0.7} \quad 6.2$$

onde  $D$  é o diâmetro das pedras. Com um valor de aproximadamente 15 cm.

Então, conhecendo-se o volume total do sub-corredor foi possível estimar o espaço ocupado pelo ar.

O calor específico do ar está um pouco acima do seu valor comumente usado (~1005 J/Kg °C) porque foi levada em consideração a umidade do ar. O vapor d'água presente aumenta a sua capacidade térmica.

Sem parâmetros ajustáveis, os dados resultantes das simulações (temperatura do ar teórica na saída do sub-corredor) estão nos gráficos abaixo, onde são comparados com os resultados experimentais.

Notar que a temperatura do ar na entrada do sub-corredor refere-se à temperatura externa na face sul da casa, região mais sombreada, enquanto que a temperatura externa média em torno da casa é bem maior.

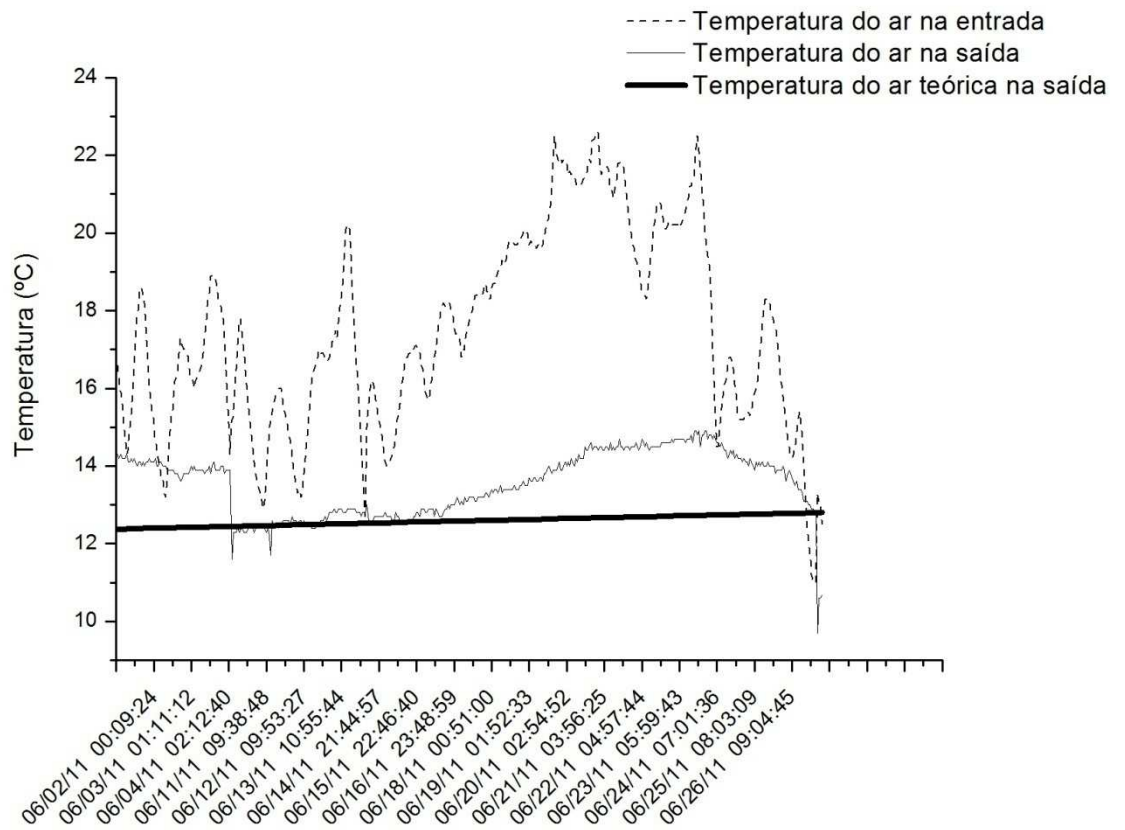


Figura 6.2 – Comparação entre resultado teórico e experimental. Mostrando as temperaturas na entrada e na saída do sub-corredor.

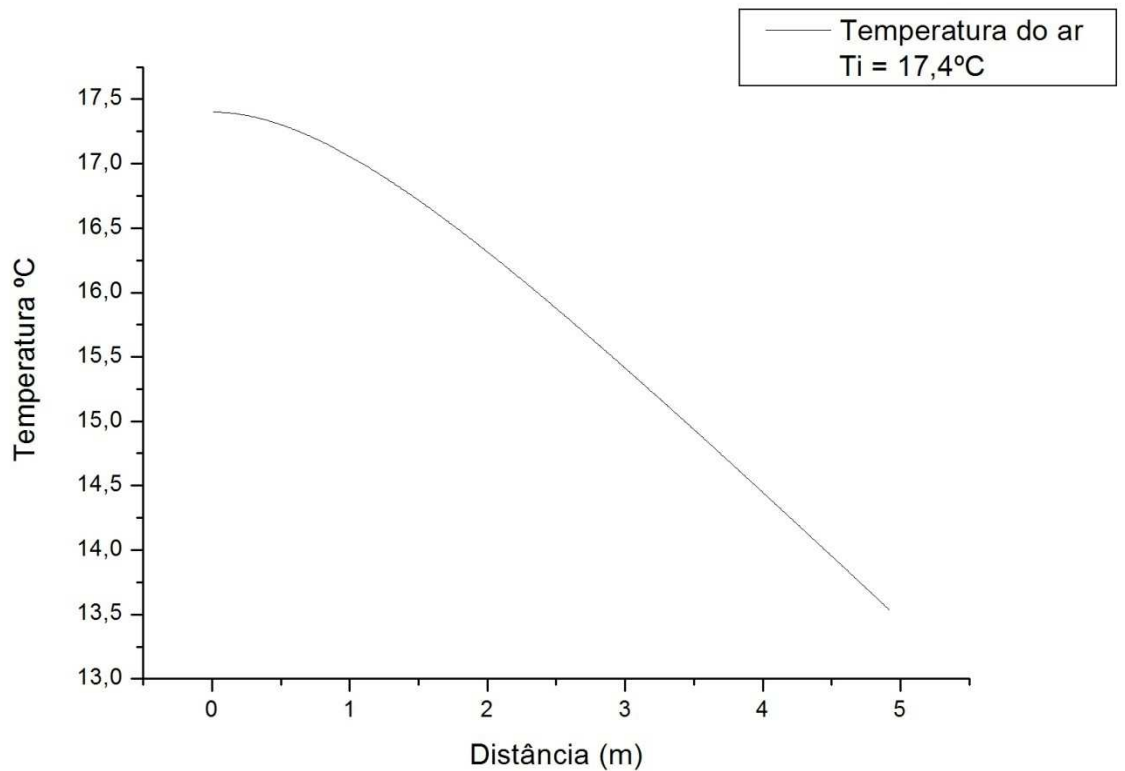


Figura 6.3 – Perfil teórico da queda da temperatura do fluido ao longo do leito. Neste exemplo a temperatura inicial é  $T = 17,4^{\circ}\text{C}$

## 7 ANÁLISE DOS RESULTADOS

A margem de erro dos resultados teóricos é de 7,33% em média quando comparados com a temperatura medida na saída do sub-corredor ponto a ponto e o desvio padrão é de 0,79 °C. Este pequeno erro é um valor bem razoável dado que além de não levar em conta a perda para o ambiente e do gradiente de temperatura nas rochas, também existem fugas de ar, mostradas na figura 5.2, que permitem que uma parte do ar seja trocado com o ambiente da casa muito antes do ar chegar à saída considerada neste trabalho.

Os resultados da simulação computacional praticamente não oscilaram quando em comparação aos valores medidos experimentalmente, isto se deve ao fato do modelo de Schumann padrão ser independente da temperatura ambiente. A comparação entre os dados medidos/teóricos mostra, devido à pequena margem de erro, que o fluido troca muito mais calor com o leito do que com revestimento de argila do sub-corredor. A passagem do sub-corredor está revestida com argila que possui uma baixa condutividade térmica se comparada ao granito (F. Horowitz et al, 2008) o que certamente contruibui para a hipótese do modelo de não haver entrega de calor para o ambiente.



## 8 CONCLUSÃO

O modelo de Schumann (1929) mesmo tendo sido criado para uma situação mais próxima da ideal mostrou uma previsão coerente para a temperatura do fluído na saída do sub-corredor podendo então ser utilizado para uma previsão do amortecimento térmico fornecido pelo mesmo.

Para trabalhos futuros, sugere-se um aprimoramento no modelo acrescentando o gradiente de temperatura como sugerido por Jeffreson, C. P. (1972), que mostrou que o gradiente pode ser corretamente incluído na teoria por uma alteração na definição do NTU:

$$NTU_c = \frac{NTU}{(1 + \frac{Bi}{5})} \quad 8.1$$

Onde  $Bi$  é o número de Biot definido como  $hR/k$  onde  $R$  é o raio de uma esfera equivalente,  $k$  é a condutividade da rocha e  $h$  é o coeficiente de transferência de calor fluído-rocha. O  $NTU_c$  pode ser utilizado em qualquer uma das equações deste trabalho ao invés do valor normal do NTU. Se o número de Biot for menor do que 0.1, o gradiente de temperatura dentro das rochas pode ser desprezado.

Duffie et al.(1980) também sugerem, mas não demonstram, uma modificação na equação 3.14 para incluir a perda de energia para o ambiente:

$$\frac{dT_{b,i}}{d\theta} = \eta N(T_{f,i} - T_{b,i}) + \frac{(U\Delta A)_i}{(\dot{m}c_p)_f}(T_a - T_{b,i}) \quad 8.2$$

Também é possível fazer a inclusão de perda de temperatura para o ambiente incluindo o termo de perda de calor na equação 3.1 e seguindo-se o mesmo raciocínio de anteriormente teremos:

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{A^2 h}{(\dot{m}c_p)_f V} (2T_f - T_r - T_b) \quad 8.3$$

$$\frac{\partial T_b}{\partial t} = \frac{Ah}{(\rho c_p)_b V} (2T_b - T_r - T_b) \quad 8.4$$

onde  $T_r$  é a temperatura do reservatório térmico que nosso experimento seria o ambiente abaixo da casa.

A Casa E também possui para auxiliar no controle de temperatura um tubo de concreto sem rochas, e este pode ser utilizado futuramente para responder à pergunta: um metro de sub-corredor com rochas equivale a que extensão de duto sem rochas tradicional? Teríamos com isto mais uma aplicação direta dos resultados experimentais para o planejamento e controle energético de ambientes.

## 9 BIBLIOGRAFIA

J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes* (Wiley, 1980), Chap. 9.

F. Horowitz, M. B. Pereira, and G. B. de Azambuja, A. F. Michels, and R. S. Ribeiro, “Strategies for thermal comfort with envelope house solar harnessing in the humid (sub)tropics”, in *Proceedings of the II Brazilian Congress on Solar Energy and III ISES Latin American Regional Conference* (Universidade Federal de Santa Catarina, 2008), on CD-ROM.

J. A. Strauss, R. S. Ribeiro, G. B. de Azambuja, and F. Horowitz, “Casa E”. Disponível em: <http://www.if.ufrgs.br/casae/>.

P. Hollmuller, B. Lachal, JM. Zraggen, “A new heat exchange and storage technique for ventilation: controlled thermal phase-shifting”, Heat SET 2007 Heat Transfer in Components and Systems for Sustainable Energy Technologies 18-20 April 2007, Chambéry, France.

Nisha Kumari, G.N. Tiwari and M.S. Sodha , 2006. Thermal Modelling for Greenhouse Heating by Using Packed Bed. *International Journal of Agricultural Research*, 1: 373-383.

Elzink W.J, Molin j, “The actual experience of buried plastics pipes in Europe over 25 years”. *Plastics Pipes VIII*, September 21-24, Eindhoven, NL (Conforme citado por F. Alferink).

F. Alferink, Wavin M&T, The Netherlands, L.E. Janson, SWECO, Sweden, J.L Olliff, Montgomery Watson, UK, “Design of Thermoplastics Pipes: Prediction of Pipe Deflection versus Measured Values”. Pág. 495-508. In: <http://www.teppfa.com> – The European Plastic Pipes and Fittings Association.

Schumann, T.E.W., 1929. Heat Transfer: A liquid flowing through a porous prism, *Journal of the Franklin Institute* 208: 405-416

Kuhn, J.K, G.F. Von Fuchs, A.W Warren, e A.p. Zob, Report of Boeing Computer Services Company, to the U.S, Dept. of Energy (1980). “Developing and Upgrading of Solar System Thermal Energy Storage Simulation Models.”

Hughes, P. J, M.S. Thesis in Mechanical Engineering, University of Wisconsin – Madison (1975). “The Design and Predicted Performance of Arlington House.”

Silva, W. P, Precker, W. J., S, C. M. D. P. S., Silva, D. D. P. S., Silva, C. D. P. S., “Medida de Calor Específico e Lei de Resfriamento de Newton: Um refinamento na Análise

dos Dados Experimentais”, Revista Brasileira de Ensino de Física, Vol. 25, no. 4, Dezembro, 2003.

Hughes, P.J., S. A. Klein, and D. J. Close, Trans. ASME, J. Heat Transfer, 98, 336 (1976) “Packed bed Thermal Storage Models for Solar Air Heating and Cooling Systems.”

Löf, G. O. G. and R. W. Hawley, Ind. And Engr. Chemistry, 40, 1061(1948).

“*Unsteady State Heat Transfer between Air and Loose Solids.*”

Schulz, E. Eficiência no uso de Tubos Enterrados para Ventilação de Residências. 2011. 19f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

Jeffreson, C. P., American Institute of Chemical Engineers J., 18(2), 409 (1972).

“*Prediction of Breakthrough Curves in Packed Beds.*”. (Conforme citado em J. A. Duffie, W. A. Beckman, 1980).

Hollmuller, P., Carlo, J., Ordenes, M., Westphal, F., Lamberts, R. “*Potential of Buried Pipes Systems and Derived Techniques for Passive Cooling of Buildings in Brazilian Climates*”. In: Building Simulation 2007, 2007, Pequim. Proceedings of Building Simulation 2007, 2007. v. 1. p. 329-336.

Hartweg, L., Meyer. R. A., “Passive Solar Cooling a Home in a Home Humid Climate”, <http://www.zeroenergydesign.com/Passive%20Solar%20Cooling.html#c22>, 2010

Perry's Handbook of Chemical Engineering, 6th edition; section 12, Psychrometry, 2007. (Conforme citado por [http://en.wiktionary.org/wiki/humid\\_heat](http://en.wiktionary.org/wiki/humid_heat)).

Miranda, J., Libardi, P., Lier, Q., Moraes, S., “Umidade do ar”, LEB-0200 - Física do Ambiente Agrícola, notas de aula cap. 6 em: [www.leb.esalq.usp.br/aulas/lce200/lce200.html](http://www.leb.esalq.usp.br/aulas/lce200/lce200.html), 2010.

Comfort Zone for Conditioned Space. – [acesso em 2011 Setembro 16]. Disponível em: <http://www.air-conditioner-selection.com/comfort-zone-air-conditioner-sizing.html>