



Universidade Federal da Paraíba

Centro de Tecnologia

Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica

- Mestrado - Doutorado

**MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM SISTEMA DE TETO-
RESERVATÓRIO MAIS ASPERSÃO EM TELHADO: POTENCIAL
DE APLICAÇÃO EM CLIMA TROPICAL**

por

Dener Delmiro Martins

*Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da
Paraíba para obtenção do grau de Mestre.*

DENER DELMIRO MARTINS

**MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM SISTEMA DE TETO-
RESERVATÓRIO MAIS ASPERSÃO EM TELHADO: POTENCIAL
DE APLICAÇÃO EM CLIMA TROPICAL**

Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em engenharia mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do Grau de Mestre.

Orientador: Professor Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

M386m Martins, Dener Delmiro.

Modelagem matemática de um sistema de
teto-reservatório mais aspersão em telhado : potencial
de aplicação em clima tropical / Dener Delmiro Martins.
- João Pessoa, 2021.
177 f. : il.

Orientação: Carlos Antônio Cabral dos Santos.
Dissertação (Mestrado) - UFPB/CT.

1. Teto-reservatório. 2. Resfriamento evaporativo.
3. Clima tropical. I. Santos, Carlos Antônio Cabral
dos. II. Título.

UFPB/BC

CDU 628.13(043)

MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM SISTEMA DE TETO-RESERVATÓRIO MAIS ASPERSÃO EM TELHADO: POTENCIAL DE APLICAÇÃO EM CLIMA TROPICAL

por

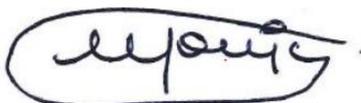
DENER DELMIRO MARTINS

Dissertação aprovada em 27 de outubro de 2021



Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS

Orientador – UFPB



Profa. Dra. MONICA CARVALHO

Examinadora Interna – UFPB



Prof. Dr. ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA

Examinador Externo – IFPE

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todos aqueles que, do seu próprio modo, se dedicam a repensar e reconstruir hoje aquilo que parecia certo e sólido ontem.

AGRADECIMENTOS

Agradeço inicialmente ao suporte da minha família. Minha mãe Socorro, meu pai José, e a minha irmã Joyce, que nunca medem esforços para me fazer bem.

Agradeço ao meu orientador, professor Carlos Antônio Cabral dos Santos, que pelo seu rápido fluxo de ideias, consegue pensar em novas soluções para problemas de engenharia a todo o instante.

Agradeço à coordenadora Mônica do curso de pós graduação em Engenharia Mecânica, pela paciência e trato com o público.

Agradeço ao professor Gustavo Charles, pelos valiosíssimos conhecimentos sobre pesquisa transmitidos em suas tão organizadas aulas.

Agradeço à professora Mônica Carvalho, pela oportunidade de participação em seus artigos durante a pós graduação, e seus valiosos conhecimentos em pesquisa.

Agradeço ao suporte dos amigos Lígia Garcia, Anna Caroline Feitosa e Thiago Rodrigues Alexandria, que tem caminhado e compartilhado experiências comigo nos últimos anos.

Por fim, agradeço à CAPES, cujo financiamento foi essencial ao longo dessa trajetória acadêmica.

MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM SISTEMA DE TETO-RESERVATÓRIO MAIS ASPERSÃO EM TELHADO: POTENCIAL DE APLICAÇÃO EM CLIMA TROPICAL

RESUMO

As estratégias passivas de resfriamento têm se mostrado promissoras para localidades de clima tropical. Além disso, a busca pelo uso racional da energia tem direcionado a pesquisa internacional para estratégias bioclimáticas que possibilitem a melhoria do conforto térmico com baixo consumo desse recurso. Este trabalho apresentou uma proposta de aplicação de tetos-reservatório em escala real, com uso de telhado retrátil e aspersão sobre cobertura para proteção da lâmina d'água. A modelagem matemática do sistema foi programada em código do EES e, a partir dos dados climáticos horários, a carga térmica de uma construção hipotética foi calculada a partir de código do MATLAB. Analisou-se o potencial de resfriamento teórico do teto-reservatório em duas configurações distintas: i) ático aberto, com circulação de ar e ii) ático fechado, sem circulação de ar, ambas testadas para os climas tropicais úmido (João Pessoa-PB) e semiárido (Quixeramobim-CE). Os resultados obtidos foram coerentes com dados experimentais da literatura. Para a melhor configuração (ático aberto), foi obtido um potencial de resfriamento médio de 12,7 W/m² para João Pessoa 21,52 W/m² para Quixeramobim. A carga térmica foi reduzida em até 34 %. Além disso, a asperção em telhado permitiu uma redução aproximada de 8 °C na temperatura da telha. Mostrou-se ainda que a profundidade da lâmina d'água não teve grande influência em ático aberto. É possível melhorar o desempenho do sistema para maiores velocidades de ar interno e aplicação de forros metálicos em escala real.

Palavras-chave: Teto-reservatório, resfriamento evaporativo, clima tropical.

MATHEMATICAL MODELING OF A ROOF POND PLUS ROOF SPRINKLER SYSTEM: APPLICATION POTENTIAL IN TROPICAL CLIMATE

ABSTRACT

Passive cooling strategies have shown promise for tropical climate locations. In addition, the search for the rational use of energy has directed international research towards bioclimatic strategies that make it possible to improve thermal comfort with low consumption of this resource. This work presented a proposal for the application of roof ponds in full scale, with the use of a retractable roof and sprinkler over covering to protect the water depth. The mathematical modeling of the system was programmed in EES code and the thermal load of a hypothetical construction was calculated using MATLAB code from hourly weather data. The theoretical cooling potential of the roof pond was analyzed in two distinct configurations: i) open attic, with air circulation and ii) closed attic, without air circulation, both tested for humid tropical climates (João Pessoa-PB) and semiarid (Quixeramobim-CE). The results obtained were consistent with experimental data from the literature. For the best configuration (open attic), an average cooling potential of 12.7 W/m² was obtained for João Pessoa, 21.52 W/m² for Quixeramobim. The thermal load has been reduced by up to 34%. In addition, the aspersion on the roof allowed an approximate 8 °C reduction in the temperature of the tile. It was also shown that the depth of the water did not have a great influence in an open attic. It is possible to improve system performance for higher indoor air velocities and full-scale metal ceiling application.

Keywords: *Roof pond, evaporative cooling, tropical climate.*

SUMÁRIO

CAPÍTULO I	25
APRESENTAÇÃO	25
1.1. INTRODUÇÃO	25
1.2. JUSTIFICATIVA	26
1.3. MOTIVAÇÃO	27
1.4. OBJETIVOS	28
1.4.1. Objetivo geral:	28
1.4.2. Objetivos específicos:	28
1.5. ORGANIZAÇÃO DO TEXTO	29
CAPÍTULO II	30
REFERENCIAL TEÓRICO	30
2.1. TECNOLOGIAS PASSIVAS E ATIVAS	30
2.2. RESFRIAMENTO PASSIVO	31
2.2.1. Histórico	31
2.2.2. Tipos de resfriamento passivo	31
2.2.3. Aspersão sobre cobertura	32
2.2.4. Tetos-reservatório (roof ponds)	34
CAPÍTULO III	39
ESTADO DA ARTE	39
CAPÍTULO IV	45
CONSIDERAÇÕES CLIMÁTICAS E DESCRIÇÃO DA PROPOSTA	45
4.1. CONSIDERAÇÕES CLIMÁTICAS	45
4.1.1. Zona bioclimática	45
4.1.2. Processamento dos arquivos climáticos	47
4.1.3. Considerações sobre a temperatura de céu (T_{céu})	50
4.2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA COMBINADO	51
4.2.1. Ambiente construído	52
4.2.2. Sistema de aspersão em cobertura	54

4.2.3. Sistema de telhado retrátil.....	56
4.2.4. Sistema de teto-reservatório	59
CAPÍTULO V	61
MODELAGEM MATEMÁTICA	61
5.1. MODELAGEM DIURNA EM ÁTICO FECHADO	64
5.1.1. Ganhos solares no subsistema (1)	64
5.1.2. Convecção no subsistema (1)	67
5.1.3. Evaporação no subsistema (1)	70
5.1.4. Irradiação de ondas longas no subsistema (1)	73
5.1.5. Condução entre os subsistemas (1) e (2)	73
5.1.6. Balanço de energia no subsistema (1)	74
5.1.7. Condução entre os subsistemas (2) e (1)	74
5.1.8. Condução entre os subsistemas (2) e (3)	75
5.1.9. Irradiação de ondas longas entre os subsistemas (2) e (3)	76
5.1.10. Balanço de energia no subsistema (2)	80
5.1.11. Irradiação de ondas longas entre os subsistemas (3) e (2)	80
5.1.12. Condução entre os subsistemas (3) e (2)	80
5.1.13. Condução entre os subsistemas (3) e (4)	80
5.1.14. Armazenamento de energia no subsistema (3).....	82
5.1.15. Balanço de energia no subsistema (3)	82
5.1.16. Condução entre os subsistemas (4) e (3)	82
5.1.17. Resfriamento radiante no subsistema (4)	83
5.1.18. Resfriamento convectivo no subsistema (4)	84
5.2. MODELAGEM NOTURNA	86
5.2.1. Convecção no subsistema (3)	87
5.2.2. Evaporação no subsistema (3)	88
5.2.3. Entrada de massa no subsistema (3)	89
5.2.4. Irradiação de ondas longas no subsistema (3)	90
5.2.5. Balanço de energia no subsistema (3)	92
5.3. MODELAGEM DIURNA EM ÁTICO ABERTO.....	92
5.5. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO	93
5.5.1. Fluxograma de cálculo	93
5.5.2. Resumo dos dados de entrada	95
CAPÍTULO VI.....	97
RESULTADOS E DISCUSSÃO	97
6.1. ANÁLISE DE TEMPERATURAS	97
6.1.1. Temperaturas gerais.....	97
6.1.2. Efeito da profundidade de lâmina	99
6.1.3. Efeito da aspersão em telhado	102
6.1.4. Considerações sobre condensação.....	105
6.2. FLUXOS DE CALOR NOTURNOS	107
6.3. POTENCIAL DE RESFRIAMENTO	108
6.3.1. Análise dos potenciais médios.....	108

6.3.2. <i>Efeito do material do forro</i>	111
6.3.3. <i>Efeito da velocidade do ar</i>	112
6.3.4. <i>Redução da carga térmica</i>	113
6.4. CONSUMO DE ÁGUA	115
CAPÍTULO VII	118
CONSIDERAÇÕES FINAIS	118
7.1. CONCLUSÕES IMPORTANTES	118
7.2. LIMITAÇÕES	120
7.3. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	122
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	123
APÊNDICES	I
APÊNDICE I – EQUACIONAMENTO DE CARGA TÉRMICA HORÁRIA.....	I
APÊNDICE II – ALGORITMO PRINCIPAL DO EES PARA O SISTEMA COMBINADO.....	VI
APÊNDICE III – SUB-ROTINAS PARA CÁLCULO DE FLUXOS TÉRMICOS NO EES....	XXIII
APÊNDICE IV – ALGORITMO DO MATLAB PARA CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA	XXXVIII

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Teto-reservatório aberto	26
Figura 2.1 - Temperaturas superficiais de telhado seco e molhado.....	33
Figura 2.2 - Sistema de aspersão em cobertura	34
Figura 2.3 - Teto-reservatório aberto sem sprays	35
Figura 2.4 - Teto-reservatório aberto com sprays.....	36
Figura 2.5 - Teto-reservatório com cobertura móvel e sprays.....	36
Figura 2.6 - Teto-reservatório com cobertura móvel sem sprays	37
Figura 4.1 - Zoneamento bioclimático do território brasileiro	46
Figura 4.2 - Médias mensais para temperaturas de bulbo seco em João Pessoa	49
Figura 4.3 - Médias mensais para temperaturas de bulbo seco em Quixeramobim	49
Figura 4.4 - Modelo renderizado do projeto Casa Nordeste 1.0.....	52
Figura 4.5 - Modelo CAD do ambiente construído hipotético em (a) vista isométrica; (b) vista em corte lateral.....	53
Figura 4.6 - Estudo do posicionamento dos micro aspersores sobre a área do telhado.....	55
Figura 4.7 – (a) Micro aspersor do tipo micro spray; (b) Disposição dos elementos sobre o telhado	56
Figura 4.8 - Controlador MC-E	56
Figura 4.9 – (a)Telhado retrátil sobre área de lazer; (b) telhado retrátil sobre piscina	57

Figura 4.10 - (a) Telhado retrátil fechado; (b) telhado retrátil aberto	57
Figura 4.11 - Telhas de PVC modelo Minionda em cor cerâmica e marfim.....	58
Figura 4.12 - Estrutura do telhado retrátil	58
Figura 4.13 - Motor de controle remoto modelo DZ HUB 450	59
Figura 4.14 - Posicionamento e dimensões (em milímetros) para o tanque.....	60
Figura 5.1 - Perfil da telha teórica utilizada, dimensões em milímetros	62
Figura 5.2 - Perfil da telha real	63
Figura 5.3 - (a) Fronteira do subsistema 1 (superfície externa); (b) Fronteira do subsistema 2 (superfície interna); (c) Fronteira do subsistema 3 (lâmina d'água); (d) Fronteira do subsistema 4 (superfície do forro)	64
Figura 5.4 - Inter-reflexão entre as superfícies de uma telha ondulada.....	65
Figura 5.5 - Irradiação difusa incidente sobre um ponto qualquer da telha	67
Figura 5.6 - Razão $\frac{Gr}{Re^2}$ em função da velocidade do ar sobre a telha	69
Figura 5.7 - Modelo de superfícies para determinação do fator de forma.....	77
Figura 5.8 - Fluxograma para cálculo do coeficiente convectivo médio.....	84
Figura 5.9 - Percentual de pessoas insatisfeitas em função da velocidade média do ar	85
Figura 5.10 - Fronteira do sistema 3 (lâmina d'água) em modelagem noturna.....	87
Figura 5.11 - Modelo de superfícies para telha retrátil aberta.....	90
Figura 5.12 - Parâmetros geométricos para troca radiante entre superfícies retangulares paralelas não alinhadas	91
Figura 5.13 - (a) Fronteira do sistema 2 (superfície interna); (b) Fronteira do sistema 3 (lâmina d'água)	92
Figura 5.14 - Fluxograma de cálculo.....	94
Figura 6.1 - Temperaturas gerais para João Pessoa (ático fechado)	98
Figura 6.2 - Temperaturas gerais para Quixeramobim (ático fechado)	98

Figura 6.3 - Variação da temperatura de lâmina T_w em função da profundidade, em João Pessoa	100
Figura 6.4 - Variação da temperatura de lâmina T_w em função da profundidade, em Quixeramobim	100
Figura 6.5 - Temperaturas gerais para João Pessoa (ático fechado, sem aspersão)	102
Figura 6.6 - Temperaturas gerais para Quixeramobim (ático fechado, sem aspersão)	103
Figura 6.7 - Temperatura crítica de ponto de orvalho interna para João Pessoa.....	105
Figura 6.8 - Temperatura crítica de ponto de orvalho interna para Quixeramobim.....	106
Figura 6.9 – Potenciais de resfriamento em João Pessoa, para profundidades variadas e ático aberto (ab.) e fechado (fech.)	108
Figura 6.10 - Potenciais de resfriamento em Quixeramobim, para profundidades variadas e ático aberto (ab.) e fechado (fech.)	109
Figura 6.11 - Valores de ρ_p para 8 configurações distintas nas duas localidades.....	110
Figura 6.12 – Potenciais de resfriamento em João Pessoa para velocidades internas variadas (0,20 m ab.)	113
Figura 6.13 - Redução da carga térmica para as duas localidades, João Pessoa (JP) e Quixeramobim (QX) (0,20 m ab.)	114

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Dados geográficos das cidades.....	46
Tabela 4.2 - Dados climáticos médios anuais.....	47
Tabela 4.3 - Coeficientes de localização para correção da velocidade do ar	48
Tabela 4.4 – Dados da Casa Nordeste para cálculo de carga térmica	54
Tabela 4.5 – Dados do motor selecionado.....	59
Tabela 5.1 - Dados de entrada para modelagem do sistema proposto.....	95
Tabela 6.1 - Temperaturas de lâmina T_w em °C para condições variadas (profundidade 0,10 m)	104
Tabela 6.2 - Fluxos de calor médios para o período noturno (W)	107
Tabela 6.3 - Comparativo entre materiais teóricos de forro	112
Tabela 6.4 - Comparativo entre velocidades internas.....	112
Tabela 6.5 - Consumo médio diário de água para ático aberto	115
Tabela 6.6 - Consumo médio diário de água para ático fechado.....	116
Tabela A.1 – Coeficientes convectivos externos	i
Tabela A.2 – Rotina hipotética de ocupação do recinto	v

LISTA DE SÍMBOLOS

Latim

a – Expoente de correção da velocidade

A_{eqv} – Área equivalente de aberturas

A_{ent} – Área de entrada

A_{sai} – Área de saída

A_{fo} – Área do forro

A_{telha} – Área da projeção horizontal da superfície da telha

A_{at} – Área de seção transversal do ático

A_i – Área de uma superfície qualquer i

$A_{p,i}$ – Área da parede i

A_j – Área de uma superfície qualquer j

A_{si} – Área da projeção horizontal da superfície interna da telha

A_w – Área da superfície da lâmina d'água

Alt_{at} – Altura do ático

$c_{p,se}$ – Calor específico a pressão constante do ar na superfície externa da telha

$c_{p,w}$ – Calor específico a pressão constante da água

C_{nuv} – Cobertura de nuvens

C_8 – Constante empírica para cálculo da pressão de vapor saturado

C_9 – Constante empírica para cálculo da pressão de vapor saturado

C_{10} – Constante empírica para cálculo da pressão de vapor saturado

C_{11} – Constante empírica para cálculo da pressão de vapor saturado

C_{12} – Constante empírica para cálculo da pressão de vapor saturado

C_{13} – Constante empírica para cálculo da pressão de vapor saturado

$Comp_{at}$ – Comprimento do ático

$Comp_{fo}$ – Comprimento do forro

$Comp_{telha}$ – Comprimento da telha

$Comp_{ret}$ – Comprimento fechado da telha retrátil

$Comp_w$ – Comprimento da lâmina d'água

COP – Coeficiente de performance

$D_{va,p}$ – Coeficiente de difusão binária do vapor no ar úmido, na película d'água

$D_{va,w}$ - Coeficiente de difusão binária do vapor no ar úmido, na lâmina d'água

e_{ent} – Energia total específica contida em uma massa que entra no sistema

e_j – Espessura do material j

e_{sai} – Energia total específica contida em uma massa que sai do sistema

E_{sis} – Energia contida em um sistema

F_{ca} – Fator de correção de área da telha

F_{ij} – Fator de forma entre superfícies i e j

F_{IR} – Fator de inter-reflexão

$F_{si,w}$ – Fator de forma entre a superfície interna da telha e a lâmina d'água

$F_{w,si}$ – Fator de forma entre a lâmina d'água e a superfície interna

g – Aceleração da gravidade

Gr_{fo} – Número de Grashof calculado na superfície do forro

Gr_{se} – Número de Grashof calculado na superfície externa da telha

$h_{ext}^{t_k}$ – Coeficiente convectivo médio externo

\bar{h}_{fo} – Coeficiente médio de transferência de calor por convecção no forro

h_{int} – Coeficiente médio de transferência de calor interno ao recinto

$\bar{h}_{m,p}$ – Coeficiente médio de transferência de massa na película d'água

$\bar{h}_{radlong,fo}$ – Coeficiente médio de transferência de calor por radiação no forro

\bar{h}_{se} – Coeficiente médio de transferência de calor na superfície externa

\bar{h}_w – Coeficiente médio de transferência de calor na lâmina d'água

$h_{w,Tbu}$ – Entalpia da água na temperatura de bulbo úmido

H – Razão entre arestas Z e X

I_{dif} – Irradiação solar difusa

I_{dir} – Irradiação solar direta

$I_{global,hor}^{t_k}$ – Irradiação solar global horizontal

$I_i^{t_k}$ – Irradiação solar incidente na superfície i, tempo t_k

k_{at} – Condutividade térmica do ático

k_{eq} – Condutividade térmica equivalente do forro

k_{fo} – Condutividade térmica do forro

k_{in} – Condutividade térmica do ar interior

k_j – Condutividade térmica do material j

k_{se} – Condutividade térmica do ar na superfície externa da telha

k_{telha} – Condutividade térmica da telha

k_{ved} – Condutividade térmica da vedação

k_w – Condutividade térmica do ar na superfície da lâmina d'água

K – Coeficiente de correção da velocidade

L_{at} – Altura média do ático

$L_{c,fo}$ – Comprimento característico do forro

L_{fo} – Espessura do forro

$L_{c,w}$ – Comprimento característico da lâmina d'água

$L_{se,f}$ – Comprimento característico para convecção forçada na superfície externa

$L_{se,n}$ – Comprimento característico para convecção forçada na superfície externa

L_{telha} – Espessura da telha

L_{ved} – Espessura da vedação

$Larg_{at}$ – Largura do ático

$Larg_{fo}$ – Largura do forro

$Larg_{telha}$ – Largura da telha

$Larg_w$ – Largura da lâmina d'água

Le_p – Número de Lewis na película d'água

Le_w – Número de Lewis na lâmina d'água

\dot{m}_{ent} – Vazão de massa que entra em um sistema

\dot{m}_{sai} – Vazão de massa que sai de um sistema

$\dot{m}_{evap,p}$ – Taxa de evaporação na película d'água

$\dot{m}_{evap,w}$ – Taxa de evaporação na lâmina d'água

\overline{Nu}_{fo} – Número de Nusselt médio na superfície do forro

\overline{Nu}_{se} – Número de Nusselt médio na superfície externa da telha

\overline{Nu}_w – Número de Nusselt médio na lâmina d'água

P_{atm} – Pressão atmosférica

P_{resf} – Potencial de resfriamento

\bar{P}_{resf} – Potencial médio de resfriamento

P_{telha} – Perímetro da projeção horizontal da telha

P_v – Pressão de vapor

$P_{v,sat}$ – Pressão de vapor saturado

P_0 – Pressão de referência

Pr_{fo} – Número de Prandtl calculado na superfície do forro

Pr_{se} – Número de Prandtl calculado na superfície externa da telha

Pr_w – Número de Prandtl na lâmina d'água

$Prof$ – Profundidade da lâmina d'água

$\dot{q}_{armaz,w}$ – Taxa de armazenamento de calor na lâmina d'água

$\dot{q}_{cond,at,si}$ – Taxa de transferência de calor por condução pelo ático na superfície interna da telha

$\dot{q}_{cond,at,w}$ – Taxa de transferência de calor por condução pelo ático na lâmina d'água

$\dot{q}_{cond,se}$ – Taxa de transferência de calor por condução na superfície externa da telha

$\dot{q}_{cond,si}$ – Taxa de transferência de calor por condução na superfície interna da telha

$\dot{q}_{cond,w}$ – Taxa de transferência de calor por condução na lâmina d'água

$\dot{q}_{conv,se}$ – Taxa de transferência de calor por convecção na superfície externa da telha

$\dot{q}_{conv,w,noite}$ – Taxa de transferência de calor por convecção noturna na lâmina d'água

\dot{q}_{dif} – Taxa de transferência de calor por irradiação difusa

\dot{q}_{dir} – Taxa de transferência de calor por irradiação direta

$\dot{q}_{evap,se}$ – Taxa de transferência de calor por evaporação na superfície externa da telha

$\dot{q}_{evap,w,noite}$ – Taxa de transferência de calor por evaporação noturna na lâmina d'água

$\dot{q}_{massa,w}$ – Taxa de transferência de calor pela entrada de massa na lâmina d'água

$\dot{q}_{radlong,se}$ – Taxa de transferência de calor por irradiação de ondas longas na superfície externa da telha

$\dot{q}_{radlong,si}$ – Taxa de transferência de calor por irradiação de ondas longas na superfície interna da telha

$\dot{q}_{radlong,w}$ – Taxa de transferência de calor por irradiação de ondas longas na lâmina d'água

$\dot{q}_{radlong,w,noite}$ – Taxa de transferência de calor noturna por irradiação de ondas longas na lâmina d'água

\dot{q}_{sis} – Taxa de transferência de calor que atravessa a fronteira de um sistema

$\dot{q}_{solar,se}$ – Taxa de transferência de calor solar na superfície externa da telha

$\dot{q}_{radlong,si}$ – Taxa de transferência de calor por irradiação de ondas longas na superfície interna da telha

$\dot{Q}_{cond,i}^{t_k}$ – Condução de calor na parede i

$\dot{Q}_{equip}^{t_k}$ – Ganhos de calor por equipamentos

$\dot{Q}_{hum}^{t_k}$ – Ganhos de calor por ocupação humana

$\dot{Q}_{rad,abs,i}^{t_k}$ – Absorção de irradiação solar na parede i

$\dot{Q}_{rad,trans,i}^{t_k}$ – Transmissão de calor pelas superfícies translúcidas

$\dot{Q}_{total}^{t_k}$ – Carga térmica total

r – Distância entre superfícies

R_{fo} – Resistência térmica do forro

$R_{tot,i}^{t_k}$ – Resistência térmica total da parede i

R_{ved} – Resistência térmica da vedação

Ra_{fo} – Número de Rayleigh calculado na superfície do forro

Ra_{se} – Número de Rayleigh calculado na superfície externa

Re_{fo} – Número de Reynolds calculado na superfície do forro

Re_{se} – Número de Reynolds calculado na superfície externa

Re_w – Número de Reynolds na lâmina d'água

t – Tempo

$T_{at,aberto}$ – Temperatura média do ático aberto

$T_{at,fechado}$ – Temperatura média do ático fechado

T_{bs} – Temperatura de bulbo seco

T_{bu} – Temperatura de bulbo úmido

$T_{céu}$ – Temperatura de céu

T_{dew} – Temperatura de ponto de orvalho (dewpoint)

$T_{dew,in}$ – Temperatura de ponto de orvalho do ar interno

$T_{filme,se}$ – Temperatura de filme na superfície externa

$T_{filme,w}$ – Temperatura de filme na lâmina d'água

T_{fo} – Temperatura do forro

T_{in} – Temperatura interna de conforto

T_j – Temperatura calculada no instante j

T_{j+1} – Temperatura calculada no instante seguinte a j

T_p – Temperatura de película d'água

T_{si} – Temperatura da superfície interna

T_w – Temperatura da lâmina d'água

T_0 – Temperatura de referência

U_i^{tk} - Coeficiente global de transferência de calor da parede i

V_{corr} – Velocidade do vento corrigida

$V_{corr,y}$ – Componente y da velocidade do vento corrigida

V_{10} – Velocidade do vento medida na estação meteorológica

W – Razão entre arestas X e Y

\dot{W}_{sis} – Trabalho realizado pelo ou sobre um sistema

y_{cr} – Comprimento crítico da camada limite térmica

Grego

α_j – Absortividade do material j

α_p – Difusividade térmica na película d'água

α_w – Absortividade da lâmina d'água

α_1 – Absortividade da telha

α_2 – Absortância da telha

β_i – Inclinação da normal da superfície i em relação ao plano horizontal

β_{se} – Coeficiente de expansão volumétrica do ar úmido

γ_i – Ângulo azimutal da superfície i

δ – Declinação solar

ΔC_p – Coeficiente de pressão do ar

Δh_{H_2O} – Entalpia de vaporização da água

Δt – Intervalo entre *steps*

$\varepsilon_{céu}$ – Emissividade do céu

ε_{si} – Emissividade da superfície interna da telha

ε_{telha} – Emissividade da telha

ε_w – Emissividade da lâmina d'água

θ – Ângulo de incidência do vento

θ_i – Ângulo da superfície radiante i

θ_j – Ângulo da superfície radiante j

μ_{se} – Viscosidade dinâmica do ar na superfície externa da telha

μ_w – Viscosidade dinâmica do ar na superfície da lâmina d'água

ν_{se} – Viscosidade cinemática do ar na superfície externa da telha

ρ_w – Massa específica da água

ρ_1 – Reflectividade da telha

σ – Constante de Stefan-Boltzmann

φ – Ângulo azimutal da superfície

φ_{at} – Umidade relativa do ar no ático

φ_{in} – Umidade relativa do ar interno

ω – Ângulo horário solar

ω_{bs} – Umidade absoluta do ar na temperatura de bulbo seco

$\omega_{p,sat}$ – Umidade absoluta do ar saturado na película d'água

CAPÍTULO I

APRESENTAÇÃO

1.1. INTRODUÇÃO

Muitos estudos têm se voltado para a questão da energia, especificamente sobre como utilizar esse recurso de maneira mais racional. Dentro do setor residencial e comercial, tem-se buscado maneiras mais adaptativas de construção e operação de edifícios, levando em conta as características climáticas de cada região. De acordo com KRÜGER *et al.* (2016), a redução da demanda de energia elétrica em construções através do resfriamento evaporativo tem sido alvo de inúmeras investigações nos últimos 50 anos.

O resfriamento evaporativo engloba um conjunto de técnicas com baixo ou nenhum consumo de eletricidade, e que fazem uso inteligente do elevado calor latente de vaporização da água. De acordo com BRAVO e GONZÁLEZ (2013), é possível alcançar percentuais de satisfação de até 81 % em termos de conforto térmico, através da aplicação desses sistemas.

Dentro das técnicas de resfriamento evaporativo, a tecnologia de tetos-reservatório (*roof ponds*) tem sido investigada em suas inúmeras configurações. Ela é baseada na manutenção de uma lâmina d'água sobre teto impermeável. O sistema interage com o ambiente de variadas formas e, na sua forma mais simples (figura 1.1), é constantemente exposto à evaporação e a irradiação solar, enquanto promove a transferência de calor no espaço confinado. De acordo com SHARIFI e YAMAGATA (2015), os tetos-reservatório possibilitam a união dos efeitos das tecnologias de resfriamento evaporativo e resfriamento superficial radiante. Além disso, apresentam a vantagem de não utilizar fluidos tóxicos – como alguns sistemas de ar condicionado por compressão de vapor – e operam também como massa térmica, devido ao alto calor específico da água.

Por funcionarem como painéis radiantes naturais, os tetos-reservatório também incorporam uma vantagem característica desse tipo de sistema, referente à uniformidade de distribuição vertical da temperatura quando comparados aos sistemas de ar condicionado convectivos convencionais. Essa propriedade em particular já foi capaz de elevar de conceito

positivo dos ocupantes em relação às superfícies radiantes, quando comparadas com sistemas de ar condicionado tipo VAV (*Variable Air Volume*) (RHEE *et al.*, 2017).

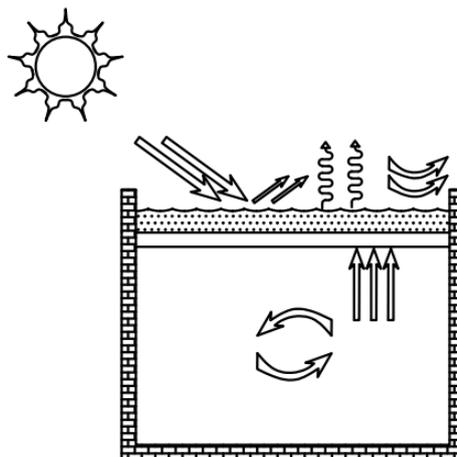


Figura 1.1 - Teto-reservatório aberto.

Muitas variantes dos tetos-reservatório têm sido desenvolvidas ao redor do mundo, para os mais variados contextos climáticos – desde regiões subtropicais a regiões desérticas. Isso porque existem soluções tanto para resfriamento quanto para aquecimento de ambientes durante o inverno. De acordo com KRÜGER *et al.* (2016), a maioria das pesquisas nas últimas décadas têm objetivado o resfriamento.

1.2. JUSTIFICATIVA

O consumo global de energia tem crescido consideravelmente desde década de 70, e deve sofrer crescimento gradativo nas próximas décadas, de tal forma que se estima o seu aumento em um terço até 2035. Em localidades como a China, Índia e países do Oriente Médio, esse incremento é estimado em 60 %. No Brasil, observou-se a progressão anual de 5,7% do consumo dentro do setor residencial entre os anos de 1975-2015 (FOSSATI *et al.*, 2016).

Para os dias atuais, a EPE (2021)¹ aponta o consumo de 10,8 % da energia primária gerada no Brasil por parte do setor residencial. Além disso, projeta-se um crescimento de pelo menos 31 % no consumo de energia elétrica para o setor até 2030 (EPE, 2020).

¹ Dados referentes ao ano de 2020.

Especificamente sobre aplicações de condicionamento de ar, BRASIL (2018) salienta que o número de famílias brasileiras possuidoras de ar condicionados domésticos mais do que duplicou no país, entre 2005 e 2017.

Nesse sentido, tem-se buscado formas de racionalizar o consumo de energia elétrica para fins de climatização. Aponta-se que os principais pilares do futuro energético nacional dependem de esforços em mais de uma direção: não apenas a regulação de eficiência dos equipamentos comercializados, mas também a gradual incorporação das estratégias bioclimáticas de edifícios em fase de projeto (BRASIL, 2018).

Dentro dessa proposta, estudos recentes apontam para ampla aplicabilidade de sistemas de resfriamento evaporativo em praticamente todo o território brasileiro. As respostas esperadas para tais sistemas em termos de redução de carga térmica – e consequentemente, melhoria das condições internas de conforto – são bastante positivas em climas de maior aridez, a exemplo dos municípios de Teresina-PI e Petrolina-PE (GONZÁLEZ-CRUZ; KRÜGER, 2015).

Dado o seu potencial, o resfriamento evaporativo e outras estratégias bioclimáticas têm sido lentamente reincorporadas aos projetos atuais, após anos de uso de soluções artificiais de climatização. No entanto, apesar das discussões sobre o tema, muitos projetos arquitetônicos – inclusive habitações de interesse social - ainda fazem pouco uso das diretrizes recomendadas para sua região, especialmente em locais menos desenvolvidos do país (PACHECO; PEDRINI, 2015). Nesse sentido, o presente trabalho busca explorar a possibilidade de aplicação dessa tecnologia de baixo consumo energético para duas localidades de zonas climáticas distintas no Nordeste brasileiro.

1.3. MOTIVAÇÃO

O interesse pela pesquisa em estratégias bioclimáticas surgiu a partir da participação do autor no projeto de desenvolvimento tecnológico Casa Nordeste, no qual atuou como Líder de Engenharia entre os anos de 2018 e 2019. O projeto consistiu no desenvolvimento de uma proposta arquitetônica sustentável, baseada na aplicação de técnicas bioclimáticas direcionadas à região Nordeste do Brasil. A proposta inseriu-se nos moldes da competição internacional *Solar Decathlon Latin America and Caribbean 2019*,

cujo objetivo é a promoção do desenvolvimento de estratégias construtivas mais alinhadas com a sustentabilidade - em seus diversos aspectos – por parte de equipes estudantis da América Latina e Caribe. A partir do conhecimento prévio desenvolvido pela participação e trabalho intenso na equipe, buscou-se desenvolver formas de climatização passiva não aplicadas no protótipo original, e cuja aplicação tem se mostrado promissoras (NOME *et al.*, 2021; GONZÁLEZ-CRUZ; KRÜGER, 2015).

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo geral:

Simular o funcionamento de uma nova proposta de teto-reservatório com aspersão em telhado para duas cidades de clima tropical no Nordeste Brasileiro.

1.4.2. Objetivos específicos:

- Propor um modelo hipotético em escala real para aplicação de tetos-reservatório no Nordeste do Brasil;
- Construir uma modelagem matemática que permita avaliar o desempenho teórico do sistema em determinada condição climática;
- Analisar o potencial de proteção solar de um sistema de aspersão sobre o telhado;
- Avaliar e comparar o desempenho teórico da proposta nas cidades de João Pessoa-PB e Quixeramobim-CE, a partir dos dados climáticos horários;
- Comparar duas configurações de funcionamento (ático aberto e ático fechado) para as duas localidades;
- Avaliar o efeito da profundidade da lâmina d'água no teto-reservatório;
- Avaliar possibilidades de otimização do potencial de resfriamento;
- Calcular o percentual médio de carga térmica extraída da construção hipotética;
- Estimar o consumo médio de água em cada uma das soluções.

1.5. ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

O presente trabalho apresenta a seguinte estrutura:

No **Capítulo II – REFERENCIAL TEÓRICO**, são apresentados alguns conceitos sobre técnicas de resfriamento passivo. A aplicação de aspersão sobre cobertura é apresentada. Também são trazidos alguns conceitos acerca de tetos-reservatório.

No **Capítulo III – ESTADO DA ARTE**, são apresentados os resultados mais importantes acerca de tetos-reservatório publicados internacionalmente nos últimos 20 anos.

No **Capítulo IV – CONSIDERAÇÕES CLIMÁTICAS E DESCRIÇÃO DA PROPOSTA**, é apresentada a primeira parte da metodologia. Uma breve discussão sobre as estratégias bioclimáticas para os municípios de João Pessoa e Quixeramobim é apresentada. Em seguida, são apresentadas as características da construção hipotética sobre a qual o sistema foi modelado. Por fim, são apresentadas algumas características técnicas mínimas da proposta para o sistema combinado de aspersão em telhado e teto-reservatório.

No **Capítulo V – MODELAGEM MATEMÁTICA**, é apresentada a segunda parte da metodologia. Os equacionamentos utilizados no desenvolvimento do algoritmo em EES são apresentados, juntamente com a discussão das hipóteses admitidas. Por fim, é apresentada a metodologia de solução e o fluxograma de cálculo utilizado.

No **Capítulo VI – RESULTADOS E DISCUSSÃO**, são apresentados os resultados para todas as configurações testadas. O potencial de melhoria de desempenho do sistema é discutido, bem como a estimativa do consumo de água para cada configuração.

No **Capítulo VII – CONSIDERAÇÕES FINAIS**, são listadas as conclusões mais importantes do estudo. Também são apontadas algumas limitações da modelagem. Por fim, são listadas algumas sugestões de trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo, será feita a distinção entre sistemas de climatização ativos e passivos em uma construção, com ênfase em estratégias passivas de resfriamento. Em seguida, serão discutidas algumas aplicações de aspersão em coberturas, bem como os tipos e características dos sistemas de teto-reservatório (*roof ponds*).

2.1. TECNOLOGIAS PASSIVAS E ATIVAS

Sabe-se que, desde a antiguidade, a adequação das construções às condições climáticas tem sido prática frequente do ser humano. Os meios para tal manifestam-se dentro das mais variadas decisões construtivas, desde os materiais utilizados até o posicionamento e quantidade de aberturas. Os objetivos eram – e são - o controle de variáveis de conforto no interior da construção, como temperatura, iluminação, umidade e velocidade das correntes de ar. Ao conjunto de técnicas de *design*, construção e utilização de envoltórias em construções, é utilizada a nomenclatura de *tecnologia passiva* (SHUKUYA, 2007).

Ainda de acordo com SHUKUYA (2007), construções contemporâneas que fazem uso de equipamentos responsáveis por iluminação, resfriamento ou aquecimento do ar e aquecimento de água - lâmpadas, bombas, ventiladores - o fazem a partir da conversão da energia elétrica em demais formas de energia, com o intuito de promover ainda mais controle sobre as variáveis de conforto citadas anteriormente. Esse conjunto de elementos é denominado *tecnologia ativa*, e inclui equipamentos que fazem uso de combustíveis de origem fóssil, como *boilers* a gás e carvão, sistemas de ar condicionado por compressão e absorção de vapor, bombas de calor geotérmicas, entre outros sistemas.

É importante pontuar que os sistemas de climatização passiva podem, muitas vezes, fazer uso de podem eventualmente fazer uso de ventiladores, pequenas bombas e sistemas de controle, mas ainda podem ser classificados como estratégias passivas (SHARIFI; YAMAGATA, 2015).

2.2. RESFRIAMENTO PASSIVO

2.2.1. Histórico

Embora as técnicas de resfriamento passivo tenham acompanhado a humanidade desde o início das civilizações, a pesquisa sistemática acerca do tema só encontrou motivação a partir da crise energética global experimentada na década de 1970. Nesse período, acentuou-se a busca por fontes renováveis, e a energia solar para aquecimento de ambientes passou a ser investigada com maior profundidade. Porém, só a partir de 1978, o interesse mundial se voltou também para estratégias passivas aplicáveis ao resfriamento (GIVONI, 1994). Desde então, diversas pesquisas tem se voltado para essas tecnologias, cuja aplicação encontra espaço nas mais variadas condições climáticas: regiões áridas, temperadas e equatoriais (SHARIFI; YAMAGATA 2015).

2.2.2. Tipos de resfriamento passivo

As estratégias de resfriamento passivo em construções se baseiam na existência de vários possíveis sumidouros naturais de calor, tais como o ar ambiente, a atmosfera, a água e o solo. GIVONI (1994) classifica essas estratégias de resfriamento em sete tipos, a saber:

- i) **Ventilação cruzada:** operante ao longo de todo o dia, através de aberturas posicionadas estrategicamente na etapa de projeto da construção. Encontra boa aplicação em climas quentes e úmidos.
- ii) **Ventilação noturna:** estratégia baseada no resfriamento da massa térmica da construção durante a noite e, alternadamente, o fechamento das aberturas durante o dia. Essa alternância permite a manutenção do ar interior a temperaturas mais baixas ao longo do período diurno.
- iii) **Resfriamento radiante:** transferência de energia “fria” para o ar interior, obtida ao longo da noite. Tal *déficit* de energia é obtido através da irradiação de ondas longas com o céu – cuja temperatura é sempre inferior à temperatura de bulbo seco. Esse potencial pode ser obtido diretamente através da cobertura exposta ao céu, ou com uso de radiadores para resfriar o ar.

- iv) **Resfriamento evaporativo direto:** resfriamento da massa de ar através da evaporação da água por meio mecânico ou não mecânico, e posterior inserção do ar resfriado no ambiente interno.
- v) **Resfriamento evaporativo indireto:** extração de calor do ambiente através da evaporação da água, mas sem a modificação direta da umidade no interior da construção. Os sistemas de teto-reservatório e os sistemas de aspersão em cobertura são exemplos de tecnologias que empregam resfriamento evaporativo indireto.
- vi) **Resfriamento pelo solo:** uso do solo – cuja temperatura é naturalmente mais baixa que a do ar atmosférico – como sumidouro de calor.
- vii) **Resfriamento de espaços externos:** técnicas aplicáveis a pátios e outros espaços adjacentes à construção.

2.2.3. Aspersão sobre cobertura

Em horários de pico de calor, o fluxo de calor através da coberta é normalmente elevado em telhados, questão bastante crítica em indústrias e outros locais onde pesa o fator insalubridade dos ocupantes. De acordo com SHARIFI e YAMAGATA (2015), existem evidências razoáveis para afirmar que as cobertas são elementos responsáveis por aproximadamente 50% da carga térmica de edifícios com até dois pavimentos, dada o seu ângulo de exposição à radiação solar.

Nesse sentido, em prol da diminuição dessas temperaturas, a aspersão em coberturas tem mostrado bastante potencial de redução da carga térmica de um recinto, uma vez que é capaz de remover parcela considerável do calor proveniente do sol. Essa remoção se deve à manutenção constante de uma fina película d'água sobre o telhado, cujo potencial de extração de calor é função do alto calor latente de vaporização da água – aproximadamente 2400 kJ/kg à temperatura ambiente. Evidentemente, a umidade do ar interior não é alterada no processo.

RORIZ (2007) obteve resultados experimentais para as temperaturas de um telhado seco (sem aspersão) *versus* molhado (com aspersão) ao longo do dia 1 de maio de 2007 em São Carlos - SP, ilustrado na figura 2.1. Para o primeiro caso, a temperatura superficial

externa (T_{seSec}) atinge valores superiores a 40 °C próximo ao meio-dia, ao passo que a mesma é mantida abaixo dos 30 °C com a aplicação da película d'água (T_{seUm}).

Sistemas de aspersão em coberturas já são aplicáveis em projetos mais robustos, especialmente no contexto industrial (figura 2.2). Para tais casos, o tipo de aspersor e volume de água depositado podem variar, em função da área total do ambiente a ser resfriado. De acordo com GIVONI (1994), a eficiência de sistemas de resfriamento evaporativo está diretamente associada à diferença entre a temperatura de bulbo seco e a temperatura de bulbo úmido da localidade, o que pode ser um fator limitante dessa tecnologia. Por outro lado, RORIZ (2007) aponta para a possibilidade de uso de águas pluviais em sistemas de aspersão, o que aumenta a sua flexibilidade.

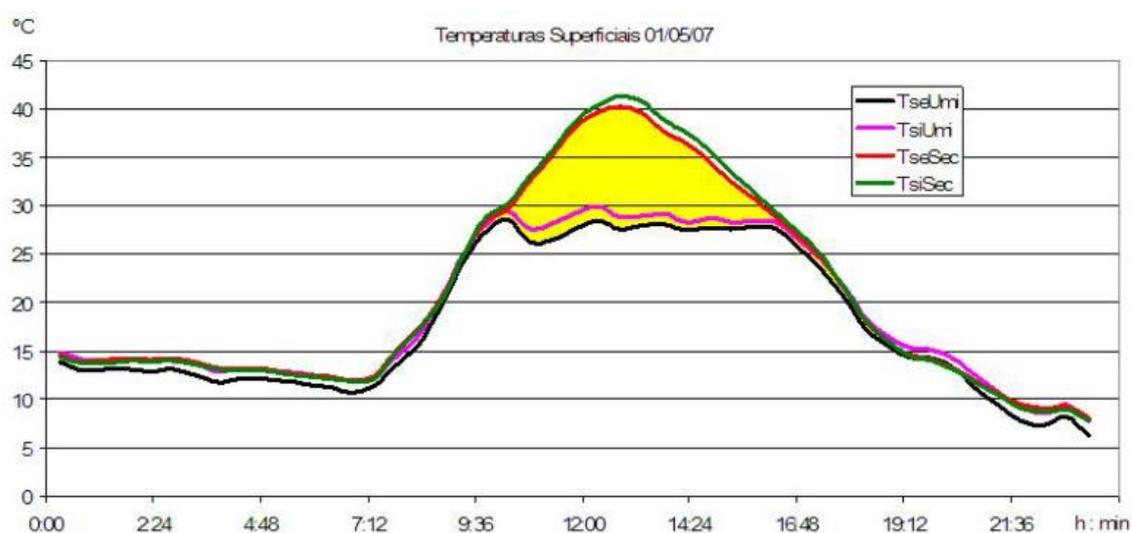


Figura 2.1 - Temperaturas de telhado seco e molhado. Fonte: RORIZ (2007)



Figura 2.2 - Sistema de aspersão em cobertura. Fonte: PATTERSON VENTILATION (2021).

2.2.4. Tetos-reservatório (*roof ponds*)

Nos últimos 30 anos, diversas estratégias tem sido desenvolvidas, simuladas e testadas experimentalmente para potencializar as taxas de transferência de calor convenientes associadas a tetos-reservatório, tanto para fins de aquecimento quanto resfriamento. Em todos os casos, o objetivo é manter a temperatura do forro diferente da temperatura do ar interno, de forma a promover a transferência de calor por meio de convecção e radiação conjuntas. Assim como no caso de aspersão em telhado, a umidade no interior do recinto também não é afetada pela tecnologia.

O foco serão os tetos-reservatório voltados para o resfriamento e, dentro desse propósito, SHARIFI e YAMAGATA (2015) descrevem as principais características de cada um deles. Aqui são apresentados os tipos mais semelhantes ao sistema simulado neste trabalho, a saber:

- i) **Aberto sem sprays:** São comumente compostos de concreto, e a lâmina d'água está sempre exposta ao ambiente (figura 2.3). Está sempre exposto ao ambiente e, portanto, experimenta fluxos de calor por evaporação, convecção e irradiação de ondas longas. Durante o dia, parte do calor absorvido é armazenado, antes de ser conduzido para o ambiente interno. Esse atraso térmico proposital favorece o uso de outras técnicas de resfriamento passivo, especialmente no período da tarde. Durante a noite, previne a rápida perda de calor para o ambiente, além de ser resfriado por convecção, evaporação e irradiação de ondas longas. Esse

fenômeno o transforma em um sumidouro que absorve parte da carga térmica no dia seguinte. As profundidades recomendadas para esse modelo são de no mínimo 0,30 m. Além disso, apresentam o menor consumo global de água com relação aos demais.

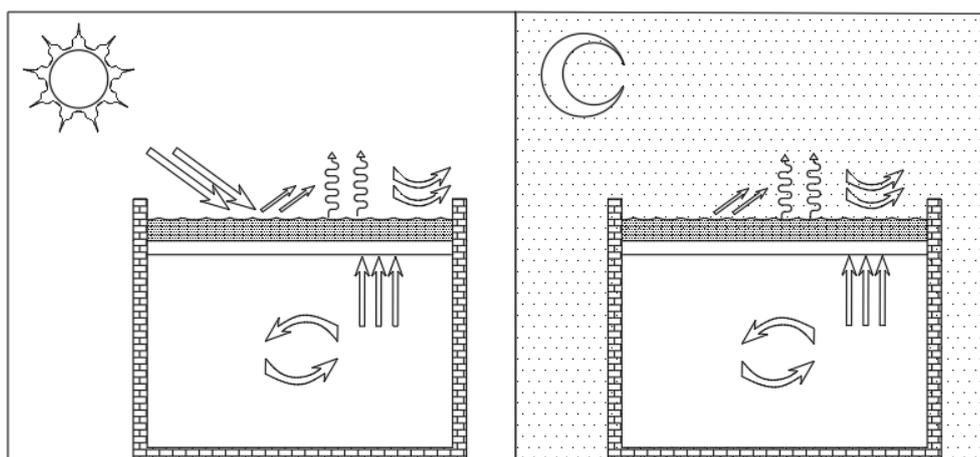


Figura 2.3 - Teto-reservatório aberto sem sprays.

- ii) **Aberto com sprays:** Operam de forma similar ao tipo i), com única diferença de que possuem sprays operantes sobre a lâmina ao longo de todo o dia (figura 2.4). A presença dos sprays acentua a transferência de calor por evaporação. Esse sistema é especialmente recomendável caso se deseje manter a estabilidade de temperatura para lâminas com profundidades inferiores a 0,30 m.
- iii) **Cobertura móvel e sprays:** A cobertura móvel é usualmente composta de material isolante, como poliestireno e poliuretano, com características desejavelmente opacas. A sua função principal é manter a temperatura da lâmina estável durante o dia, ao isolar a mesma da irradiação solar. A camada de ar entre a cobertura e a superfície da água funciona como um isolante adicional. À noite, a cobertura móvel é removida para que o resfriamento radiante possa ser aproveitado, em conjunto com a convecção e a evaporação. Algumas variantes envolvem sprays sobre a própria cobertura (figura 2.5), ou aplicam o spray apenas no período noturno.

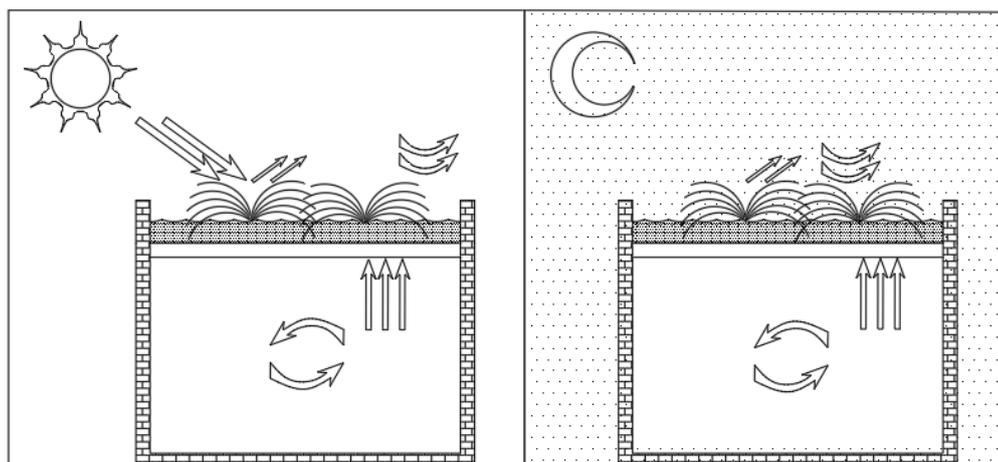


Figura 2.4 - Teto-reservatório aberto com sprays.

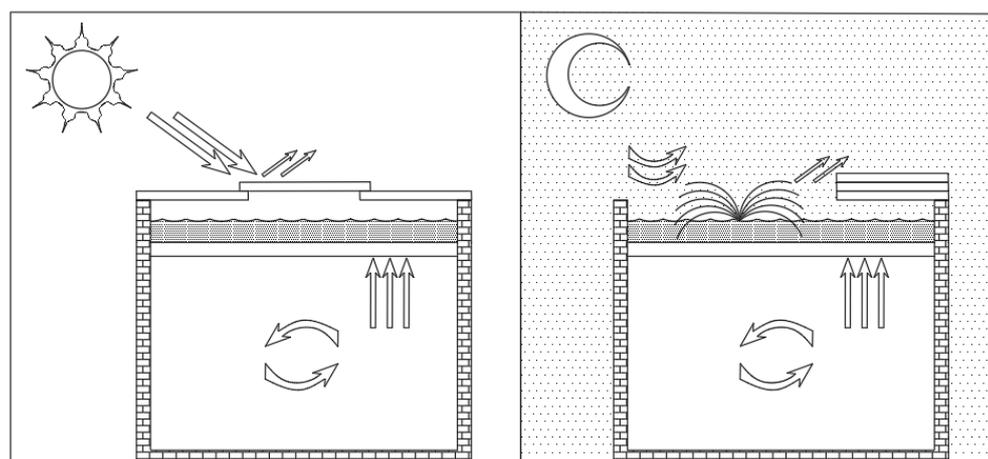


Figura 2.5 - Teto-reservatório com cobertura móvel e sprays.

- iv) **Cobertura móvel sem sprays:** Para esses sistemas, assim como em iii), é necessária a operação automática da cobertura (figura 2.6). Tem se mostrado adequada para climas tropicais, inclusive quentes e úmidos. Evidentemente, apresenta menor consumo de água por não fazer uso de sprays.

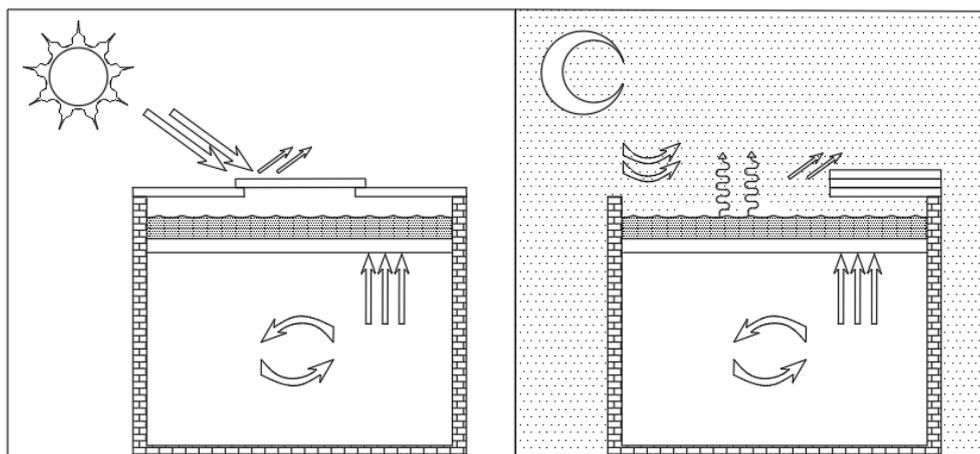


Figura 2.6 - Teto-reservatório com cobertura móvel sem sprays.

Dos quatro tipos apresentados, maior potencial de extração de calor é associado ao tipo iii) (SPANAKI *et al.* 2011). Além dos três tipos mencionados, outras configurações de tetos-reservatório envolvem o uso de sacos de fibra de juta (*gunny bags*) cheios de água para permitir apenas a troca radiante noturna sem evaporação, patenteadas ainda na década de 1960. Existem, ainda, variantes que envolvem materiais isolantes flutuantes, isolantes submersos na lâmina d'água, leitos compostos de camadas alternadas de seixos e poliestireno – que permitem o caminhar sobre o telhado sem prejudicar suas funções -, reservatórios cobertos e ventilados mecanicamente, reservatórios cobertos com placas rotativas e reservatórios completamente fechados. Informações mais detalhadas acerca desses e de outros tipos especiais em desenvolvimento podem ser encontrados em SPANAKI *et al.* (2011) e em SHARIFI e YAMAGATA (2015).

Algumas limitações de projeto para esses sistemas envolvem a aplicação de carga adicional sobre as estruturas. A maioria das profundidades de lâmina d'água que tem se mostrado funcionais apontam para um carregamento adicional de 200 a 400 kg/m². Além disso, o seu desempenho melhora consideravelmente para locais com temperaturas de bulbo úmido inferiores a 20 °C – como climas áridos. Por fim, tetos-reservatório completamente abertos durante o dia e a noite são mais susceptíveis a manutenção e a riscos biológicos, como o acúmulo de fungos e proliferação de mosquitos (SPANAKI *et al.*, 2011).

De acordo com SILVEIRA (1983), águas pluviais podem ser utilizadas em tetos-reservatório. SPANAKI *et al.* (2011) pontua ainda a compatibilidade dessa tecnologia com

água salobra, além de estarem associadas a relativo baixo custo inicial e facilidade de construção.

CAPÍTULO III

ESTADO DA ARTE

Para compreender os últimos avanços e identificar lacunas dentro do contexto do resfriamento passivo com uso de teto-reservatório, foram levantadas as pesquisas mais recentes a partir da base de dados *Science Direct*. Para tanto, utilizou-se a *string* de busca "**roof pond**" e, dessa forma, trabalhos que envolvessem resfriamento evaporativo por meio de materiais porosos e materiais de mudança de fase não foram considerados. Além disso, foram avaliados apenas os textos publicados nos últimos 20 anos - entre 2001 e 2021. Não foram considerados as publicações de revisão de literatura.

A pesquisa voltada para o resfriamento evaporativo tem encontrado boa resposta quando aplicada a climas áridos e desérticos, dada a baixa umidade do ar e elevadas temperaturas, que favorecem taxas de evaporação mais intensas.

RUNSHENG *et al.* (2003) testaram experimentalmente uma configuração distinta de teto-reservatório no deserto de Negev, Israel, utilizando toalhas de algodão submersas em um tanque, e comprimidas entre placas de PVC. A proposta visou a unificação da cobertura móvel com o uso de *gunny bags*. As temperaturas foram monitoradas em dois tanques distintos para comparação de várias configurações comuns e uma nova configuração, incluindo a presença de cobertura móvel com entrada de ar e sombreamento. Uma conclusão importante do estudo foi a estratificação gerada pela inserção dos tecidos, uma vez que a temperatura entre a superfície das toalhas e o fundo do tanque variou em cerca de 10 °C ao meio dia. Tal estratificação seria benéfica para aplicações em ambientes internos. A quantidade de calor total estimada para o sistema foi superior aos demais, atingindo 0,489 MJ/m² em média.

KHARRUFA e ADIL (2008) testaram três configurações distintas para resfriamento de um ambiente de zona térmica única de 28 m², operante sem proteção de janelas no verão quente e seco de Bagdá, Iraque. Testou-se experimentalmente a operação do ambiente: i) sem teto-reservatório; ii) com um teto-reservatório coberto, e iii) com teto-reservatório e ventilação forçada. A partir de simulação computacional, estimou-se ainda a carga térmica do edifício de teste. A diferença entre as temperaturas interna e externa médias

no primeiro caso foi de 3,22 °C, em comparação a -0,14 °C e -1,28 °C no segundo e terceiro caso, respectivamente. Concluiu-se que os tetos-reservatório mantiveram a temperatura interna estável e inferior à externa ao longo de todo o dia. Além disso, os sistemas foram capazes de reduzir a carga térmica em aproximadamente 29 %.

PANDEY *et al.* (2011) desenvolveram algoritmos de treinamento de redes neurais para predição da temperatura interna de um recinto, com base nas variáveis climáticas externas e através de dois módulos experimentais de concreto em escala reduzida (1 m x 1 m x 1 m) instalados em Ujain, Índia. O treinamento foi desenvolvido para três tecnologias de resfriamento passivo, dentre elas, tetos-reservatório aberto sem sprays (profundidade de lâmina d'água de 5 cm), teto reflexivo (com pintura reflexiva prateada) e teto isolado com termocol. O primeiro módulo foi utilizado para aplicação das três tecnologias, ao passo que o segundo foi construído com um teto convencional de concreto, para fins de comparação. Os resultados mostraram que, mesmo durante a tarde – período de irradiação solar intensa – foi possível manter a estabilidade da temperatura interna e reduzir consideravelmente o fluxo térmico no teto, em direção ao interior do recinto. Concluiu-se ainda que os tetos-reservatório abertos sem spray não são capazes de gerar conforto térmico quando aplicados individualmente, mas podem reduzir a necessidade de uso de ar condicionado.

KHARRUFA e ADIL (2011) propuseram o uso de teto-reservatório com ventilação forçada e em conjunto com um resfriador evaporativo em Bagdá, Iraque. A construção em escala real utilizada teve o teto resfriado pela evaporação da lâmina d'água, ao passo que as paredes foram preenchidas de ar resfriado pelo resfriador evaporativo, através de uma cavidade de 10 cm de espessura. Os resultados mostraram intensa diminuição na necessidade de uso de ar condicionado. O consumo energético anual com tais aparelhos foi estimado como 2133 kWh, ao passo que, com a instalação do sistema combinado de teto e parede, esse valor cai drasticamente para 253 kWh (88 %). Além disso, a média obtida para a temperatura interna durante o dia de verão foi de 31,76° C.

SABZI *et al.* (2015) desenvolveram modelagens matemáticas para três tecnologias de resfriamento passivo em um protótipo de 0,8 m x 0,8 m x 1,0 m, ensaiado em Shiraz, Irã. As tecnologias utilizadas foram: i) Teto-reservatório aberto sem sprays; ii) teto-reservatório envolto em tecido (sem evaporação) e iii) teto convencional reflexivo. As temperaturas externa e interna foram medidas por termopares, e comparadas com as soluções numéricas dos modelos – resolvidos pelo método numérico de Euler. Os resultados mostraram que o

teto-reservatório aberto é a melhor solução em termos de redução de carga térmica para o verão da região de clima árido de Shiraz, uma vez que conseguiu manter a temperatura interna abaixo das demais, e com maior estabilidade.

GOUDARZI e MOSTAFAEIPOUR (2017) compararam quatro soluções de resfriamento passivo hipoteticamente aplicadas em construção de múltiplas zonas térmicas em Kerman, Irã. Para tanto, calcularam via modelagem matemática as taxas de transferência de calor a partir de: i) telhado verde; ii) teto-reservatório aberto sem sprays; iii) torre de vento e iv) construção subterrânea. Além das perdas de calor horárias ao longo do período de maio a outubro – no qual o resfriamento se faz necessário – também foi realizada uma análise econômica de cada uma das soluções modeladas. Testou-se o desempenho de lâminas d'água de 10 cm e 20 cm de profundidade. Os resultados mostraram que o teto-reservatório, simulado a partir dos dados climáticos horários de Kerman, apresentou economia de energia horária de 1090,1 kcal/h em termos de resfriamento. Além disso, a profundidade de 20 cm permitiu a maior economia de energia. Por fim, a solução de teto-reservatório apresentou o terceiro mais baixo custo de construção, e o segundo mais baixo custo de ciclo de vida, em um período de análise de 20 anos.

PEARLMUTTER e BERLINER (2017) propuseram um modelo de teto-reservatório ventilado e equipado com cobertura móvel articulada, instalado em células de teste de 4 m² e testado em Negev, Israel. A articulação da cobertura permitiu a avaliação de quatro configurações noturnas: i) aberto; ii) semi-exposto; iii) exposto. Durante o dia, o teto-reservatório foi mantido coberto, permitindo a livre evaporação. As variáveis climáticas foram medidas através da superfície da cobertura, com intervalos de 10 minutos. A taxa de evaporação também foi obtida experimentalmente, e todas as configurações foram comparadas com um módulo de controle operante com teto seco. O estudo concluiu que é possível reduzir a maior média de temperatura no teto – aferida na superfície do fundo do tanque - em 15 °C com a aplicação da lâmina d'água sombreada. Para a lâmina aberta, essa redução foi de apenas 10 °C. Além disso, o uso de teto exposto durante a noite permitiu maior alinhamento entre potencial de resfriamento e economia de água. O arranjo de teto-reservatório ventilado e sombreado demonstrou boa aplicabilidade para clima quente e seco.

Alguns autores têm buscado entender como a tecnologia em questão responde em regiões de clima equatorial quente e úmido, clima mediterrâneo e clima subtropical.

GONZÁLEZ-CRUZ e GONZÁLEZ-GARCIA (2013) desenvolveram estudos experimentais em escala reduzida, utilizando dois módulos de madeira compensada, superfícies brancas e revestidos de isolante (0,80 x 0,80 x 0,47 m) operantes no clima quente e úmido de Maracaibo, Venezuela. Um dos módulos foi utilizado para controle (de condições invariáveis), cujo teto foi simplesmente isolado com 10,5 cm de poliestireno. Ao segundo módulo (experimental), foi aplicada uma lâmina d'água de 6,5 cm de profundidade. A partir do módulo experimental, foram testadas cinco configurações, que variaram entre uso de resfriamento evaporativo indireto (sombreamento com aberturas laterais), radiação noturna (teto aberto de 6 da noite às 6 da manhã) e simplesmente uso da massa térmica (teto fechado e isolado). Para a configuração de uso de massa térmica pela manhã e resfriamento evaporativo à noite, obteve-se uma diferença de $-2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre a temperatura medida no módulo de controle e aquela medida no módulo experimental. O potencial de resfriamento médio foi de $198,1\text{ Wh/m}^2\cdot\text{dia}$. Na configuração sombreada com aberturas laterais, por sua vez, obteve-se uma diferença média de $4,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, e potencial médio de $284,8\text{ Wh/m}^2\cdot\text{dia}$.

SPANAKI *et al.* (2014) testaram um teto-reservatório completamente coberto por uma fina folha reflexiva de alumínio em Creta, Grécia. Os autores instalaram um teto-reservatório em uma pequena construção de 7 m^2 , com profundidade de 10 cm e aberta para livre evaporação. As temperaturas da água e do ar interno foram medidas e comparadas com a simulação dinâmica efetuada no software TRNSYS 16.1. Os resultados desse estudo explicitaram a possibilidade de manutenção de uma temperatura interior estável, com amplitude média de aproximadamente $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ao longo de todos os dias medidos. Sem o uso do teto-reservatório, essa temperatura variou em um intervalo de aproximadamente $6\text{ }^{\circ}\text{C}$. A temperatura interna máxima se manteve abaixo de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, ainda que os picos de temperatura externa tenham ultrapassado os $32\text{ }^{\circ}\text{C}$. O uso de alumínio na cobertura foi capaz de permitir certa troca radiante por ondas longas com o céu noturno, ainda que a cobertura não tenha sido removida à noite.

KRÜGER *et al.* (2016) utilizaram módulos experimentais e de controle semelhantes aos desenvolvidos por GONZÁLEZ-CRUZ e GONZÁLEZ-GARCIA (2013) para avaliar o potencial de tetos-reservatório em Curitiba, Brasil. Além disso, a carga térmica teórica foi estimada para duas cidades do semiárido brasileiro, Teresina-PI e Petrolina-PE. O módulo de controle (invariável) assumiu a configuração aberta (para evaporação) e sombreada, e foi comparada com módulos: i) completamente fechado; ii) sombreado e aberto com lâmina

d'água coberta por chapa (sem evaporação) e iii) completamente aberto (forma mais simples de teto-reservatório). O estudo concluiu que a configuração padrão é mais interessante para o clima de Curitiba, para o qual as temperaturas internas se mantiveram abaixo de 25 °C. Além disso, ambas as localidades semiáridas mostraram bom potencial de aplicação, especialmente a cidade de Petrolina – para a qual a temperatura de bulbo úmido se mantém abaixo de 24° C durante a maior parte do ano.

ESPARZA *et al.* (2018) compararam, em Coquimatlan, México, quatro configurações distintas para resfriamento passivo indireto: i) teto-reservatório aberto; ii) teto-reservatório com tecido flutuante superficial; iii) tecido úmido e iv) teto seco. As configurações foram experimentadas em células de teste em concreto, com dimensões 1,35 m x 1,35 m x 1,35 m. As temperaturas interna e externa a cada célula foram medidas ao longo de 35 dias. Além disso, os autores propuseram uma modelagem matemática unidimensional, por meio de equações diferenciais representativas dos fluxos de calor presentes nos elementos de interesse (teto de concreto, lâmina d'água e tecidos). Os resultados numéricos mostraram boa correspondência entre as temperaturas internas das três soluções, e a mais promissora em termos de redução de temperaturas foi a de tecido úmido. Para as três condições climáticas observáveis na cidade ao longo do ano, foi possível manter a variação de temperatura interna em um intervalo de 26 °C a 32 °C, ao passo que a temperatura externa variou entre 18 °C e 37 °C. Validou-se estatisticamente a possibilidade de aplicação do modelo unidimensional para estudo de tais estratégias, dada a concordância obtida entre os resultados simulados e experimentais.

ALMODOVAR e LA ROCHE (2019) testaram dois protótipos cúbicos isolados de 1,35 m de aresta em Los Angeles, Estados Unidos, cujo clima de verão é quente e úmido. Um dos protótipos foi testado com 0,35 m de lâmina d'água, um trocador de calor para circulação do ar interior - submerso na lâmina, e cobertura flutuante para proteção solar durante o dia. Também foi utilizado spray e abertura do telhado durante a noite. Os resultados mostraram que foi possível manter a temperatura interna em 24 °C quando a temperatura externa se situou em 35 °C. Além disso, a temperatura da lâmina d'água se manteve entre 18 e 21 °C para as condições climáticas do local.

Com base na literatura, foi possível concluir que já existe um volume razoável de pesquisas experimentais na área de resfriamento passivo com uso de tetos-reservatório. A equivalência entre os modelos matemáticos e os dados experimentais tem se mostrado

bastante coerentes com as equações preditivas de alguns autores. O uso conjunto de aspersão em telhado e teto-reservatório dentro de uma proposta em escala real não foi identificado na literatura. Por fim, apesar de pesquisas recentes apontarem forte potencial para a região Nordeste do Brasil², ainda não existem materiais que busquem compreender esse potencial de forma mais direcionada.

² Ver o estudo de CRUZ e KRUEGER (2015).

CAPÍTULO IV

CONSIDERAÇÕES CLIMÁTICAS E DESCRIÇÃO DA PROPOSTA

Neste capítulo, serão descritas as condições climáticas para as quais o sistema combinado de teto-reservatório e aspersão em telhado foi testado. Também serão descritas algumas características técnicas mínimas desse sistema.

4.1. CONSIDERAÇÕES CLIMÁTICAS

A seguir, serão detalhadas as condições climáticas admitidas para a simulação, com ênfase no cálculo da temperatura de céu – parâmetro importante para a irradiação noturna.

4.1.1. Zona bioclimática

A Norma NBR 15220-3 da ABNT (2005) estabelece, sem caráter normativo, uma série de recomendações relativas à construção de habitações unifamiliares de interesse social. Para tanto, divide o território brasileiro em oito zonas bioclimáticas, explicitadas na figura 4.1. Essa divisão foi realizada com base na premissa de que, em uma determinada zona climática, as características construtivas de habitações familiares podem seguir padrões semelhantes com resposta satisfatória em termos de conforto térmico.

Para a modelagem deste trabalho, foram escolhidas as cidades de João Pessoa-PB e Quixeramobim-CE. A tabela 4.1 mostra algumas características geográficas de cada localidade.

A primeira se situa na zona bioclimática Z8 que, de acordo com a figura 4.1, abrange um percentual considerável do litoral brasileiro, e maior parte da região Norte. Atenção especial foi dada ao fato de que essa zona também corresponde à íntegra do litoral nordestino. Para João Pessoa (Z8), a ABNT (2005) pontua as seguintes estratégias:

- i) As sensações térmicas são melhoradas através da desumidificação, o que pode ser obtido através da renovação do ar interno via ventilação dos ambientes;

- ii) A ventilação cruzada é essencial, e para tanto, recomenda-se a alocação de aberturas em fachadas opostas. Também se recomenda, quando aplicável, a ventilação de áticos.

Para Quixeramobim, as recomendações i) e ii) também são válidas. Recomenda-se ainda:

- iii) Temperaturas internas mais agradáveis podem ser obtidas através do uso de massa térmica, isto é, materiais de alto calor específico capazes de reter energia por períodos prolongados;
- iv) Em horários de desconforto, recomenda-se a utilização de refrigeração artificial.

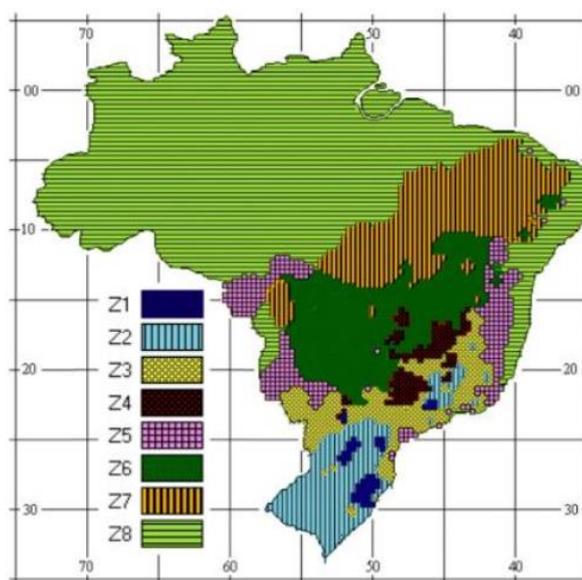


Figura 4.1 - Zoneamento bioclimático do território brasileiro. Fonte: ABNT (2005).

Tabela 4.1 - Dados geográficos das cidades. Fonte: IBGE (2021).

	Mesorregião	Clima	Latitude	Longitude	Zona
João Pessoa-PB	Mata paraibana	Tropical úmido	7°05' S	34°50' O	Z8
Quixeramobim-CE	Sertão cearense	Tropical semiárido	5°11' S	39°17' O	Z7

A recomendação i) depende de características do projeto arquitetônico e, uma vez que não se objetiva a modificação direta da umidade do ar interior, ela não foi avaliada neste trabalho. Já a recomendação iii) pode se aplicar à lâmina d'água e sua capacidade térmica relativamente elevada, o que confere razoável atraso térmico e um bom desempenho em potencial para o sistema (KRÜGER *et al.*, 2016). A recomendação ii) também é indiretamente contemplada pela presença do ático ventilado, conforme será discutido no item 4.2.1.

4.1.2. Processamento dos arquivos climáticos

Os dados climáticos foram obtidos para cada hora a partir das medições realizadas pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) em 2009, e processados pelo software MATLAB (ver Apêndice IV). Os dados médios, mínimos e máximos para algumas das variáveis climáticas estão mostrados na tabela 4.2. As temperaturas em Quixeramobim experimentam maior amplitude e, além disso, a umidade relativa do ar pode atingir valores bem mais baixos por se situar no semiárido. As velocidades médias do ar são, entretanto, próximas, e a nebulosidade média em João Pessoa é mais elevada.

Tabela 4.2 - Dados climáticos médios anuais. Fonte: INMET (2009).

		T_{bs} (°C)	ϕ (%)	P_{atm} (kPa)	C_{nuv}^* (%)	I_{global} (Wh/m ²)	Vel. Ar (m/s)
João Pessoa	Máxima	31,8	96,0	101,4	100	1113	7,3
	Média	26,0	76,6	100,8	68,5	234,1	2,4
	Mínima	19,6	46,0	100,1	20,0	0	0,1
Quixeramobim	Máxima	36,5	95,0	101,0	100	1085	8,8
	Média	26,4	70,0	100,3	58,6	223,2	2,4
	Mínima	18,1	19,0	99,7	0	0	0

*Cobertura de nuvens, ou percentual de nebulosidade.

Com relação à velocidade do ar, LAMBERTS *et al.* (2016) propõem a utilização de fatores de correção referentes às condições reais de operação da edificação (equação 4.1). Essas correções se devem ao fato de as estações meteorológicas se situarem a 10 metros de altitude em relação ao solo. A equação 4.1 foi aplicada para todos os valores de velocidade do ar externa utilizados na modelagem matemática.

$$V_{corr} = V_{10}KZ^a \quad (4.1)$$

Onde V_{corr} é a velocidade do ar corrigida, V_{10} é a velocidade do ar medida na estação meteorológica, K e a são funções da localização da construção e Z é a altura da cumeeira ou janela (m). Os valores das constantes são mostrados na tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Coeficientes de localização para correção da velocidade do ar. Fonte: LAMBERTS *et al.* (2016).

Localização da edificação	K	a
Campo aberto plano	0,68	0,17
Campo com algumas barreiras	0,52	0,20
Ambiente urbano	0,40	0,25
Centro da cidade	0,31	0,33

Os arquivos climáticos foram também processados pelo software Climate Consultant 6.0, que facilita a visualização gráfica das informações mais relevantes para o desenvolvimento de estratégias de conforto térmico (SBSE, 2021). Visou-se obter os períodos mais críticos do ano em cada região, em termos de carga térmica. Os resultados das figuras 4.2 (João Pessoa) e 4.3 (Quixeramobim) mostram que os meses críticos em termos de temperaturas de bulbo seco são fevereiro e novembro, respectivamente.

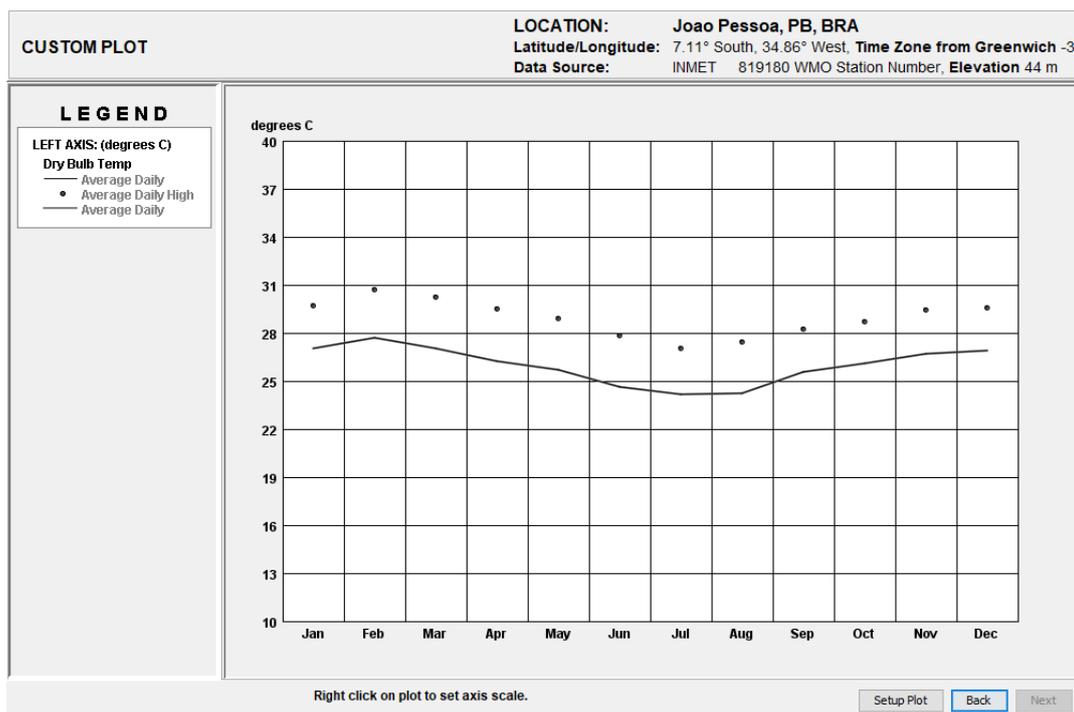


Figura 4.2 - Médias mensais para temperaturas de bulbo seco em João Pessoa. Fonte: INMET (2009).

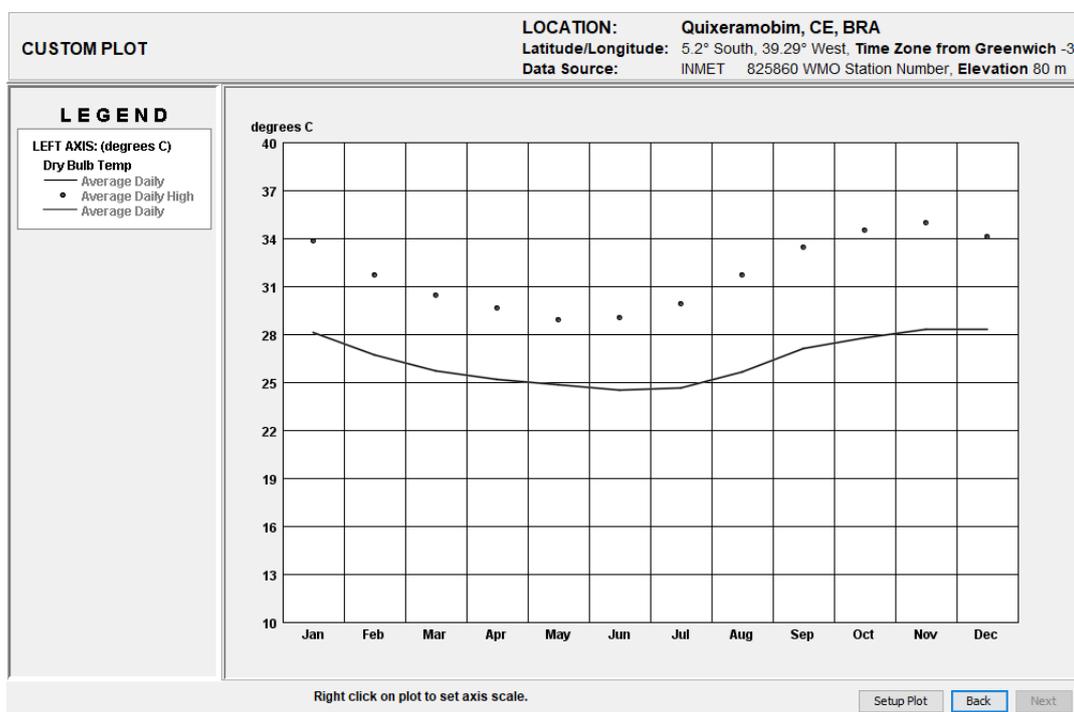


Figura 4.3 - Médias mensais para temperaturas de bulbo seco em Quixeramobim. Fonte: INMET (2009).

4.1.3. Considerações sobre a temperatura de céu ($T_{céu}$)

A temperatura de céu influencia diretamente na taxa de transferência de calor por irradiação a partir da superfície de objetos próximos ao solo, dado que estes naturalmente refletem uma parcela da irradiação solar para a atmosfera – efeito denominado *albedo* (LEVINSON, 1997). Por outro lado, esse dado está frequentemente indisponível nos arquivos climáticos, dada a complexidade de sua estimativa.

Inúmeros modelos para estimar a temperatura de céu foram desenvolvidos ao longo do último século, especialmente entre as décadas de 1960 e 1990. Esses modelos podem ser essencialmente divididos em 3 tipos³: modelos empíricos, modelos detalhados e modelos da ISO 13970.

Os modelos empíricos podem ser utilizados para céus limpos ou nebulosos, e frequentemente calculam $T_{céu}$ em função da emissividade de céu ($\varepsilon_{céu}$). Essa emissividade, por sua vez, depende essencialmente de variáveis psicrométricas da atmosfera, como temperatura de bulbo seco, pressão de vapor, densidade de vapor e temperatura de ponto de orvalho. Os modelos detalhados, por sua vez, também são divididos entre modelos de céu limpo e em céu nebuloso. No entanto, estes levam em conta as propriedades radiantes associadas aos demais gases presentes na atmosfera, o que eleva consideravelmente o seu grau de complexidade. Por fim, os modelos da ISO 13970 se baseiam na relação direta entre a temperatura de bulbo seco e a temperatura de céu, e são frequentemente utilizados quando não há dados climáticos suficientes. A título de exemplo, tem-se o modelo de Whiller, proposto em 1967 nos Estados Unidos, equação 4.2 (EVANGELISTI *et al.*, 2019):

$$T_{céu} = T_{bs} - 6 \quad (4.2)$$

É importante destacar que não existe uma modelagem adequada para toda e qualquer condição climática. Quando a parcela de irradiação de ondas longas é parte relevante de um problema, é possível reduzir erros ao selecionar-se uma modelagem apropriada para a condição climática vigente. SANTOS *et al.* (2011) desenvolveram um

³ Uma revisão detalhada dos modelos matemáticos para estimativa de $T_{céu}$ pode ser encontrada em EVANGELISTI *et al.* (2019).

modelo empírico (equação 4.3) para estimar a emissividade de céu no Nordeste do Brasil, a partir de dados de pressão de vapor e temperatura da cidade de Quixeré-CE:

$$\varepsilon_{c\acute{e}u} = 0,6905 \left(\frac{P_v}{T_{bs}} \right)^{0,0881} \quad (4.3)$$

Onde P_v é a pressão de vapor (Pa) e T_{bs} é a temperatura de bulbo seco (K).

A temperatura de céu, por sua vez, está associada à temperatura de bulbo seco pela equação 4.4 (EVANGELISTI *et al.*, 2019):

$$T_{c\acute{e}u} = T_{bs} \varepsilon_{c\acute{e}u}^{1/4} \quad (4.4)$$

A equação 4.4 é bastante usual, embora não leve em conta o percentual de cobertura de nuvens – para além da densidade de vapor presente na atmosfera. A fim de inserir essa variável, EVANGELISTI *et al.* (2019) propõem o uso da equação 4.5, que foi utilizada neste trabalho:

$$T_{c\acute{e}u} = T_{bs} [\varepsilon_{c\acute{e}u} + 0,8(1 - \varepsilon_{c\acute{e}u})C_{nuv}]^{0,25} \quad (4.5)$$

Onde C_{nuv} é o percentual de cobertura de nuvens no céu, conforme a tabela 4.2.

4.2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA COMBINADO

A seguir, será apresentado o ambiente construído hipotético sobre o qual sistema de teto-reservatório mais aspersão foi concebido. Serão mostrados também alguns detalhes técnicos sobre o sistema de aspersão, telhado retrátil e a teto-reservatório.

4.2.1. Ambiente construído

O sistema combinado foi concebido com base na adaptação do protótipo Casa Nordeste 1.0 (figura 4.4). O mesmo foi desenvolvido por equipe multidisciplinar do Laboratório de Modelos e Prototipagem (LM+P), vinculado ao Departamento de Arquitetura e Urbanismo (DAU) da Universidade Federal da Paraíba (UFPB). O protótipo apresenta características construtivas modulares, isto é, que permitem razoável flexibilidade em suas dimensões internas. Essa propriedade é garantida pelos padrões estruturais empregados - baseados em pórticos fixados em espaçamentos regulares -, bem como pelos materiais construtivos. O compensado naval - usualmente empregado em cascos de navios - é a principal matéria-prima empregada, por apresentar bom desempenho estrutural. Além disso, a madeira compensada é um material de fácil aplicação em fabricação digital, técnica construtiva para a qual o projeto Casa Nordeste 1.0 foi desenvolvido (NOME *et al.*, 2019).



Figura 4.4 - Modelo renderizado do projeto Casa Nordeste 1.0. Fonte: NOME *et al.* (2019).

Uma vez que as plantas e características construtivas deste modelo estão disponíveis em Relatório Técnico publicado por NOME *et al.* (2019), suas dimensões foram utilizadas como referencial para um ambiente unifamiliar construído na região Nordeste - e alinhado com as estratégias bioclimáticas para a região.

O modelo CAD utilizado neste trabalho está mostrado na figura 4.5. Em toda a simulação, foi admitida a orientação sul para a fachada frontal. As esquadrias basculantes do ático estão distribuídas ao longo de toda a fachada, e possuem a mesma área de abertura total nas fachadas frontal e posterior. Ambas foram consideradas opacas. Também existem

esquadrias basculantes no recinto, porém foram mantidas transparentes, conforme o protótipo original. O telhado de uma água possui inclinação de $2,86^\circ$.

A envoltória foi modelada admitindo-se uma única zona térmica, por simplificação. Além disso, apenas o módulo principal foi utilizado – sem levar em conta os módulos auxiliares dos quartos, visíveis na figura 4.4.

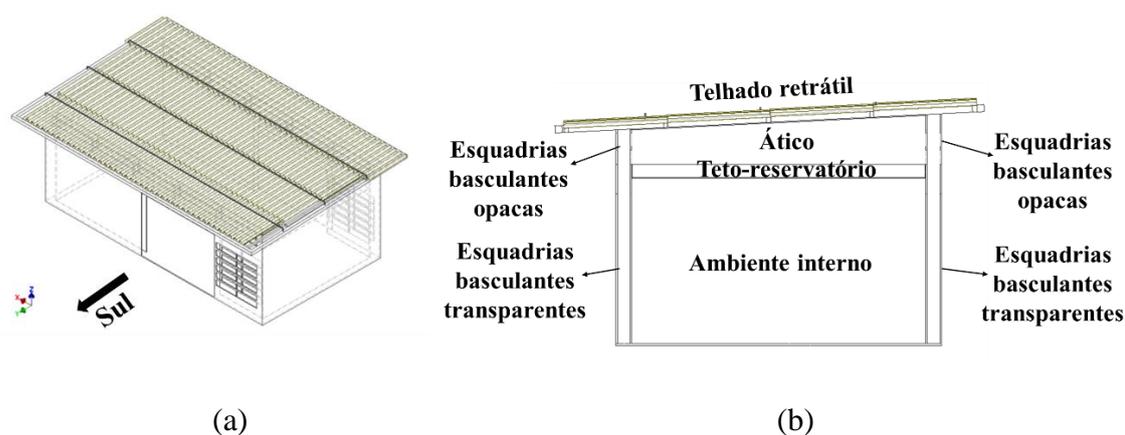


Figura 4.5 - Modelo CAD do ambiente construído hipotético (a) vista isométrica; (b) vista em corte lateral.

A carga térmica horária ao longo de um um ano foi estimada por meio do código de MATLAB (Apêndice IV), no qual foram inseridos os dados de entrada sumarizados na tabela 4.4. Admitiu-se a hipótese de piso adiabático, e as transferências de calor com o teto não foram computadas – dada a presença do teto-reservatório como sumidouro de calor. Por fim, admitiu-se que a construção se situe na zona rural, em campo aberto e plano, sem a presença de superfícies reflexivas no entorno.

A metodologia utilizada para esse cálculo foi baseada em LAMBERTS *et al.* (2016) e foi descrita com detalhes no Apêndice I.

Tabela 4.4 - Dados da Casa Nordeste para cálculo de carga térmica.

Área das fachadas (P1),(P2),(P3),(P4) (m²)	(9,61),(6,07),(9,61),(6,07)	
Área total das esquadrias no recinto (m²)	P1(1,85), P3(1,85)	
Área total das esquadrias no ático (m²)	P1(3,08), P3(3,08)	
Área total das portas (m²)	P1(5,92), P3(5,92)	
Propriedades e espessura da parede composta (m)		
	Compensado naval (2x0,02)	Lã de rocha (1x0,16)
Condutividade térmica (W/m.°C)*	0,055	0,03
Emissividade	0,87	-
Absortividade**	0,93	-
Propriedades e espessura das superfícies transparentes (m)***		
Vidro comum		
Condutividade térmica (W/m.°C)	0,8	
Absortividade	0,07	
Reflectividade	0,08	
Transmissividade	0,85	

*Segundo INCROPERA e DEWITT (2008).

**Segundo BOULET *et al.* (2012), para comprimentos de onda na faixa solar.

***Segundo LAMBERTS *et al.* (2016).

4.2.2. Sistema de aspersão em cobertura

A aspersão tem a função principal de extrair calor da superfície da telha pelo princípio do resfriamento evaporativo discutido no Capítulo II. A princípio, um estudo de alocação dos micro aspersores sobre o telhado foi realizado, com base nas recomendações do fabricante HUNTER (2021). O posicionamento proposto para os mesmos está ilustrado na figura 4.6. Cada círculo representa o diâmetro de alcance do spray, com base no modelo do fabricante HUNTER (2021) ilustrado na figura 4.7a. Para esse modelo, os diâmetros variam entre 0 e 3,4 m. Além disso, suas vazões podem atingir até 119 litros/h, se necessário para a aplicação desejada. Dessa forma, concluiu-se que 14 unidades seriam suficientes para total alcance da área de 51,89 m², dispostas em 3 filas.

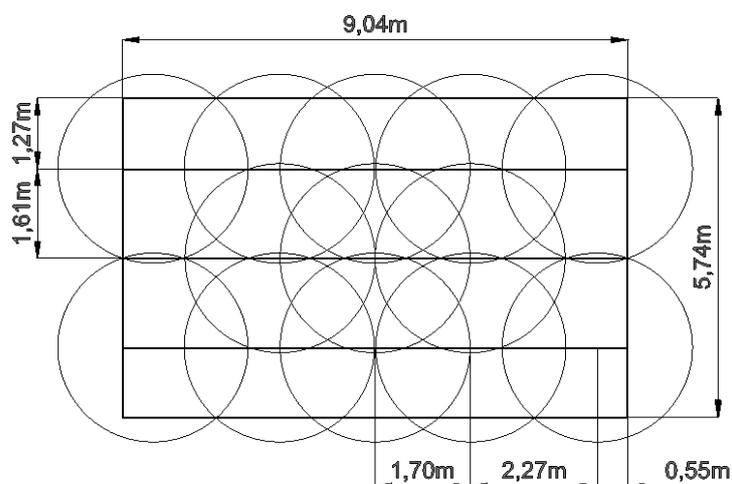


Figura 4.6 - Estudo do posicionamento dos micro aspersores sobre a área do telhado.

A figura 4.7b ilustra a instalação hipotética sobre estrutura metálica simples composta por entre as três linhas de aspersores, e anexada à armação principal (fixa) do telhado. A ativação dos micro aspersores pode ocorrer de forma cíclica através de controladores remotos programáveis. Os períodos de aspersão podem durar entre 15 e 30 segundos, e os intervalos entre cada uma podem ser programados pelo usuário – geralmente em torno de 5 minutos. Outra opção é o uso de um termostato e um sensor de temperatura acoplados ao controlador principal, o que permite a ativação automática das válvulas quando a superfície atingir um valor especificado (PATTERSON VENTILATION, 2021).

As tubulações utilizadas para distribuição superficial (não subterrânea) de água são geralmente compostas de polietileno ou PVC. Ambos apresentam proteção contra raios UV, e o primeiro é mais apropriado para climas quentes (HUNTER, 2021).

Como referência para o consumo energético, utilizou-se o painel de controle MC-E do fabricante IRRITROL (2021) (figura 4.8), que funciona com corrente nominal de 2,08 mA e tensão de 24 V.

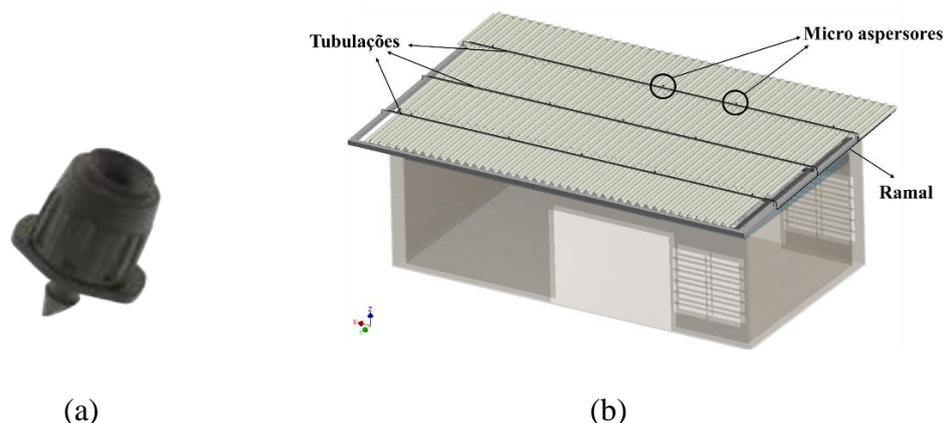


Figura 4.7 - (a) Micro aspersor do tipo micro spray de irrigação precisa; (b) Disposição dos elementos sobre o telhado. Fonte: HUNTER (2021).



Figura 4.8 - Controlador MC-E. Fonte: IRRITROL (2021).

4.2.3. Sistema de telhado retrátil

A tecnologia de telhados retráteis tem sido largamente utilizada como solução de controle de luminosidade e proteção à irradiação solar. É frequentemente empregada em áreas de lazer, pátios e piscinas (figura 4.9) oferecendo inclusive a possibilidade de aplicação de telhas de materiais distintos, como policarbonato, PVC e fibrocimento. O acionamento pode ser realizado por um motor – de forma similar a sistemas de portão automático – e controlados remotamente pelo usuário através de dispositivos móveis (HELIOSCREEN, 2021).

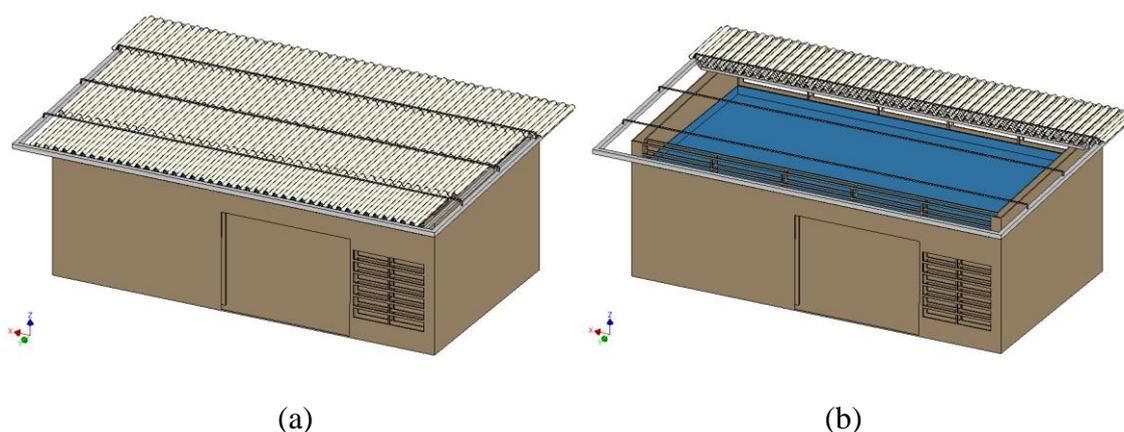


(a)

(b)

Figura 4.9 - Telhado retrátil sobre área de lazer; (b) telhado retrátil sobre piscina. Fonte: HELIOSCREEN (2021). Disponível em: <<https://helioscreen.com.au/retractable-roof.html>>. Acesso em: 8 set. 2021.

O telhado retrátil proposto para o sistema hipotético - cujas configurações aberta e fechada estão ilustradas na figura 4.10 - é fixado em armações móveis, que podem ser fabricadas em tubos de aço inoxidável ou ligas especiais de alumínio (ZETAFLEX, 2021). Essas armações podem deslizar no sentido ascendente-descendente sobre a armação fixa por meio de roletes sobre trilhos. A armação fixa também conecta os suportes dos aspersores.



(a)

(b)

Figura 4.10 - Telhado retrátil (a) fechado; (b) aberto.

As telhas empregadas são geralmente leves e de fácil manuseio. Como referência, utilizou-se o modelo Minionda de cor marfim do fabricante DVG PRECON (2021) (figura 4.11). São telhas de PVC comercializadas em dimensões de 1,80 x 2,40 m. O peso de cada

peça é de 5,50 kg e, segundo o fabricante, podem ser cortadas com ferramentas adequadas e não exigem mão de obra especializada para instalação.



Figura 4.11 - Telhas de PVC modelo Minionda em cor cerâmica e marfim. Fonte: DVG PRECON (2021).

A fim de estimar a potência necessária para o acionamento – e, dessa forma, calcular a *razão de resfriamento passivo* (ρ_p) pela relação entre o potencial de resfriamento e a potência elétrica demandada - admitiu-se que a estrutura seria composta de tubos retangulares de aço inoxidável (figura 4.12), de dimensões 80 x 60 mm e espessura 3,2 mm – segundo o fabricante INOXFER (2021). A carga total e as características do motor selecionado estão mostradas na tabela 4.5. O motor controlado remotamente e suas dimensões estão mostrados na figura 4.13.

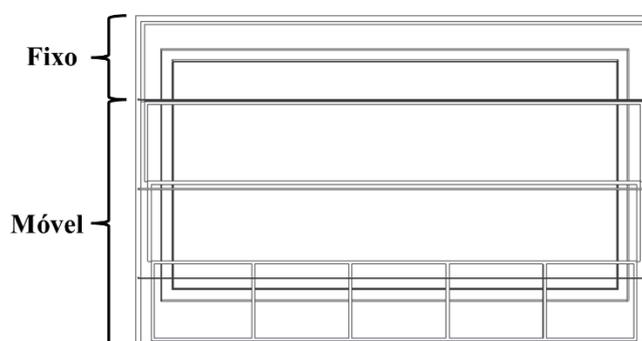


Figura 4.12 - Estrutura do telhado retrátil.

Tabela 4.5 - Dados do motor selecionado. Fonte: PPA (2021).

Carga total da parte móvel (kg)	355,5
Modelo do motor	DZ HUB 450 Monofásico
Voltagem (V)	127-220
Potência (hp)	1,4
Tempo de acionamento (s)	13,5
Massa máxima do portão (kg)	450

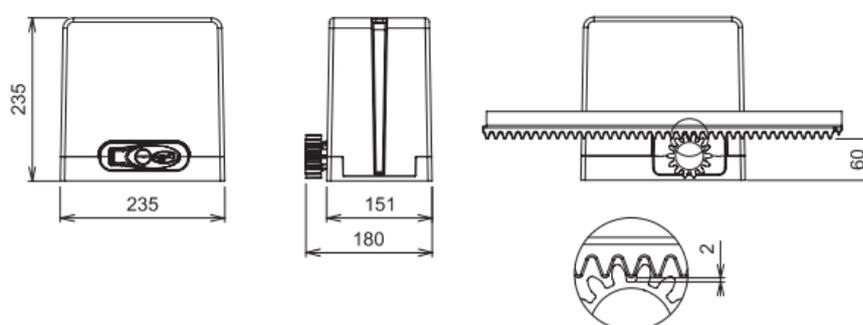


Figura 4.13 - Motor de controle remoto modelo DZ HUB 450. Fonte: PPA, 2021.

A razão de resfriamento passivo foi, portanto, calculada pela equação 4.6:

$$\rho_p = \frac{P_{resf}}{P_{el}} \quad (4.6)$$

Onde P_{resf} é o potencial de resfriamento em cada *step* de tempo (W) e P_{el} é a potência elétrica média consumida pelos equipamentos de apoio (W).

4.2.4. Sistema de teto-reservatório

A figura 4.14 ilustra a lâmina d'água hipotética é comportada por um tanque confeccionado em material de baixa capacidade térmica, tal qual propôs KRÜGER *et al.*

(2016) em seus protótipos de escala reduzida. O objetivo é evitar a retenção de calor e atraso térmico indesejados. Os materiais primários propostos para o fundo e paredes do tanque é uma combinação de 1 cm de PVC, e fundo vedado por chapas de 1 mm de aço inoxidável. A retenção de calor propriamente é realizada pela lâmina d'água, cujo nível pode ser controlado por uma válvula do tipo boia, acoplada a uma torneira. Através da regulação manual da boia de nível, é possível manter o volume de água em quantidade desejada, além da reposição instantânea da massa evaporada.

As esquadrias superiores podem ser abertas durante a noite, para permitir a circulação cruzada do ar de forma mais intensa e assim favorecer a troca conjunta de calor entre a convecção, evaporação e irradiação de ondas longas com o céu noturno.

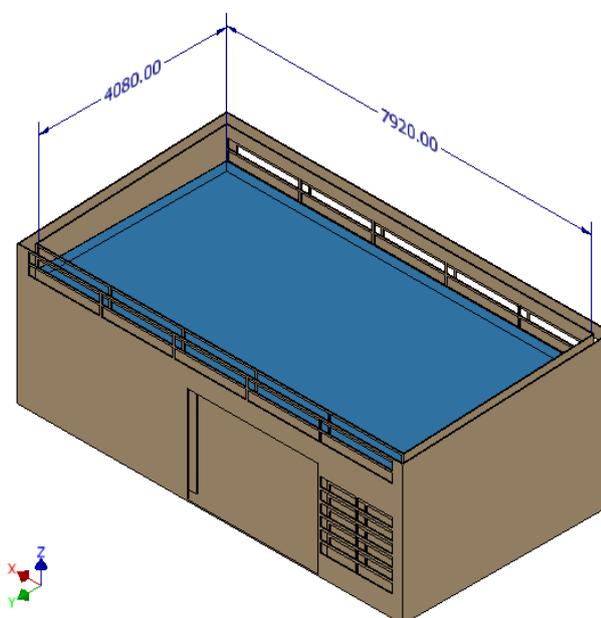


Figura 4.14 - Posicionamento e dimensões (em milímetros) para o tanque.

A superfície inferior do tanque (forro) funciona como uma superfície radiante, a partir da qual o calor é transferido para o ambiente interno via convecção e radiação. Por fim, é evidente que tais soluções não garantem o desempenho estrutural necessário. Esse problema pode ser solucionado a partir de armações metálicas ou em madeira, cujo desenvolvimento e testagem estão fora dos objetivos deste trabalho.

CAPÍTULO V

MODELAGEM MATEMÁTICA

Para o funcionamento do sistema evaporativo durante o dia, isto é, no período de resfriamento do ambiente interno, as taxas de transferência de calor foram computadas a cada *step* de tempo – de maneira similar à modelagem teórica de GOUDARZI e MOSTAFAEIPOUR (2017) e ESPARZA *et al.* (2018) -, admitindo-se o regime quase-estático para quatro subsistemas distintos:

- (1) Superfície externa da telha (aspergida);
- (2) Superfície interna da telha;
- (3) Lâmina d'água no interior do ático;
- (4) Superfície do forro.

Para cada um desses subsistemas, foi aplicada a Primeira Lei da Termodinâmica, representada pela equação 5.1 de balanço de energia.

$$\frac{dE_{sis}}{dt} = \sum \dot{q}_{sis} - \dot{W}_{sis} + \dot{m}_{ent}e_{ent} - \dot{m}_{sai}e_{sai} \quad (5.1)$$

Onde $\frac{dE_{sis}}{dt}$ é a taxa de variação da energia total do subsistema (W), $\sum \dot{q}_{sis}$ é o somatório de todas as taxas de transferência de calor que atravessam a fronteira do subsistema (W), \dot{W}_{sis} é o trabalho realizado pelo ou sobre o subsistema (W), \dot{m} é a vazão mássica que atravessa a fronteira do subsistema (kg/s) e e é o somatório da entalpia, energia cinética e potencial gravitacional da massa que atravessa a fronteira do subsistema (J/kg). Nos subsistemas específicos, o trabalho foi considerado nulo em todos os casos. Além disso, o termo de armazenamento de energia – dependente de $\frac{dE_{sis}}{dt}$ – só foi considerado para o subsistema lâmina d'água (3). A entrada e saída de massa, por sua vez, só foi considerada

também na lâmina d'água, em momentos onde ocorre a evaporação e, conseqüentemente, a reposição do volume evaporado.

Admitiu-se duas configurações de funcionamento durante o dia: i) ático fechado (seção 5.2) e ii) ático aberto (seção 5.3). Elas diferem em relação à abertura das esquadrias opacas do ático. Na configuração i), admite-se a não existência de evaporação, uma vez que não há circulação de ar e o ático tende a saturar. Na configuração ii), por sua vez, existe evaporação e convecção forçada nas duas superfícies internas ao ático, (2) e (3). Serão apresentadas algumas hipóteses iniciais acerca das modelagens diurna e noturna. As hipóteses específicas para cada parcela de transferência de calor serão detalhadas nos respectivos itens.

O telhado de uma única água apresenta, no modelo original, uma inclinação de $2,86^\circ$. Entretanto, para as modelagens de fluxo de calor, essa declividade foi desprezada, é os ganhos solares foram calculados para uma superfície horizontal. Portanto, a altura média do ático foi utilizada, aproximando-se o formato prismático trapezoidal real para um paralelepípedo.

Para todos os equacionamentos dos subsistemas (1) e (2), a telha de PVC real foi aproximada do modelo de telha teórico proposto por RORIZ (2007), cujo perfil geométrico foi tratado com detalhes em seu trabalho. A representação das telhas teórica e real está apresentada nas figuras 5.1 e 5.2, respectivamente. Embora as cotas de espessura não sejam iguais, admitiu-se a existência de semelhança geométrica entre ambas, o que é suficiente para a utilização das equações associadas aos ganhos solares apresentadas posteriormente (item 5.1.1).

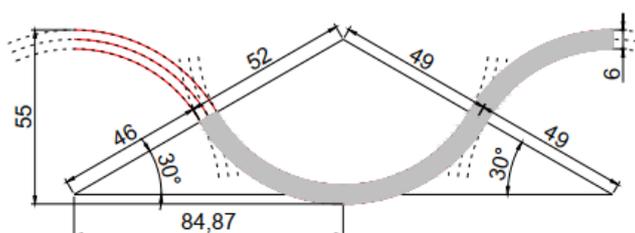


Figura 5.1 - Perfil da telha teórica utilizada, dimensões em milímetros. Fonte: RORIZ (2007).

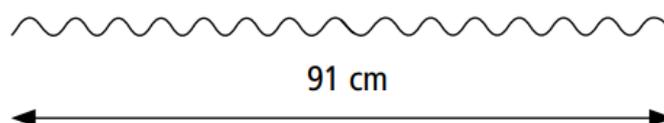


Figura 5.2 - Perfil da telha real. Fonte: DVG PRECON (2021).

Para o subsistema (1), foi admitida a hipótese inicial de que a temperatura superficial externa T_{se} pode ser aproximada da temperatura de película T_p , referente à película d'água formada pela aspersão, tal como RORIZ (2007). Os fluxos de calor sobre a superfície molhada são, naturalmente, dependentes de T_p – com exceção dos ganhos solares.

Para a lâmina d'água, subsistema (3), foi admitido o armazenamento quase-estático de energia térmica. Essa consideração é necessária, por estar diretamente associada à capacidade de resfriamento da massa de água em profundidades variadas. Além disso, a temperatura da água foi admitida como uniforme ao longo do eixo y , e os efeitos de advecção e condução nas direções horizontais foram desprezados, assim como na análise de SILVEIRA (1983). Dessa forma, a temperatura de lâmina (T_w) é aplicável a qualquer ponto⁴. Além disso, para os contornos na da lâmina (ático, paredes do tanque e forro), foi considerada apenas a condução na direção y , e as paredes do tanque foram consideradas adiabáticas. Matematicamente, essas hipóteses implicam na equação 5.2 (SILVEIRA, 1983):

$$\frac{\partial T_w}{\partial x} = \frac{\partial T_w}{\partial y} = \frac{\partial T_w}{\partial z} = 0 \quad (5.2)$$

Por fim, para todos os sistemas, considerou-se todos os fluxos de calor como positivos, isto é, calculados em função da diferença entre a temperatura do sistema vizinho e do sistema analisado. Dessa forma, o sentido real do fluxo fica estabelecido pelo sinal positivo (ganho de calor) ou negativo (perda de calor).

⁴ Essa hipótese foi comprovada experimentalmente por Ali (2007), para profundidades de lâmina d'água entre 0,2 e 0,6 m.

5.1. MODELAGEM DIURNA EM ÁTICO FECHADO

Os fluxos de calor para a modelagem diurna estão ilustrados nas figuras 5.3a, 5.3b, 5.3c e 5.3d, para os subsistemas (1), (2), (3) e (4), respectivamente.

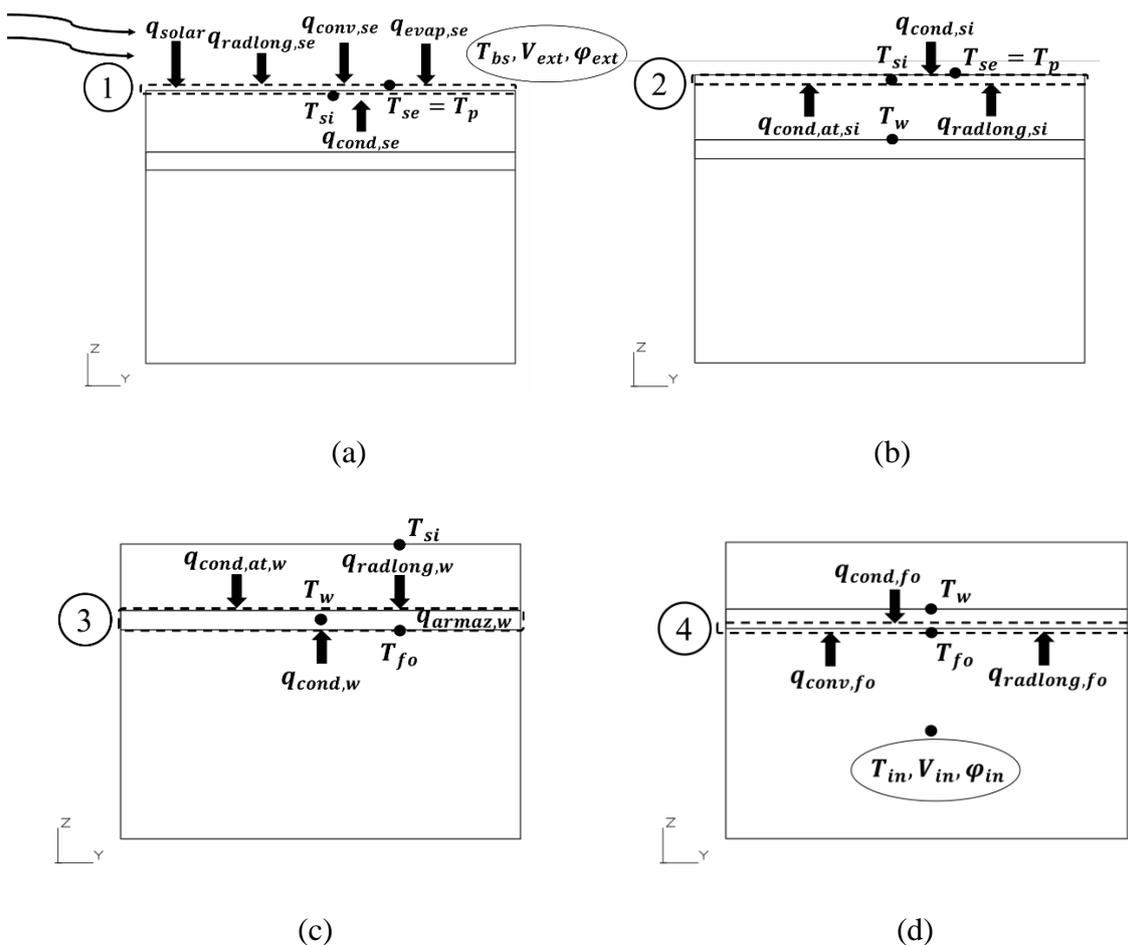


Figura 5.3 - (a) Fronteira do subsistema 1 (superfície externa); (b) Fronteira do subsistema 2 (superfície interna); (c) Fronteira do subsistema 3 (lâmina d'água); (d) Fronteira do subsistema 4 (superfície do forro).

5.1.1. Ganhos solares no subsistema (1)

Os ganhos solares podem ser essencialmente divididos em duas parcelas: ganhos por irradiação solar direta e ganhos por irradiação solar difusa. RORIZ (2007) fez um estudo detalhado do perfil de telha simplificado adotado neste trabalho, já descrito no início dessa

seção. Para o perfil ondulado, parte da radiação incidente sobre a telha sofre inter-reflexão, e pode ser novamente absorvida por outra parte da superfície, conforme a figura 5.4.

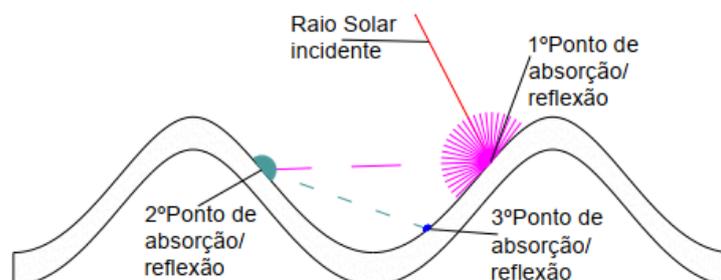


Figura 5.4 - Inter-reflexão entre as superfícies de uma telha ondulada. Fonte: RORIZ (2007).

RORIZ (2007) apresentou três informações importantes para esta modelagem:

- i) o autor mostrou geometricamente que não há aumento considerável na quantidade de energia absorvida por irradiação direta para a telha ondulada, quando comparada a uma superfície horizontal plana. Essa dedução é válida para comprimentos de telhado superiores a 2 metros.
- ii) para o perfil de telha especificado, concluiu que 19,2% da irradiação total (direta mais difusa) sofre inter-reflexão, isto é, reincide sobre a própria telha. Esse valor é aqui denominado de fator de inter-reflexão (F_{IR}).
- iii) deduziu a equação 5.3 para o cálculo da absorptância (α_2) – propriedade dependente da absorptividade do material e da geometria:

$$\alpha_2 = \sum_{i=0}^n \alpha_1 F_{IR}^i \rho_1^i \quad (5.3)$$

Onde α_1 é a absorptividade característica do material, ρ_1 é a reflectividade da superfície – igual a $(\alpha_1 - 1)$ –, i representa a i -ésima inter-reflexão considerada e n o número de inter-reflexões consideradas. As inter-reflexões seguintes à primeira – isto é, as

parcelas da série referentes $i \geq 2$ - não se mostraram relevantes para o valor final da absorptância (RORIZ, 2007).

O telhado de PVC em cor de marfim adotado neste trabalho teve sua absorptividade α_1 aproximada para o valor médio das absorptividades sugeridas por DORNELLES (2008) de uma superfície pintada com tinta marfim. Essa média fornece um valor de $\alpha_1 = 0,297$ e, portanto, $\rho_1 = 0,703$. Desse modo, a absorptância de uma superfície ondulada de cor marfim pode ser dada por:

$$\alpha_2 = \alpha_1 + \alpha_1 F_{IR} \rho_1 = 0,297 + (0,297)(0,192)(0,703) = \mathbf{0,337}$$

Com base na conclusão i), a taxa de transferência de calor por irradiação solar direta (W) foi, então, calculada pela equação 5.4:

$$\dot{q}_{dir} = I_{dir} \alpha_2 A_{telha} \quad (5.4)$$

Onde I_{dir} é a irradiação solar direta incidente sobre o plano horizontal (W/m²) e A_{telha} é simplesmente a projeção horizontal da telha sem os beirais (m²).

Por sua vez, a taxa de transferência de calor por irradiação difusa levou em conta o fato de que alguns pontos da telha ondulada não são atingidos pela irradiação difusa – proveniente de todas as direções da abóbada celeste. Tal como ilustra a figura 5.5, uma fração dessa radiação não é “enxergada” por esse ponto qualquer, representada pelas linhas vermelhas. Pode-se demonstrar que essa fração corresponde a F_{IR} , e, portanto, a parcela de radiação difusa efetivamente absorvida pelo ponto é igual a $(1 - F_{IR})$. Portanto, calculou-se a taxa de transferência de calor por irradiação difusa por meio da equação 5.5:

$$\dot{q}_{dif} = I_{dif} \alpha_2 (1 - F_{IR}) A_{telha} F_{ca} \quad (5.5)$$

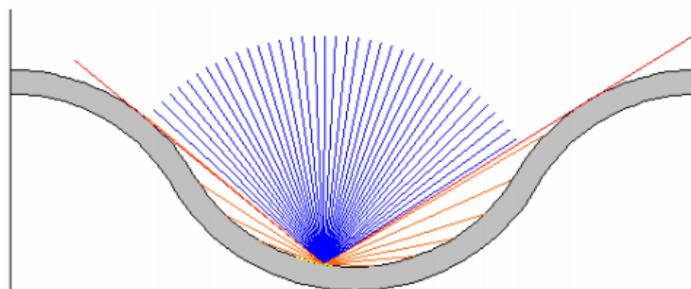


Figura 5.5 - Irradiação difusa incidente sobre um ponto qualquer da telha. Fonte: RORIZ (2007).

Onde F_{ca} é o fator de correção de área obtido por RORIZ (2007), tal que $F_{ca}=1,21$ e I_{dif} é a irradiação difusa incidente sobre a telha (W/m^2). Nota-se que, para a irradiação difusa, o fator de correção de área é necessário, pois toda a superfície da telha absorve radiação difusa ao longo de todo o período diurno. Logo, a aproximação para uma superfície plana não é válida nesse caso.

A taxa de transferência de calor por irradiação solar total (W) é dada pela equação 5.6:

$$\dot{q}_{solar,se} = \dot{q}_{dir} + \dot{q}_{dif} \quad (5.6)$$

5.1.2. Convecção no subsistema (1)

Para determinar a taxa de transferência de calor por convecção, avaliou-se a predominância de convecção natural ou forçada a partir dos parâmetros adimensionais Gr (número de Grashof – razão entre forças inerciais e forças de empuxo no fluido, equação 5.7), Pr (número de Prandtl – razão entre as difusividades de momento e de calor, equação 5.8), Ra (número de Rayleigh – produto entre o número de Grashof e o número de Prandtl, equação 5.9) e Re (número de Reynolds – razão entre forças inerciais e forças viscosas no fluido, equação 5.10). O subscrito “se” denota os parâmetros associados à superfície externa da telha. As propriedades do ar úmido foram calculadas para a temperatura de filme (equação 5.11), por meio das funções internas do EES (ver Apêndices II e III).

$$Gr_{se} = \frac{g\beta_{se}L_{se,n}^3(T_p - T_{bs})}{\nu_{se}^3} \quad (5.7)$$

$$Pr_{se} = \frac{c_{p,se}\mu_{se}}{k_{se}} \quad (5.8)$$

$$Re_{se} = \frac{V_{corr}L_{se,f}}{\nu_{se}} \quad (5.9)$$

$$Ra_{se} = Gr_{se}Pr_{se} \quad (5.10)$$

$$T_{filme,se} = \frac{T_p + T_{bs}}{2} \quad (5.11)$$

Onde g é a aceleração gravitacional (m/s^2), β_{se} é o coeficiente de expansão volumétrica do ar úmido⁵ à temperatura de filme (K^{-1}), $L_{se,f}$ é o comprimento característico para convecção forçada (m), $L_{se,n}$ é o comprimento característico para convecção natural (m) T_p é a temperatura média da película d'água ($^{\circ}C$), T_{bs} é a temperatura de bulbo seco ($^{\circ}C$), ν_{se} é a viscosidade cinemática do ar úmido (m^2/s), $c_{p,se}$ é o calor específico à pressão constante do ar úmido ($J/kg.K$), μ_{se} é a viscosidade dinâmica do ar úmido ($kg/m.s$), k_{se} é a condutividade térmica do ar úmido ($W/m.K$) e V_{corr} é a velocidade corrigida do ar (m/s).

Uma vez que a direção do ar que escoar sobre o telhado pode variar, não é razoável admitir o comprimento característico como uma das dimensões lineares do mesmo. O comprimento característico, portanto, calculado pela equação 5.12 (RORIZ, 2007). Já para a estimativa do número de Grashof, o comprimento característico foi aproximado ao recomendado por INCROPERA e DEWITT (2008) para convecção natural em uma placa plana, equação 5.13.

$$L_{se,f} = \sqrt{A_{telha}} \quad (5.12)$$

$$L_{se,n} = \frac{A_{telha}}{P_{telha}} \quad (5.13)$$

Onde P_{telha} é o perímetro da projeção horizontal da telha (m).

⁵ Para gases ideais, $\beta = 1/T$ para temperatura em escala absoluta (K).

A convecção natural e forçada pode acontecer simultaneamente. INCROPERA e DEWITT (2008) recomendam a avaliação da predominância entre os dois mecanismos via análise da razão $\frac{Gr}{Re^2}$. O valor dessa razão foi testado para o intervalo de velocidades do ar entre 0 e 10 m/s, conforme a figura 5.6. Verifica-se que a razão decai rapidamente e se aproxima de zero a partir de 1 m/s. Para $\frac{Gr}{Re^2} \ll 1$, é razoável desprezar a parcela de convecção natural e, uma vez que a média anual de velocidade do ar nas duas localidades é de 2,4 m/s, apenas a convecção forçada foi considerada.

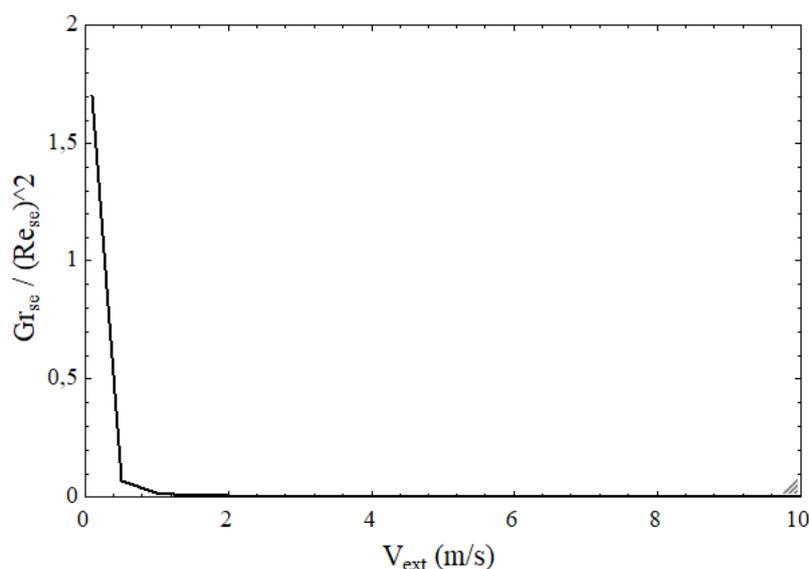


Figura 5.6 - Razão $\frac{Gr}{Re^2}$ em função da velocidade do ar sobre a telha.

Posta esta condição, utilizou-se a estimativa para escoamento turbulento ao longo de todo o comprimento característico para o cálculo do número de Nusselt médio ($\overline{Nu_{se}}$) (equação 5.14). Essa aproximação leva em conta o perfil irregular da telha em forma ondulada, para o qual não é possível, em tese, o desenvolvimento de camada limite em regime laminar ao longo de um comprimento considerável.

$$\overline{Nu_{se}} = 0,037 Re_{se}^{4/5} Pr_{se}^{1/3} \quad (5.14)$$

Estimou-se então o coeficiente médio de transferência de calor pela equação 5.15:

$$\bar{h}_{se} = \frac{\overline{Nu}_{se} k_{se}}{L_{se}} \quad (5.15)$$

Por fim, foi calculada a taxa de transferência de calor (W) pela lei do resfriamento de Newton (equação 5.16).

$$\dot{q}_{conv,se} = \bar{h}_{se} A_{telha} F_{ca} (T_{bs} - T_p) \quad (5.16)$$

5.1.3. Evaporação no subsistema (1)

A transferência de calor por evaporação de película deve ser expressiva, de forma a garantir a extração de uma parcela considerável da irradiação solar que seria hipoteticamente absorvida pelo telhado e conduzida para o ático e lâmina d'água. Para a modelagem seguinte, assumiu-se a hipótese de um telhado constantemente umedecido por fina película de água. Conforme já discutido, esse padrão de funcionamento pode ser garantido pelo sistema de controle presente no sistema de aspersão, que permite o funcionamento cíclico aspersão-evaporação através do monitoramento constante da temperatura superficial (CLIMATIZAÇÃO EVAFRIO, 2021). Dessa forma, admitiu-se que os períodos de telhado seco são breves o suficiente para serem desprezados. Além disso, conforme a descrição do fabricante supracitado, admitiu-se também que não existem excesso de água, de forma a dispensar o uso de calhas para recirculação⁶.

O modelo de evaporação utilizado na película foi utilizado por CHIASSON *et al.* (2000), e estima a taxa de evaporação por unidade de área $\dot{m}_{evap,p}$ (kg/m². s) de uma superfície molhada a partir da equação 5.17:

$$\dot{m}_{evap,p} = \bar{h}_{m,p} (\omega_{bs} - \omega_{p,sat}) \quad (5.17)$$

⁶ Para considerações sobre fluxo excedente de água sobre a telha, ver RORIZ (2007).

Onde $\bar{h}_{m,p}$ é o coeficiente médio de transferência de massa na película (kg/m². s), ω_{bs} é a umidade absoluta do ar úmido à temperatura de bulbo seco (kg/kg de ar seco) e $\omega_{p,sat}$ é a umidade absoluta do ar úmido saturado à temperatura de filme $T_{filme,se}$ (kg/kg de ar seco).

O cálculo do coeficiente de transferência de massa, por sua vez, foi calculado pela analogia das camadas-limite térmica e de transferência de massa. Essa relação (equação 5.18) pode ser estabelecida a partir do parâmetro adimensional de Lewis (Le_p) na película d'água:

$$Le_p = \frac{\alpha_p}{D_{va,p}} \quad (5.18)$$

Onde α_p é a difusividade térmica do ar úmido à temperatura de filme $T_{filme,se}$ (m²/s) e $D_{va,p}$ é o coeficiente de difusão binária do vapor no ar úmido (m²/s). De acordo com a ASHRAE (2009), o valor de $D_{va,p}$ para o vapor d'água no ar a 25°C e 101,325 kPa é de 25,5 mm²/s. Para temperaturas de filme variáveis, foi utilizada a equação 5.19, proposta por HALL e PRUPPACHER (1976), *apud* ANDREAS (2005):

$$D_{va,p} = 2,11 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T_{filme,se}}{T_0} \right)^{1,94} \left(\frac{P_0}{P_{atm}} \right) \quad (5.19)$$

Onde $T_0=273,15$ K é a temperatura de referência, $P_0=101,325$ kPa a pressão de referência e P_{atm} a pressão atmosférica (kPa). De acordo com o arquivo climático, a pressão atmosférica P_{atm} varia de $\pm 0,75\%$ ao longo do ano e, portanto, foi considerada constante e igual a 101,2 kPa em ambas as localidades.

A partir do coeficiente de difusão binária, $\bar{h}_{m,p}$ foi calculado pela analogia de Chilton-Colburn, equação 5.20 (CHIASSON *et al*, 2000):

$$\bar{h}_{m,p} = \frac{\bar{h}_{se}}{c_{p,se} Le_p^{2/3}} \quad (5.20)$$

Para a determinação da umidade absoluta de saturação $\omega_{p,sat}$ – cuja função não é interna ao EES - utilizou-se a relação empírica proposta pela ASHRAE (2009) para o cálculo da pressão de saturação do ar úmido $P_{v,sat}$ (Pa). De acordo com INCROPERA e DEWITT (2008), é razoável assumir o equilíbrio termodinâmico na interface entre um líquido em um gás. Também é razoável admitir que, nessa interface, o vapor transferido ao ar úmido encontra-se saturado e, portanto, a temperatura utilizada - em escala absoluta (K) - na equação é a da própria película, T_p (equação 5.21):

$$P_{v,sat} = \exp\left(\frac{C_8}{T_p} + C_9 + C_{10}T_p + C_{11}T_p^2 + C_{12}T_p^3 + C_{13} \ln T_p\right) \quad (5.21)$$

Onde as constantes valem: $C_8 = -5,8002206 \cdot 10^3$, $C_9 = 1,3914993 \cdot 10^0$, $C_{10} = -4,8640239 \cdot 10^{-2}$, $C_{11} = 4,1764768 \cdot 10^{-5}$, $C_{12} = -1,4452093 \cdot 10^{-8}$, $C_{13} = 6,5459673 \cdot 10^0$. Em função da pressão de saturação, o valor de $\omega_{p,sat}$ foi calculado segundo a equação 5.22 (ASHRAE, 2009):

$$\omega_{p,sat} = 0,62198 \left(\frac{P_{v,sat}}{P_{atm} - P_{v,sat}} \right) \quad (5.22)$$

A umidade absoluta ω_{bs} , por sua vez, foi determinada por função interna do EES, a partir da temperatura de bulbo seco T_{bs} e temperatura de ponto de orvalho T_{dew} disponíveis no arquivo climático. O valor da umidade absoluta pode ser extraído diretamente do arquivo climático, ou matematicamente – pela substituição de $\omega_{p,sat}$ e $P_{v,sat}$ por ω_{bs} e P_v (pressão de vapor à temperatura de bulbo seco) na equação 5.22.

De posse da taxa de evaporação por unidade de área $\dot{m}_{evap,p}$, a taxa de transferência de calor por evaporação foi computada em função do calor latente de vaporização da água

Δh_{H_2O} (J/kg), calculado através de função interna para cada temperatura de película T_p . Portanto, utilizou-se a equação 5.23:

$$\dot{q}_{evap,se} = \dot{m}_{evap,p} A_{telha} F_{ca} \Delta h_{H_2O} \quad (5.23)$$

5.1.4. Irradiação de ondas longas no subsistema (1)

A troca de calor radiante por ondas longas ocorre em função da diferença entre a temperatura superficial da telha (aproximadamente T_p) e a temperatura de céu ($T_{céu}$). As ondas de longo comprimento situam-se na região infravermelha do espectro eletromagnético, isto é, apresentam comprimento de onda entre 0,7 μm e 100 μm . Conforme já descrito pelo item 4.1.3, a modelagem envolve a aproximação de $T_{céu}$ a partir da emissividade de céu ($\varepsilon_{céu}$). Nesse sentido, a taxa de transferência de calor foi calculada pela equação 5.24:

$$\dot{q}_{radlong,se} = \varepsilon_{telha} \sigma (1 - F_{IR}) A_{telha} F_{ca} (T_{céu}^4 - T_p^4) \quad (5.24)$$

Onde ε_{telha} é a emissividade da telha e $\sigma = 5,6697 \cdot 10^{-8}$ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$). Para superfícies a temperaturas dentro do intervalo 250-320 K, os comprimentos de onda emitidos costumam variar entre 4-40 μm . A emissividade da telha foi aproximada para uma superfície branca à temperatura de aproximadamente 300 K, tal que $\varepsilon_{telha} = 0,90$ (INCROPERA; DEWITT, 2008). Além disso, observa-se que parte da radiação refletida para a atmosfera é reabsorvida pela telha ondulada, o que explica a presença do termo $(1 - F_{IR})$.

5.1.5. Condução entre os subsistemas (1) e (2)

Parte do calor absorvido pela radiação é conduzido ao ático através da telha. A condução foi considerada como unidimensional e aproximada ao modelo de parede plana,

de tal forma que o fluxo seja sempre perpendicular às superfícies externa e interna da telha ondulada. Dessa forma, o calor conduzido é função da temperatura da superfície interna (T_{si}), e foi calculada pela equação 5.25:

$$\dot{q}_{cond,se} = k_{telha} A_{telha} F_{ca} \frac{(T_{si} - T_p)}{L_{telha}} \quad (5.25)$$

Onde k_{telha} é a condutividade térmica da telha (W/m.°C), T_{si} é a temperatura da superfície interna da telha (°C) e L_{telha} é a espessura da telha (m).

Os fabricantes não fornecem o valor preciso da condutividade térmica das telhas de PVC, embora recomendem o uso de mantas térmicas sob as mesmas devido às pequenas espessuras nominais - entre 1 mm e 3,5 mm (ITEC, 2021; DVG PRECON, 2021). A condutividade térmica adotada foi o valor obtido experimentalmente por ETTAH *et al.* (2016), para os quais $k = 0,17$ W/m.°C. Não foi considerado o uso de manta térmica, em prol da viabilidade do telhado retrátil.

5.1.6. Balanço de energia no subsistema (1)

A partir das taxas calculadas para a superfície externa do telhado, o balanço geral admitiu regime permanente a cada *step* de tempo, e o balanço foi dado pela equação 5.26:

$$\dot{q}_{solar,se} + \dot{q}_{conv,se} + \dot{q}_{evap,se} + \dot{q}_{radlong,se} + \dot{q}_{cond,se} = 0 \quad (5.26)$$

5.1.7. Condução entre os subsistemas (2) e (1)

A taxa de transferência de calor por condução entre a superfície externa e interna da telha é, naturalmente, o negativo da taxa calculada na equação 5.25, isto é (equação 5.27):

$$\dot{q}_{cond,si} = -\dot{q}_{cond,telha} = k_{telha} A_{telha} F_{ca} \frac{(T_p - T_{si})}{L_{telha}} \quad (5.27)$$

5.1.8. Condução entre os subsistemas (2) e (3)

Conforme a figura 5.3, admitiu-se o ático como uma massa de ar úmido de dimensões conhecidas. Essa massa de ar é assumidamente mantida entre duas superfícies de temperaturas distintas: a superfície interna da telha a T_{si} e a superfície da lâmina d'água a T_w .

De acordo com INCROPERA e DEWITT (2008), é possível admitir que não há correntes de convecção livre em um fluido situado em uma cavidade duas superfícies a temperaturas distintas, contanto que a temperatura da superfície superior seja maior que a temperatura da superfície inferior. Em outras palavras, não há força de empuxo, dado que as camadas mais densas se posicionam naturalmente na região inferior. Matematicamente, essa condição impõe o valor médio do número de Nusselt como $\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = 1$ nas superfícies, de tal forma que $\bar{h} = k/L$ - independentemente do número de Rayleigh. A transferência de calor pelo meio fluido ocorre, portanto, via condução.

No caso analisado, a condição de $T_{si} > T_w$ é esperada ao longo da maior parte do dia, dada a exposição solar do telhado à irradiação solar e ao ar interior e a mais baixa temperatura da lâmina d'água em função das trocas radiantes noturnas (ver seção 5.2.4). Além disso, devido ao fechamento das esquadrias do ático durante a manhã e a presença dos beirais, as laterais do paralelepípedo foram admitidas como adiabáticas, de forma que não haja também o desenvolvimento de camadas limite de convecção natural nessas regiões.

Por fim, a partir do fechamento do telhado no início da manhã, admitiu-se o ático como um sistema fechado, isto é, sem transferência de massa com o ar externo. Essa condição permite estabelecer que, após a evaporação de certa massa de água, o volume de ar úmido permanece saturado ($\varphi_{at} = 1$), e a condutividade térmica do ar do ático foi determinada em função da temperatura média instantânea entre as duas superfícies, em °C (equação 5.28) (INCROPERA e DEWITT, 2008):

$$T_{at,fechado} = \frac{T_{si} + T_w}{2} \quad (5.28)$$

Estabelecidas as hipóteses anteriores, o mecanismo de transferência de calor através do fluido é simplesmente a condução unidimensional na direção vertical, de forma que o ar do ático foi tratado como uma parede plana. A taxa de transferência de calor entre o ar úmido do ático e a superfície interna da telha foi dada pela equação 5.29:

$$\dot{q}_{cond,at,si} = k_{at} A_{at} \frac{(T_{at,fechado} - T_{si})}{L_{at}} \quad (5.29)$$

Onde k_{at} é a condutividade térmica do ar úmido à temperatura $T_{at,fechado}$ (W/m.C), A_{at} é a área transversal do paralelepípedo que representa o ático (m²) e L_{at} é a altura média do ático (m).

5.1.9. Irradiação de ondas longas entre os subsistemas (2) e (3)

A diferença de temperaturas entre a superfície interna da telha e a superfície da lâmina d'água proporciona a troca radiante entre essas duas superfícies, fenômeno que não depende da temperatura ou propriedades intensivas do ar úmido do ático.

A troca radiante entre duas superfícies depende do fator de forma (*view factor*) F_{ij} , definido como a fração da radiação que deixa uma superfície i e é interceptada – mas não necessariamente absorvida – por uma superfície j ⁷. Em tese, o cálculo da transferência de calor entre duas superfícies quaisquer - assumidamente perpendiculares - não seria complexo. Ocorre que, ao passo que é possível admitir a superfície da água como aproximadamente plana – dado que não existem correntes de ar ou vibrações induzidas ao tanque -, a superfície interna da telha apresenta ondulações, o que agrega complexidade extra ao problema. Essa complexidade se deve ao fato de que o fator de forma depende dos ângulos

⁷ Observa-se que o fator de forma depende exclusivamente da geometria do problema proposto, isto é, independe das propriedades radiantes dos corpos envolvidos.

θ_i e θ_j entre as superfícies infinitesimais dA_i e dA_j e suas respectivas direções normais, bem como da distância r entre cada superfície infinitesimal, a partir da integração superficial (equação 5.30) (INCROPERA e DEWITT, 2008):

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\theta_i \cos\theta_j}{\pi r^2} dA_i dA_j \quad (5.30)$$

É evidente que soluções analíticas da equação 5.28 não estão disponíveis para quaisquer casos. Nesse sentido, a determinação do fator de forma para o presente caso foi efetuada indiretamente, com base no modelo de superfícies ilustrado na figura 5.7, e base nas relações do fator de forma apresentadas por ÇENGEL e GHAJAR (2012). Na figura 5.7, a superfície principal i é a superfície da lâmina d'água. As demais superfícies j , k , l e m são as superfícies laterais do ático cujas áreas são conhecidas.

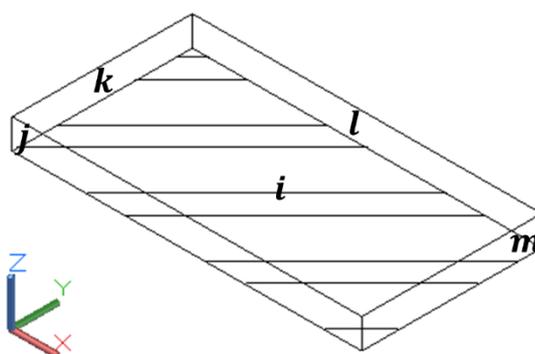


Figura 5.7 - Modelo de superfícies para determinação do fator de forma.

Admitindo-se todas as superfícies como planas, é possível determinar os fatores de forma analiticamente através da equação apresentada por INCROPERA e DEWITT (2008) para duas superfícies tridimensionais perpendiculares entre si e com uma aresta comum. Para o caso da troca radiante entre as superfícies i (lâmina d'água) e j (empena da faxada frontal), aplica-se a equação 5.31:

$$F_{ij} = \frac{1}{\pi W} \left(W t g^{-1} \frac{1}{W} + H t g^{-1} \frac{1}{H} - (H^2 + W^2)^{\frac{1}{2}} t g^{-1} \frac{1}{(H^2 + W^2)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{(1+W^2)(1+H^2)}{1+W^2+H^2} \left[\frac{W^2(1+W^2+H^2)}{(1+W^2)(W^2+H^2)} \right]^{W^2} \left[\frac{H^2(1+H^2+W^2)}{(1+H^2)(H^2+W^2)} \right]^{H^2} \right\} \right) \quad (5.31)$$

Onde $W = Y/X$ (razão entre o comprimento de i e a dimensão da aresta comum entre i e j) e $H = Z/X$ (razão entre a comprimento de j e a dimensão da aresta comum entre i e j). Para este trabalho, os fatores de forma F_{ij} , F_{ik} , F_{il} e F_{im} foram calculados através da função interna do EES, que utiliza como argumentos as dimensões das superfícies. De acordo com ÇENGEL e GHAJAR (2012), para uma cavidade fechada, é válida a regra do somatório, uma vez que toda a radiação teoricamente emitida por i seria interceptada pelas demais superfícies dentro do ático. Nesse sentido, é válida a equação 5.32:

$$F_{w,si} = 1 - F_{ij} - F_{ik} - F_{il} - F_{im} \quad (5.32)$$

Onde $F_{w,si}$ é a parcela de radiação que deixa a superfície da lâmina d'água e é interceptada pela superfície interna da telha, e os demais fatores correspondem à relação entre a lâmina e as paredes do ático. Por fim, através da regra da reciprocidade, é válida a equação 5.33:

$$F_{si,w} = \left(\frac{A_{si}}{A_w} \right) F_{w,si} \quad (5.33)$$

Onde $F_{si,w}$ é a parcela de radiação que deixa a superfície interna da telha e é interceptada pela lâmina, A_w é a área da superfície da lâmina d'água (m^2) e $A_{si} = A_{telha} F_{ca}$ é a área corrigida da superfície interna (m^2). Observa-se a subtração do termo $F_{IR}=0,192$, referente à parcela absorvida pela própria telha em função das ondulações – conforme mencionado no item 5.1.1. Para efeito de comparação, os valores calculados foram $F_{w,si}=0,7863$ e $F_{si,w}=0,6499$. Observa-se que a radiação emitida pela telha ondulada tende a assumir as direções adjacentes, de forma que 35 % da mesma é interceptada pelas paredes.

De acordo com ÇENGEL e GHAJAR (2012), é razoável considerar a hipótese da superfície cinza quando a diferença de temperatura entre o emissor e o absorvedor de radiação não ultrapassa a ordem de centenas de graus. Essa hipótese sugere que a emissividade espectral e a absorptividade espectral são iguais, e são simultaneamente independentes do comprimento de onda. Dessa forma, a superfície interna da telha e a superfície da lâmina podem se aproximar de superfícies cinzas difusas (cuja intensidade de radiação independe da direção). Essa igualdade é consequência da Lei de Kirchoff.

INCROPERA e DEWITT (2008) afirmam que um líquido ou sólido semitransparente – como o caso da lâmina d'água - absorve volumetricamente a radiação ao longo de sua profundidade⁸. Uma vez que a Lei de Kirchoff permanece válida para esses meios, os efeitos da profundidade foram desprezados, e admitiu-se $\varepsilon_w = \alpha_w = 0,96$ para a região infravermelha do espectro (HAHNE; KLÜBBER, 1994).

As hipóteses anteriores permitiram tratar o ático como uma cavidade dentro da qual interagem duas superfícies cinzas difusas⁹. Para esse modelo, a taxa líquida de transferência de calor (W) entre a lâmina d'água e a superfície interna da telha pode ser estimada pela equação 5.34 (ÇENGEL; GHAJAR, 2012):

$$\dot{q}_{radlong,si} = \frac{\sigma(T_w^4 - T_{si}^4)}{\frac{1-\varepsilon_{si}}{\varepsilon_{si}A_{si}} + \frac{1}{A_{si}F_{si,w}} + \frac{1-\varepsilon_w}{\varepsilon_wA_w}} \quad (5.34)$$

Onde $\varepsilon_{si}=\alpha_{si}=0,90$ é a emissividade (igual à absorptividade para longos comprimentos de onda) da superfície interna da telha, e as temperaturas são aplicadas na escala absoluta (K).

⁸ A lei de Beer é um modelo matemático útil para aproximar a absorptividade volumétrica em gases, líquidos e sólidos semitransparentes, segundo a qual a absorptividade espectral diminui exponencialmente ao longo da profundidade do meio. Para este fim, pode-se consultar também HAHNE e KLÜBBER (1994).

⁹ Observa-se que, por estar exposta à irradiação solar, cujos comprimentos de onda são curtos ($0,2 \leq \lambda \leq 3,0 \mu\text{m}$), a superfície externa da telha não poderia ser considerada uma superfície cinza. E, de fato, $\varepsilon_{telha} \neq \alpha_1$, conforme discutido no item 5.1.1.

5.1.10. Balanço de energia no subsistema (2)

Em função das taxas calculadas, o balanço de energia na superfície interna da telha (equação 5.35) fornece:

$$\dot{q}_{cond,si} + \dot{q}_{cond,at,si} + \dot{q}_{radlong,si} = 0 \quad (5.35)$$

5.1.11. Irradiação de ondas longas entre os subsistemas (3) e (2)

Em concordância com a discussão do item 5.1.9, a troca radiante entre a superfície interna da telha e lâmina d'água (W) é o negativo de $q_{radlong,si}$ (equação 5.36):

$$\dot{q}_{radlong,w} = -\dot{q}_{radlong,si} = \frac{\sigma(T_{si}^4 - T_w^4)}{\frac{1-\epsilon_w}{\epsilon_w A_w} + \frac{1}{A_w F_{w,si}} + \frac{1-\epsilon_{si}}{\epsilon_{si} A_{si}}} \quad (5.36)$$

Onde as temperaturas são aplicadas em escala absoluta (K).

5.1.12. Condução entre os subsistemas (3) e (2)

A condução de calor (W) para a lâmina d'água através do ar úmido do ático foi efetuada de maneira semelhante ao item 5.1.7 (equação 5.37):

$$\dot{q}_{cond,at,w} = k_{at} A_{at} \frac{(T_{at} - T_w)}{L_{at}} \quad (5.37)$$

5.1.13. Condução entre os subsistemas (3) e (4)

Conforme explicitado nas hipóteses iniciais dessa seção, a temperatura de lâmina T_w foi considerada uniforme em todo o volume de água. Dessa forma, conhecida a temperatura

da água, a taxa de transferência de calor por condução (W) através do forro depende da temperatura da superfície do forro (T_{fo}), e foi calculada pela equação 5.38:

$$\dot{q}_{cond,w} = \frac{(T_{fo} - T_w)}{\frac{L_{fo}}{k_{fo}A_w} + \frac{L_{ved}}{k_{ved}A_w}} \quad (5.38)$$

Onde L_{fo} é a espessura do forro (m), k_{fo} é a condutividade térmica do forro (W/m.°C), L_{ved} é a espessura da vedação no fundo do tanque (m) e k_{ved} é a condutividade térmica da vedação (W/m.°C).

De acordo com MORISHITA *et al.* (2010), o PVC é um material de uso comum em coberturas, usualmente em conjunto com telhas cerâmicas e fibrocimento, e camadas de ar. Portanto, assim como no caso das telhas, a condutividade térmica admitida para o forro foi de 0,17 W/m.°C, e a espessura utilizada foi de 10 mm, conforme o catálogo de MORISHITA *et al.* (2010). Aqui, a aplicação desse material também depende de uma boa vedação entre o tanque e o forro propriamente dito, o que pode ser obtido por chapas finas de metal resistente à corrosão - como o aço inoxidável - instaladas ao fundo do tanque.

A resistência térmica associada a uma chapa de 1 mm aço inoxidável AISI 302 ($k_{ved} = 15,1$ W/m.°C) foi avaliada pelo algoritmo, e se mostrou bastante inferior à do forro de PVC. Especificamente, $R_{fo} = 0,00182$ °C/W e $R_{ved} = 0,00000205$ °C/W, de forma que a segunda parcela do denominador da equação pode ser desprezada para espessuras de chapa de entre 1 e 5 mm, com erro inferior a 0,5 % na taxa de transferência de calor final. Esse argumento é útil por garantir que a vedação proposta não afeta significativamente o desempenho do forro, apesar de ser inevitável do ponto de vista técnico.

Uma vez que a maioria dos autores utiliza o aço galvanizado para o fundo do tanque, foi realizada uma comparação de desempenho entre a primeira solução descrita (PVC + vedação em aço inoxidável) e o uso de chapas superpostas de aço galvanizado (3 x 3 mm + 2 mm), de forma atingir a mesma espessura total.

Qualquer influência extra de uma possível estrutura sobre a transferência de calor foi desprezada na modelagem matemática.

5.1.14. Armazenamento de energia no subsistema (3)

O armazenamento de energia na lâmina d'água (W) foi calculado a partir da equação 5.39:

$$\dot{q}_{armaz,w} = \rho_w c_{p,w} \mathcal{V}_w \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (5.39)$$

Onde ρ_w é a massa específica da água (kg/m³), $c_{p,w}$ é o calor específico à pressão constante da água (J/kg.C), \mathcal{V}_w é o volume total de água no teto (m³) e $\frac{\partial T_w}{\partial t}$ é a taxa de variação da temperatura em relação ao tempo (°C/s). Uma vez que as derivadas espaciais da temperatura foram consideradas nulas, a derivada parcial $\frac{\partial T_w}{\partial t}$ pode ser escrita como $\frac{dT_w}{dt}$, como será escrita desse ponto em diante.

5.1.15. Balanço de energia no subsistema (3)

O balanço de energia na lâmina d'água foi feito a partir da equação 5.40:

$$\dot{q}_{armaz,w} = \dot{q}_{radlong,w} + \dot{q}_{cond,at,w} + \dot{q}_{cond,w} \quad (5.40)$$

5.1.16. Condução entre os subsistemas (4) e (3)

O calor conduzido a partir do forro (W) foi calculado como o negativo de $\dot{q}_{cond,w}$ estimado no item 5.1.13 (equação 5.41):

$$\dot{q}_{cond,fo} = -\dot{q}_{cond,w} = \frac{(T_w - T_{fo})}{\frac{L_{fo}}{k_{fo}A_w} + \frac{L_{ved}}{k_{ved}A_w}} \quad (5.41)$$

5.1.17. Resfriamento radiante no subsistema (4)

Neste item e no item seguinte serão abordados os mecanismos de transferência de calor entre um recinto e uma superfície de temperatura média conhecida, exposta a um ambiente fechado a dada temperatura interna. O primeiro se refere à radiação de ondas longas, e o segundo, à convecção associada ao ar interior.

A transferência de calor radiante entre uma superfície e um espaço de ar confinado não é de simples determinação. A rigor, depende do tipo de construção, padrões de ocupação e variáveis internas, entre outros parâmetros (RORIZ, 2007). No entanto, uma vez que muitas tecnologias de refrigeração têm agregado painéis radiantes como componentes chave, é possível utilizar resultados recentes para uma aproximação razoável da capacidade de resfriamento do forro em relação ao ambiente interno da construção.

RHEE *et al.* (2017) reuniram em sua revisão bibliográfica algumas equações referentes a painéis radiantes de teto, paredes e piso. No que se refere à troca radiante, o coeficiente médio de transferência de calor por radiação obtido pelos diversos estudos é de $\bar{h}_{radlong,fo} = 5,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, e será utilizado como referência neste trabalho. A partir do uso do coeficiente médio, a função da troca radiante – geralmente função da quarta potência das temperaturas – pode ser linearizada. Nesse sentido, a taxa de transferência de calor entre o recinto e o forro (W) foi calculada pela equação 5.42:

$$\dot{q}_{radlong,fo} = \bar{h}_{radlong,fo} A_{fo} (T_{in} - T_{fo}) \quad (5.42)$$

Onde A_{fo} é a área do forro (m^2) - considerada igual à área do tanque A_w - e T_{in} é a temperatura do ar interno ($^\circ\text{C}$). Para a temperatura interna de conforto, admitiu-se valor variável em função da equação de conforto adaptativo utilizada por KRÜGER *et al.* (2010), que a relaciona com a temperatura de bulbo seco pela equação 5.43:

$$T_{in} = 0,31T_{bs} + 17,8 \quad (5.43)$$

A adoção da equação 5.43 visou a representação mais realista da temperatura interna, assumindo-se o controle a partir de outras estratégias passivas associadas à construção, sem que essa temperatura se desvie de valores adequados de conforto.

5.1.18. Resfriamento convectivo no subsistema (4)

O segundo mecanismo de transferência de calor entre a superfície do forro e o ambiente interno é a convecção. O seu tratamento, no entanto, não pode ser simplificado através de um coeficiente médio, uma vez que estes tem variado entre 0,3 e 6,5 W/m².C nos recentes estudos (RHEE *et al.*, 2017). Esse intervalo extenso é função da dependência da geometria de instalação, pois a colocação de painéis radiantes no piso, paredes ou teto define características bastante específicas para a formação das camadas-limite térmicas. Nesse sentido, foi necessário aproximar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, com base no fluxograma da figura 5.8. O subscrito “fo” denota os parâmetros calculados para o ar interno na superfície do forro. As equações 5.44, 5.45, 5.46, 5.47, 5.48 e 5.49 foram discutidas em detalhes por INCROPERA e DEWITT (2008).

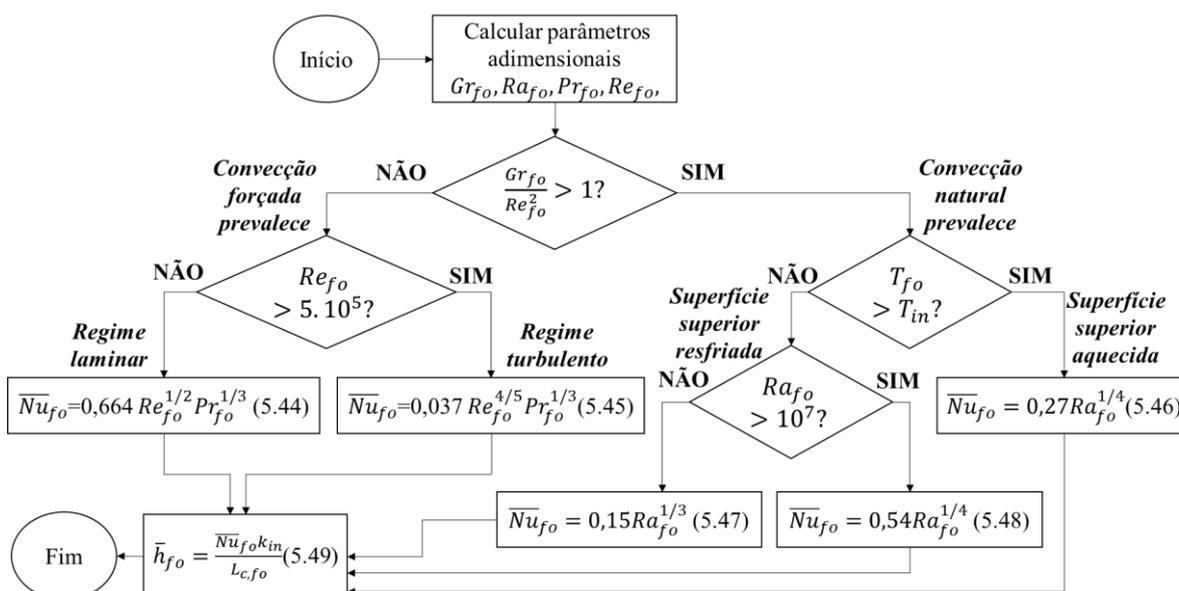


Figura 5.8 - Fluxograma para cálculo do coeficiente convectivo médio.

Na figura 5.8, L_{cfo} corresponde ao comprimento característico do forro (m) e k_{in} , a condutividade térmica do ar interior na temperatura de filme ($W/m \cdot ^\circ C$). Quando em convecção natural, o comprimento é calculado pela equação (5.12), e pela equação (5.13) em caso de convecção forçada.

A primeira condicional se refere à prevalência de convecção natural ou forçada, via avaliação da razão $\left(\frac{Gr}{Re^2}\right)$. Em uma análise prática, essa seleção depende da velocidade instantânea do ar interior. De acordo com a ASHRAE (2009), o percentual de insatisfação humana com relação à velocidade do ar pode variar segundo o gráfico da figura 5.9.

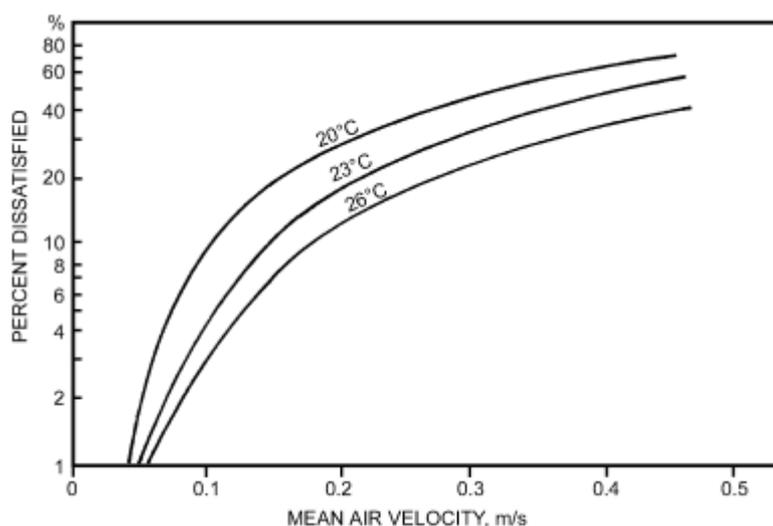


Figura 5.9 - Percentual de pessoas insatisfeitas em função da velocidade média do ar.

Fonte: ASHRAE (2009).

A partir do gráfico, é possível concluir que, para um percentual de pessoas desconfortáveis inferior a 10 % a uma temperatura média de 25 °C, as velocidades adequadas são inferiores a 0,20 m/s. A norma NBR 16.401-2 (ABNT, 2008), atual referência para decisões acerca de conforto térmico no Brasil, utiliza as recomendações da ASHRAE¹⁰. Esse valor foi, portanto, utilizado como referência para a velocidade interna média.

¹⁰ Atualmente, a NBR 16.401-2 (ABNT, 2008) está em processo de revisão. LAMBERTS *et al.* (2021) pontua a sua inadequação às novas tecnologias de condicionamento artificial e circulação de ar. Para mais detalhes sobre a revisão, acessar: <https://labeee.ufsc.br/node/808>.

De acordo com RHEE *et al.* (2017), superfícies radiantes costumam depender fortemente de ventilação acoplada, uma vez que, isoladamente, não promovem circulação suficiente de ar no recinto. Por outro lado, a determinação do campo de velocidades do ar no interior do recinto exige técnicas computacionais aplicadas à fluidodinâmica, e costumam ter seus resultados dependentes do modelo de turbulência empregado (GUO *et al.*, 2015; ZHANG *et al.*, 2020). Esse nível de detalhamento está evidentemente fora do escopo deste trabalho.

Ainda assim, analisou-se o efeito teórico da velocidade do ar interior sobre o potencial de resfriamento. A velocidade de 0,5 m/s pode ser considerada como valor limite de conforto interno e, desde que ocorra sem turbulência, proporciona 15 % de insatisfação dos ocupantes (ASHRAE, 2009). Além disso, avaliou-se o efeito da ventilação direta de esquadrias abertas e alinhadas com a superfície do forro.

5.2. MODELAGEM NOTURNA

Para a configuração noturna de troca radiante, por sua vez, foram admitidos os subsistemas (3) e (4) para análise, porém assumindo-se o telhado aberto e, conseqüentemente, a lâmina d'água exposta ao ar externo. Nesse sentido, serão detalhados os fluxos de calor referentes ao período noturno (figura 5.10), juntamente com as hipóteses admitidas.

O equacionamento aplicado à superfície do forro durante a noite - subsistema (4) - seguiu exatamente o mesmo procedimento descrito nos itens 5.1.16, 5.1.17 e 5.1.18, e será, portanto, omitido.

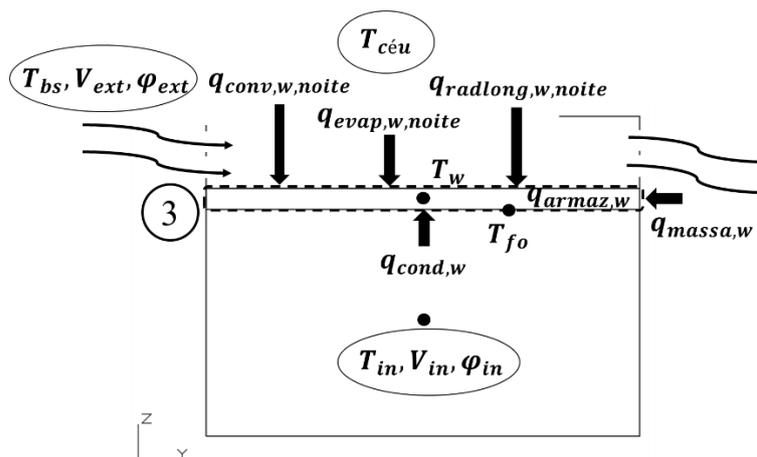


Figura 5.10 - Fronteira do sistema 3 (lâmina d'água) em modelagem noturna.

5.2.1. Convecção no subsistema (3)

O efeito da convecção sobre a lâmina d'água pressupõe a abertura das esquadrias durante o período noturno, de tal forma que haja escoamento ao longo da superfície líquida. O mecanismo de transferência de calor predominante é a convecção forçada, conforme discutido no item 5.1.2. O diferencial dessa abordagem é o fato de que o escoamento é naturalmente conduzido de forma aproximadamente unidimensional através do ático conforme a figura 5.10, isto é, tem o eixo y como direção preferencial. Essa imposição garante que o comprimento característico adotado seja simplesmente o comprimento do tanque.

De maneira semelhante ao item 5.1.2, a partir da temperatura de filme expressa na equação 5.50, os parâmetros adimensionais de Reynolds (equação 5.51) e Prandtl (equação 5.52) relacionados à convecção forçada foram calculados:

$$T_{filme,w} = \frac{T_w + T_{bs}}{2} \quad (5.50)$$

$$Re_w = \frac{V_{corr,y} L_{c,w}}{\nu_w} \quad (5.51)$$

$$Pr_w = \frac{c_{p,w} \mu_w}{k_w} \quad (5.52)$$

Onde ν_w é a viscosidade cinemática do ar úmido (m^2/s), $c_{p,w}$ é o calor específico à pressão constante do ar úmido ($J/kg \cdot ^\circ C$), μ_w é a viscosidade dinâmica do ar úmido ($kg \cdot m/s$) e k_w é a condutividade térmica do ar úmido ($W/m \cdot ^\circ C$).

Para definir o regime de escoamento, calculou-se o valor crítico da dimensão y , isto é, o ponto onde a camada-limite sofre transição entre o regime laminar e o regime turbulento¹¹. Para valores de $y_{cr} < 0,95L_{c,w}$, foi admitido o regime de camada limite mista, para o qual o número de Nusselt médio pode ser estimado pela equação 5.53. Caso ocorra a condição de $y_{cr} > 0,95L_{c,w}$, o escoamento pode ser aproximado para o regime laminar, e a equação 5.54 foi aplicada para aquele fim. O coeficiente convectivo médio pode ser então estimado pela equação 5.55 (INCROPERA; DEWITT, 2008).

$$\overline{Nu_w} = (0,037Re_w^{\frac{4}{5}} - 871)Pr_w^{1/3} \quad (5.53)$$

$$\overline{Nu_w} = 0,664Re_w^{1/2}Pr_w^{1/3} \quad (5.54)$$

$$\bar{h}_w = \frac{\overline{Nu_w}k_w}{L_{c,w}} \quad (5.55)$$

Em função do número de Nusselt médio, a taxa de transferência de calor por convecção (W) foi estimada pela equação 5.56:

$$\dot{q}_{conv,w,noite} = \bar{h}_w A_w (T_{bs} - T_w) \quad (5.56)$$

5.2.2. Evaporação no subsistema (3)

O cálculo da taxa de evaporação na lâmina d'água utilizou as mesmas considerações já feitas para a evaporação na película da telha, descrita no item 5.1.3. Portanto, apenas serão apresentadas as equações utilizadas: parâmetro adimensional de

¹¹ O valor de y_{cr} é obtido através da imposição de $Re=5 \cdot 10^5$ na equação 5.48, tal que $y_{cr} = 500000\nu/V$ para escoamentos externos (INCROPERA; DEWITT, 2008).

Lewis (equação 5.57), coeficiente de difusão binária (m^2/s) (equação 5.58) coeficiente médio de transferência de massa (m^2/s) (equação 5.59), taxa de evaporação ($kg/m^2.s$) (equação 5.60), e taxa transferência de calor por evaporação (W) (equação 5.61).

$$Le_w = \frac{\alpha_w}{D_{va,w}} \quad (5.57)$$

$$D_{va,w} = 2,11 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T_{filme,w}}{T_0} \right)^{1,94} \left(\frac{P_0}{P_{atm}} \right) \quad (5.58)$$

$$\bar{h}_{m,w} = \frac{\bar{h}_w}{c_{p,w} Le_w^{2/3}} \quad (5.59)$$

$$\dot{m}_{evap,w} = \bar{h}_{m,w} (\omega_{bs} - \omega_{p,sat}) \quad (5.60)$$

$$\dot{q}_{evap,w,noite} = \dot{m}_{evap,w} A_w \Delta h_{H_2O} \quad (5.61)$$

Nesse ponto, foi calculada a taxa de evaporação horária, de forma que se tenha o volume de reposição periódica da água da lâmina. Os valores médios de evaporação noturna foram avaliados na seção de resultados.

5.2.3. Entrada de massa no subsistema (3)

Uma vez que se admitiu uma válvula de boia para realimentação da lâmina d'água, a entrada de água foi considerada permanente. A temperatura da água da rede de abastecimento foi aproximada da temperatura instantânea de bulbo úmido, e a taxa de transferência de calor relativa ao reabastecimento (W) foi calculada pela equação 5.62:

$$\dot{q}_{massa,w} = -\dot{m}_{evap,w} h_{w,Tbu} \quad (5.62)$$

Onde $h_{w,Tbu}$ é a entalpia da água líquida saturada à temperatura de bulbo úmido (J/kg), estimada por função interna.

5.2.4. Irradiação de ondas longas no subsistema (3)

A discussão trazida no item 4.1.3 - acerca da dependência da emissividade de céu para o cálculo da temperatura de céu e – foi determinante para o cálculo da taxa de transferência de calor por irradiação de ondas longas. Além disso, o raciocínio relacionado ao fator de forma (item 5.1.9) foi retomado, agora com base na presença das telhas que bloqueiam parte do céu visível ao fim do curso retrátil. Na figura 5.11, está ilustrado o modelo de superfícies utilizado para o cálculo do fator de forma, agora com a inserção da superfície n . Uma vez que essa superfície é assumidamente paralela à superfície da lâmina, utilizou-se a função interna do EES para o cálculo do fator de forma entre duas superfícies paralelas não alinhadas, mostrado na figura 5.12¹².

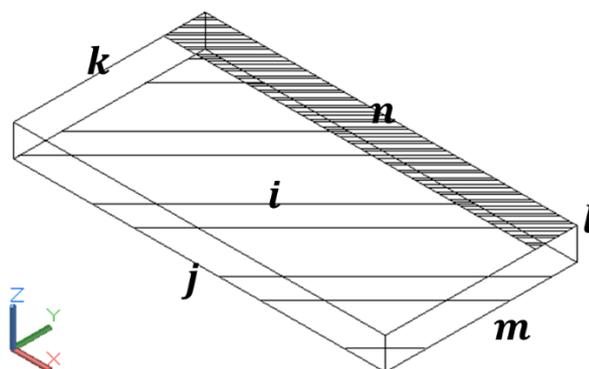


Figura 5.11 - Modelo de superfícies para telha retrátil aberta.

¹² As equações envolvendo os parâmetros geométricos da figura 5.12 são demasiadamente extensas, e sua apresentação na íntegra foje aos objetivos deste trabalho. Ela pode ser encontrada no catálogo desenvolvido por HOWELL (2010).

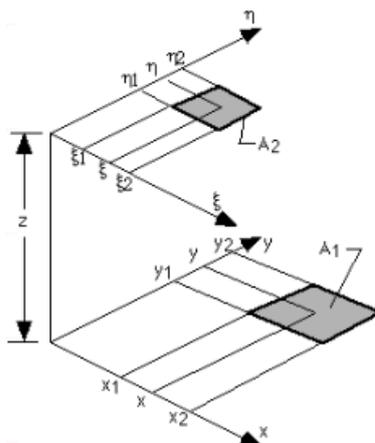


Figura 5.12 - Parâmetros geométricos para troca radiante entre superfícies retangulares paralelas não alinhadas. Fonte: HOWELL (2010).

De posse do fator de forma referente à superfície da telha fechada, a área exposição da lâmina d'água ao céu corresponde, naturalmente, ao espaço aberto sobre o ático, na forma da equação 5.63:

$$F_{w,céu} = 1 - F_{ij} - F_{ik} - F_{il} - F_{im} - F_{in} \quad (5.63)$$

Onde $F_{w,céu}$ é a parcela de radiação que deixa a superfície da lâmina e é interceptada pelo céu. Os novos valores obtidos foram $F_{in}=0,1475$ e $F_{w,céu}= 0,6388$. A influência da estrutura metálica fixa de suporte dos aspersores foi desprezada.

Uma vez que a superfície da lâmina enxerga o espaço aberto referente ao curso da telha retrátil, e a transferência de calor entre superfícies independe da distância, admitiu-se uma superfície teórica nesse espaço, de área $A_{céu}$. Logo, a taxa de transferência de calor por irradiação de ondas longas para o céu noturno (W) foi calculada pela equação 5.64:

$$\dot{q}_{radlong,w,noite} = \frac{\sigma(T_{céu}^4 - T_w^4)}{\frac{1-\varepsilon_w}{\varepsilon_w A_w} + \frac{1}{A_w F_{w,céu}} + \frac{1-\varepsilon_{céu}}{\varepsilon_{céu} A_{céu}}} \quad (5.64)$$

Onde a emissividade e temperatura de céu foram calculadas pelo método descrito no item 4.1.3, e as temperaturas são aplicadas em escala absoluta (K).

5.2.5. Balanço de energia no subsistema (3)

O balanço de energia na lâmina d'água, para o período noturno, foi efetuado pela equação 5.65:

$$\dot{q}_{conv,w,noite} + \dot{q}_{evap,w,noite} + \dot{q}_{radlong,w,noite} + \dot{q}_{cond,w} + \dot{q}_{massa,w} = 0 \quad (5.65)$$

Onde a parcela $q_{cond,w}$ foi calculada pela equação 5.38.

5.3. MODELAGEM DIURNA EM ÁTICO ABERTO

Para o caso de ático aberto, as parcelas de calor estão ilustradas na figura 5.13.

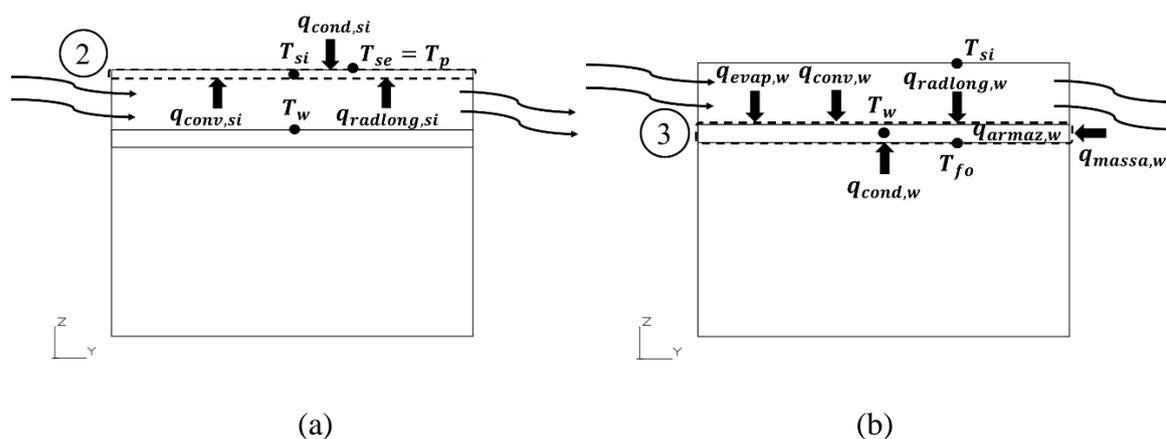


Figura 5.13 – Subsistemas (a) Fronteira do sistema 2 (superfície interna); (b) Fronteira do sistema 3 (lâmina d'água).

Para esse caso, considerou-se a convecção forçada nas superfícies da telha e da água, em função da componente y da velocidade corrigida do vento. Além disso, como não

há mais uma massa de ar estacionária, a condução unidimensional no ático foi desprezada. O cálculo de $\dot{q}_{conv,si}$ e $\dot{q}_{conv,w}$ seguiu o mesmo raciocínio mostrado na equação 5.56. Por sua vez, o cálculo de evaporação na lâmina e reposição de água utilizou as mesmas funções descritas pelas equações 5.61 e 5.62.

O ático, nesse caso, foi considerado um saturador adiabático, para o qual o ar de saída é resfriado até a temperatura de bulbo úmido. Dessa forma, para o cálculo da convecção e evaporação, a temperatura do ático (°C) foi estimada pela equação 5.66:

$$T_{at,aberto} = \frac{T_{bs} + T_{bu}}{2} \quad (5.66)$$

As propriedades do ar, por sua vez, foram determinadas para a temperatura de filme, isto é, a média entre as temperaturas superficiais e a temperatura do ático.

5.5. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

5.5.1. Fluxograma de cálculo

O fluxograma de cálculo pode ser verificado na figura 5.14. A entrada de dados foi dividida em três grupos. Os dados geométricos da Casa Nordeste foram obtidos pelo Manual produzido por NOME *et al.* (2021) – e simplificados ao modelo geométrico apresentado no item 4.2.1. As propriedades térmicas e radiantes dos materiais componentes do sistema combinado foram obtidos na literatura, conforme discutido ao longo da seção 5.1. Os dados climáticos foram obtidos por arquivos do INMET e processados pelo MATLAB, conforme discutido na seção 4.2. Após o processamento dos dados, o cálculo dos fluxos de energia na construção foi efetuado para as 8760 horas do ano, através do algoritmo encontrado no Apêndice IV.

As sub-rotinas foram desenvolvidas como códigos do EES. Cada uma delas calcula determinada taxa de transferência de calor específica, em função dos dados geométricos e

propriedades dos sistemas associados (telhado, lâmina d'água e forro). Os códigos de cada sub-rotina estão disponíveis no Apêndice III.

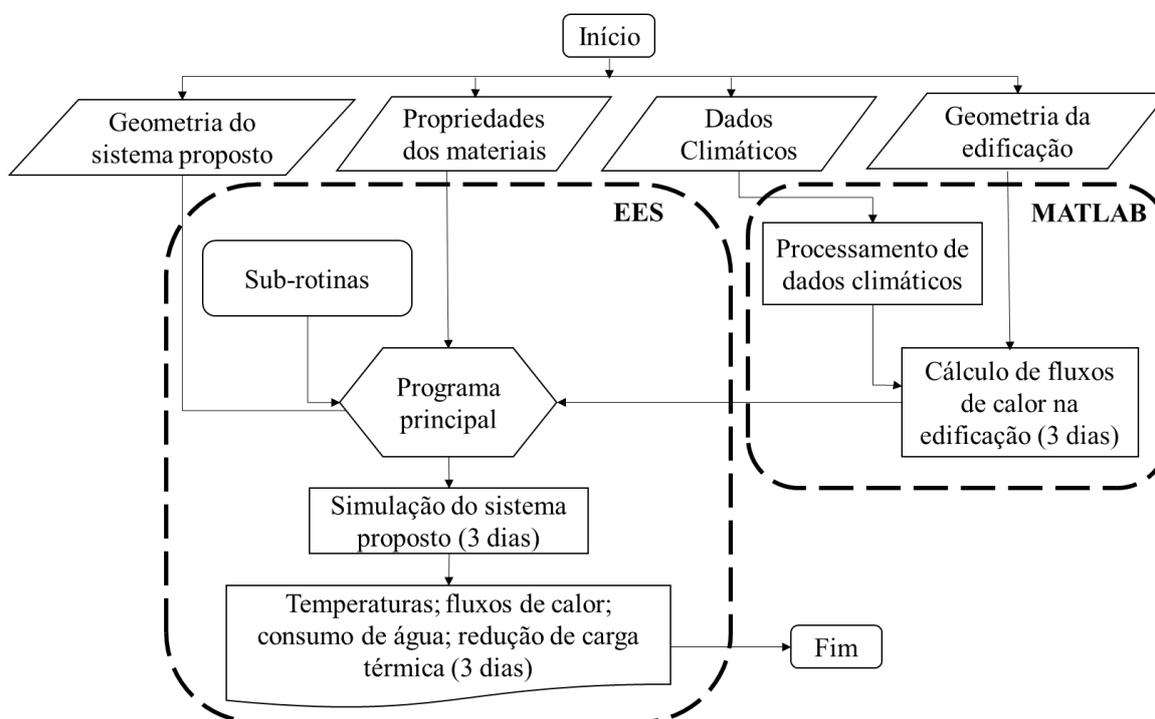


Figura 5.14 - Fluxograma de cálculo.

De acordo com KLEIN e NELLIS (2012), a partir de técnicas numéricas apropriadas, é possível resolver grupos de n equações compostas por n variáveis, ainda que essas equações se apresentem de forma não-linear. O EES, diferentemente das linguagens tradicionais de programação - como Fortran e Pascal – trabalha com técnicas de iteração numérica. Nesse sentido, a partir da entrada de dados tabelados e sub-rotinas, o programa principal desenvolvido no EES (Apêndice II) foi capaz de resolver simultaneamente as equações de forma quase-estática. As equações diferenciais de armazenamento de calor na lâmina d'água foram resolvidas discretamente pelo método integrativo de segunda ordem de Crank-Nicholson¹³, conforme a equação 5.67:

¹³ SABZI *et al.* (2015) obtiveram percentual de erro de 10,5 % em relação aos dados experimentais, ao utilizar um método de Euler (integrativo de primeira ordem) na solução das equações diferenciais para um teto-reservatório aberto. É possível inferir, portanto, que a aplicação do método de Crank-Nicholson seja desejável para melhor qualidade da solução.

$$T_{j+1} = T_j + \left(\left[\frac{dT}{dt} \right]_j + \left[\frac{dT}{dt} \right]_{j+1} \right) \frac{\Delta t}{2} \quad (5.67)$$

Onde T_j é a temperatura instantânea no *step* j (°C), T_{j+1} é a temperatura no *step* seguinte (°C) e Δt é o intervalo de tempo entre os *steps*. De acordo com KLEIN e NELLIS (2012), esse método numérico mantém-se estável ainda que os intervalos de tempo entre os *steps* sejam longos, uma vez que o valor seguinte da variável de interesse (T_{j+1}) depende implicitamente dele próprio, através da derivada $\left[\frac{dT}{dt} \right]_{j+1}$.

5.5.2. Resumo dos dados de entrada

A tabela 5.1 explicita os dados de entrada inseridos no programa principal – com exceção dos dados climáticos.

Tabela 5.1 - Dados de entrada para modelagem do sistema proposto.

DADOS GEOMÉTRICOS	SÍMBOLO	VALOR
Comprimento da telha (m)	$Comp_{telha}$	4,08
Largura da telha (m)	$Larg_{telha}$	7,92
Comprimento da telha retrátil fechada (m)	$Comp_{ret}$	0,88
Comprimento da lâmina d'água (m)	$Comp_w$	4,08
Largura da lâmina d'água (m)	$Larg_w$	7,92
Profundidade da lâmina d'água (cm) (var.)*	$Prof$	10-20
Comprimento do ático (m)	$Comp_{at}$	4,08
Largura do ático (m)	$Larg_{at}$	7,92
Altura média do ático (m)	Alt_{at}	0,68
Comprimento do forro (m)	$Comp_{fo}$	4,08
Largura do forro (m)	$Larg_{fo}$	7,92
Espessura do forro (cm)	L_{fo}	1
Espessura da vedação (mm)	L_{ved}	1
PROPRIEDADES DOS MATERIAIS		
Absortividade da telha	α_{telha}	0,297
Emissividade da telha	ε_{telha}	0,90
Condutividade térmica da telha (W/m.°C)	k_{telha}	0,17
Condutividade térmica do forro (W/m.°C)	k_{fo}	0,17
Condutividade térmica da vedação (W/m.°C)	k_{ved}	15,1

CONDIÇÕES DO AR INTERNO		
Temperatura do ar interno (°C)	T_{in}	Eq. 5.40
Umidade do ar interno (%) (var.)*	φ_{in}	50-85
Velocidade do ar interno (m/s) (var.)*	V_{in}	0,2-0,5

*Parâmetros variados ao longo das análises.

CAPÍTULO VI

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados foram obtidos através do programa principal do EES (Apêndice I). As temperaturas em cada subsistema (1), (2), (3) e (4) foram detalhadas na seção 6.1, bem com alguns apontamentos acerca da temperatura da lâmina d'água. As médias dos fluxos de calor noturno foram discutidas na seção 6.2. *Os potenciais de resfriamento* (P_{resf}) e *razão de resfriamento passivo* (ρ_p) foram analisados na seção 6.3. Por fim, o consumo diário de água foi apresentado na seção 6.4. Para todas as análises, considerou-se os intervalos de 16 a 19 de fevereiro em João Pessoa, e de 16 a 19 de novembro em Quixeramobim.

6.1. ANÁLISE DE TEMPERATURAS

6.1.1. Temperaturas gerais

As figuras 6.1 (João Pessoa) e 6.2 (Quixeramobim) mostram a variação das temperaturas nas superfícies dos subsistemas (1), (2), (3) e (4) com ático fechado durante a manhã, juntamente com as temperaturas de bulbo seco (T_{bs}), interna (T_{in}) e temperatura de ponto de orvalho interna ($T_{dew,in}$) para umidade relativa interna constante de $\varphi_{in}=50\%$. O período de simulação (72 h), iniciado às 18 h (período noturno) do primeiro dia. A profundidade admitida foi de 0,10 m.

Observa-se que, em João Pessoa, as temperaturas de bulbo seco apresentam maior amplitude e menores valores máximos, oscilando entre 26 °C e 31 °C. Dessa forma, as temperaturas de conforto – calculadas segundo KRÜGER *et al.* (2016) – se situam no intervalo entre 25,3 °C e 27,3 °C. Já para Quixeramobim, a amplitude térmica é mais acentuada, com temperaturas de bulbo seco variantes entre 23,2 °C e 35,2 °C no período considerado, e a temperatura de conforto fica situada entre 25,0 °C e 28,7 °C. As temperaturas de conforto médias para cada cidade foram praticamente iguais: 26,36 °C para João Pessoa e 26,40 °C para Quixeramobim. Esse fato permite a comparação direta entre os

potenciais médios de resfriamento obtidos nas duas cidades mais adiante, visto que os mesmos seriam menos afetados diretamente pelas condições internas – e mais, pelas externas.

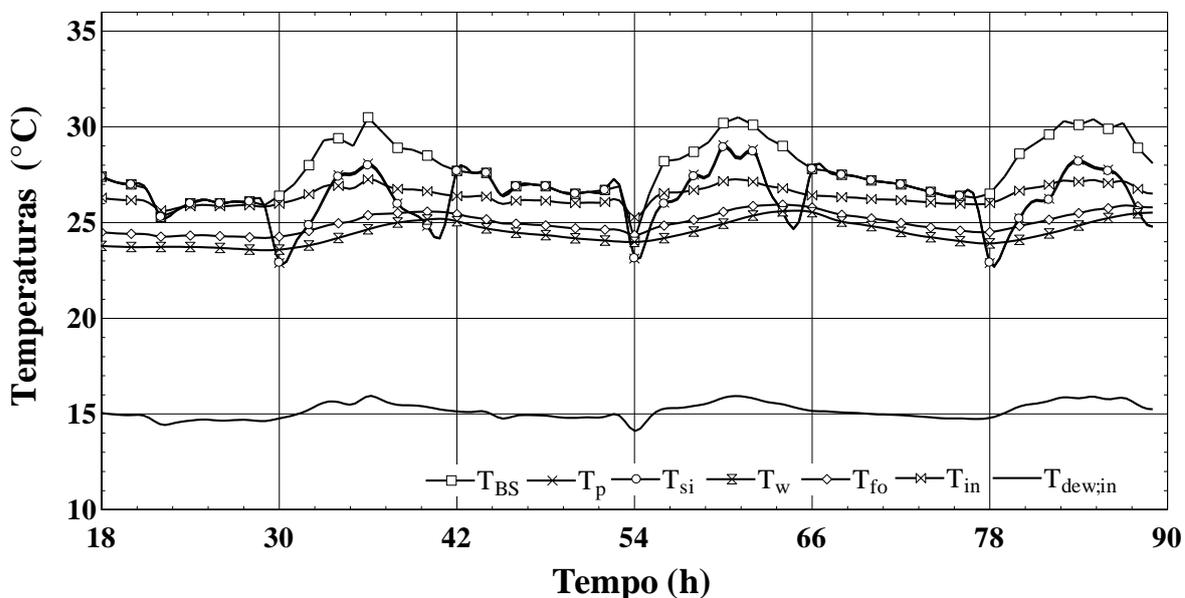


Figura 6.1 - Temperaturas gerais para João Pessoa (ático fechado).

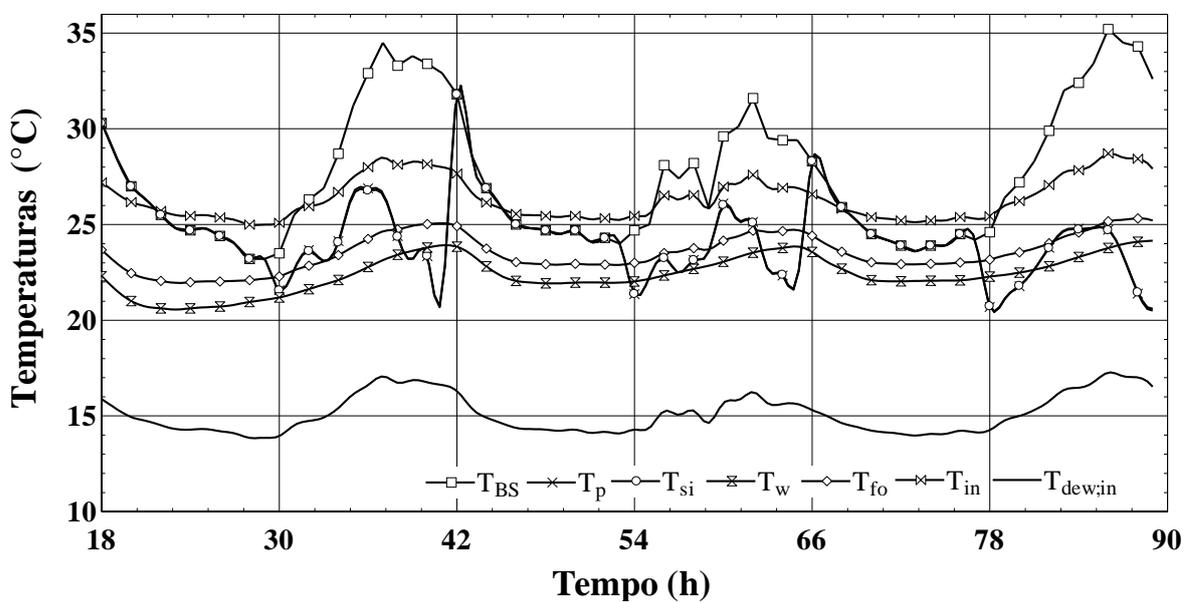


Figura 6.2 - Temperaturas gerais para Quixeramobim (ático fechado).

Para o período noturno, as temperaturas de película (T_p) e de superfície interna (T_{si}) são iguais as de bulbo seco, condição imposta na modelagem. Além disso, elas são bastante próximas devido à pequena espessura do PVC sem isolamento, e experimentam rápido decaimento no início das manhãs. Esse resultado foi obtido em função da hipótese de telhado aspergido ao longo de toda a manhã e tarde – mesmo em horários nos quais a incidência de radiação é baixa. Essa consideração é evidentemente uma limitação do modelo, dado que em uma situação real, a telha não dificilmente atingiria a temperatura limite de acionamento do controlador imediatamente no início da manhã.

Verifica-se ainda que as temperaturas de lâmina (T_w) oscilaram em torno de um valor médio, que para João Pessoa foi de 24,5 °C e para Quixeramobim, 22,4 °C. Maior amplitude foi observada para o clima semiárido da segunda localidade, uma vez que é possível verificar quedas de temperatura mais acentuadas no período da noite. Essa característica pode ser devida ao menor percentual de cobertura de nuvens e à mais baixa umidade (média de 55,6 % para o mês de novembro), inerentes ao semiárido. Especificamente, quanto maior o percentual de cobertura de nuvens, menor a temperatura de céu, o que tende a ampliar as trocas térmicas por irradiação de ondas longas à noite. Além disso, a taxa de evaporação é amplificada pela baixa umidade absoluta. Em João Pessoa, por sua vez, as temperaturas de bulbo seco tentem a ser mais amenas, e o local experimenta umidades mais elevadas (média de 70,9 % para o mês de fevereiro).

Como caso limite, pode-se considerar os resultados de temperatura de KHARRUFA e ADIL (2008). Para um teto reservatório sem cobertura, os autores obtiveram a temperatura mínima de 19 °C para a lâmina no clima árido do Iraque, durante o período noturno. Entretanto, uma vez que o estudo em questão não utilizou a proteção ou cobertura durante o dia, a temperatura máxima da água atingiu 35 °C – situação para a qual houve fluxo positivo de calor para o recinto a 34,5 °C.

6.1.2. Efeito da profundidade de lâmina

A fim de verificar o efeito da profundidade da lâmina sobre a variação de temperatura, foram plotados os gráficos das figuras 6.3 (João Pessoa) e 6.4 (Quixeramobim).

As seis temperaturas observadas em cada gráfico são divididas entre as duas configurações: ático fechado (fech.) e ático aberto (ab.).

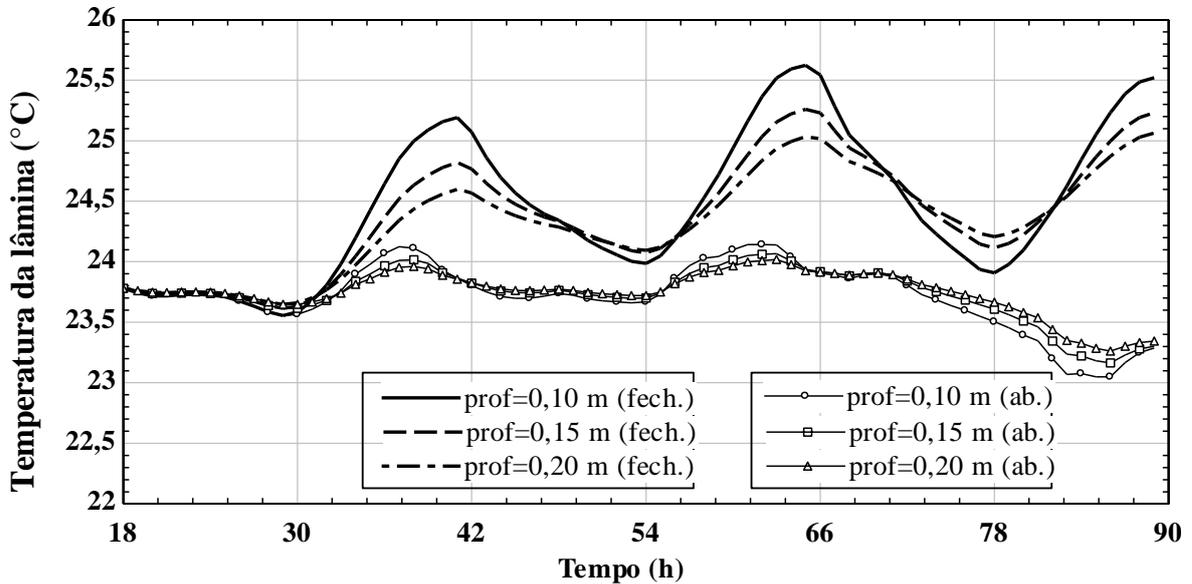


Figura 6.3 - Variação da temperatura de lâmina T_w em função da profundidade, em João Pessoa.

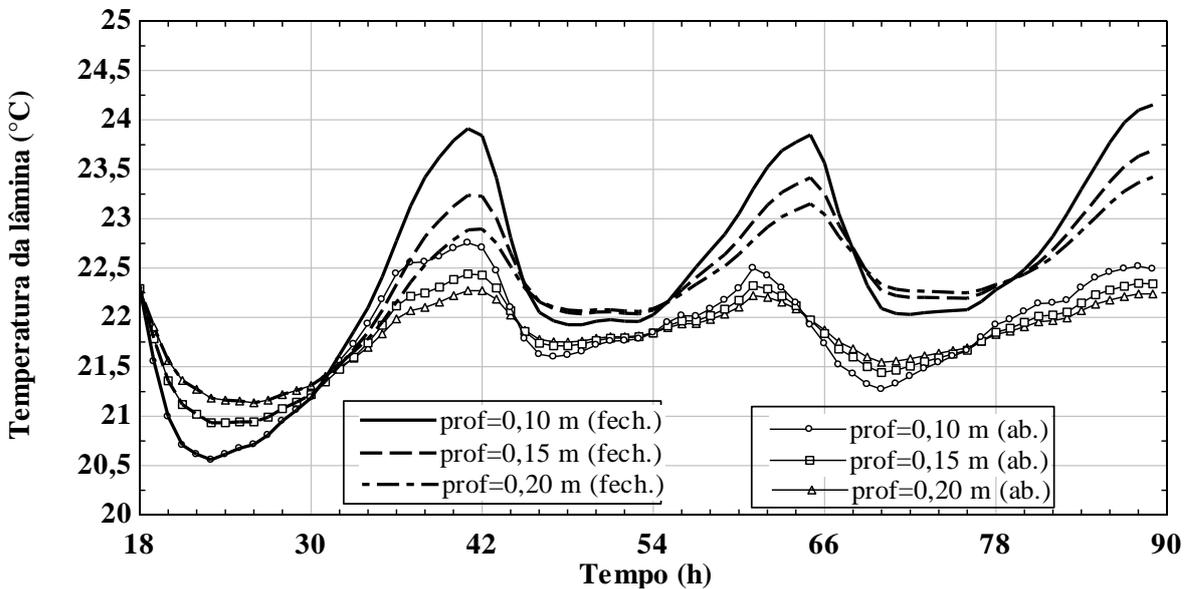


Figura 6.4 - Variação da temperatura de lâmina T_w em função da profundidade, em Quixeramobim.

Observa-se que os picos de temperatura ocorrem no fim do ciclo diário de 24 h, isto é, aproximadamente às 16 h. As temperaturas de lâmina de 0,10 m em ático fechado

chegaram a atingir 25,7 °C em João Pessoa e 24,5°C em Quixeramobim, e tendem a diminuir a amplitude à medida que a profundidade aumenta para 0,15 m e 0,20 m. Tal como descrevem SHARIFI e YAMAGATA (2015), uma das propriedades do teto-reservatório é proporcionar massa térmica, ao se fazer uso da alta capacidade térmica da água. O atraso térmico proporcionado pelo maior volume de água garante que as temperaturas experimentem uma elevação mais lenta para as lâminas de 0,20 m com relação às demais. Para o clima semiárido de Quixeramobim, a temperatura de 20,5 °C na primeira noite foi obtida pela hipótese de temperatura inicial igual à temperatura de bulbo úmido $T_{bu}=22,3$ °C, e foi verificada a aproximação consecutiva das temperaturas a essa temperatura inicial ao longo dos dois dias seguintes.

Particularmente sobre a configuração fechada, há razoável proximidade entre a presente simulação e o experimento número 5 de GONZÁLEZ-CRUZ e GONZÁLEZ-GARCIA (2013), no qual se propôs a massa térmica isolada pela manhã (sem resfriamento evaporativo) e exposta ao ambiente durante a noite. Para o município quente e úmido de Maracaibo, Venezuela, a temperatura de lâmina do módulo experimental em escala reduzida oscilou entre 25 °C (às 4 h) e 31 °C (às 16 h) para uma lâmina de 0,065 m.

Com relação à configuração de ático aberto, tanto a média quanto os máximos da temperatura de lâmina foram inferiores ao caso de ático fechado, em ambas as localidades. Em João Pessoa, as temperaturas em ático aberto mostraram-se menos sensíveis à profundidade de lâmina e oscilaram entre 23 °C e 24,2 °C, experimentando queda mesmo durante o período matutino do terceiro dia. Essa queda foi devida ao aumento da componente y da velocidade corrigida calculada para o interior do ático do dia 19 de fevereiro, baseada nos valores medidos pela estação meteorológica. Em Quixeramobim, tais temperaturas também mostraram menor sensibilidade à profundidade de lâmina, e oscilaram entre 20,8 °C e 22,8 °C. Embora menos sensível que na configuração fechada, a maior amplitude foi observada para 0,10 m de profundidade, em ambas as cidades.

Nos testes de módulos reduzidos com proteção solar e evaporação indireta matutina – experimento 7 -, GONZÁLEZ-CRUZ e GONZÁLEZ-GARCIA (2013) obtiveram valores de temperatura muito similares ao caso de ático completamente fechado, que oscilaram entre 24,5 °C e 28 °C para uma lâmina de 0,065 m. Portanto, a manutenção do ático fechado, ainda que com uso de proteção solar aspergida e camada de ar isolante, manteve as temperaturas

médias de lâmina em patamares superiores, tanto no trabalho dos referidos autores, quanto no presente estudo.

6.1.3. Efeito da aspersão em telhado

Nas figuras 6.5 (João Pessoa) e 6.6 (Quixeramobim), verifica-se as temperaturas obtidas para o caso sem aspersão em telhado, isto é, com o uso da cobertura em PVC sem isolamento ou proteção adicional. Os resultados foram calculados para ático fechado, e profundidade de lâmina de 0,10 m, a fim de comparar diretamente os resultados com aqueles exibidos no item 6.2.1 (figuras 6.1 e 6.2).

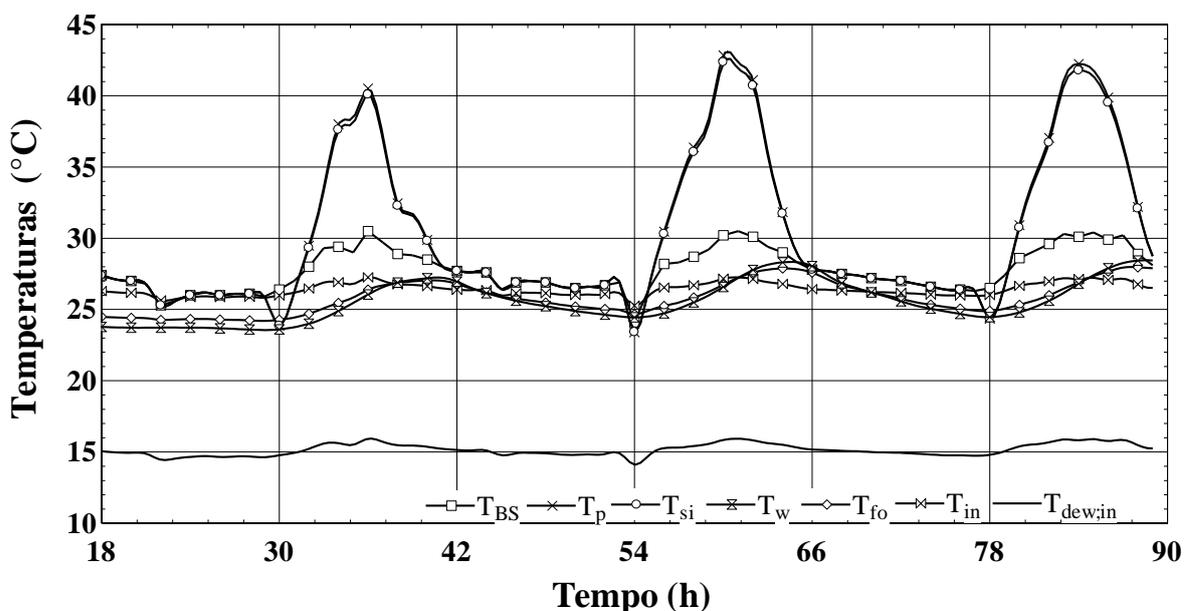


Figura 6.5 - Temperaturas gerais para João Pessoa (ático fechado, sem aspersão).

O efeito do desligamento dos aspersores foi feito simplesmente admitindo-se a parcela $\dot{q}_{evap,se}=0$ ao longo dos três dias. Observa-se que a temperatura da superfície externa da telha – representada pela temperatura de película T_p – eleva-se consideravelmente no horário de pico de calor - próximo ao meio dia. Em ambas as cidades, a temperatura máxima atinge 44 °C. Para o uso de aspersão, a temperatura máxima atingida em João Pessoa é de

31 °C e em, Quixeramobim, é de 35 °C. A diferença média de temperaturas entre telha seca e telha úmida foi de 7,67 °C para João Pessoa e 8,50 °C para Quixeramobim.

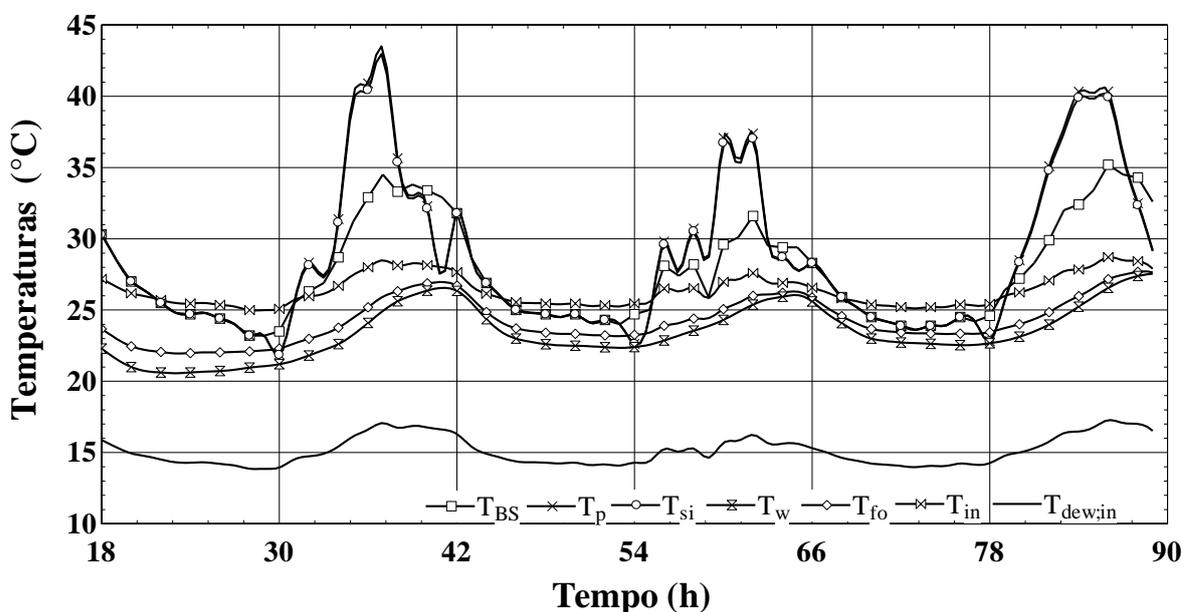


Figura 6.6 - Temperaturas gerais para Quixeramobim (ático fechado, sem aspersão).

RORIZ (2007) obteve redução média de 5,12 °C ao comparar telhas secas e telhas úmidas de fibrocimento em São Carlos-SP. Em horário de pico, as temperaturas medidas diferiram em aproximadamente 11 °C, atingindo 41 °C com telha seca e 30 °C com telha úmida. TEIXEIRA e LABAKI (2005), por sua vez, obtiveram pico de redução de até 8 °C entre telhas de fibrocimento sem e com aspersão instaladas em Campinas-SP, utilizando ciclos de aspersão de 30 min, com pausas de 1:30 min. Para o horário do meio dia, obtiveram temperaturas de 26 °C e 34 °C para telha úmida e telha seca, respectivamente. Os resultados dos autores, em conjunto com os presentes resultados, comprovam que o resfriamento evaporativo em telhado é uma solução passiva atraente para proteção solar e redução de carga térmica.

Com relação ao efeito na aspersão na temperatura da lâmina, verifica-se que as temperaturas para uma lâmina de 0,10 m em ático fechado chegam a atingir 28 °C no fim da tarde, e oscilam entre 23,6 °C e 28,4 °C. Em Quixeramobim, elas oscilam entre 20,6 °C e 27,5 °C. Para o caso de ático fechado, a parcela de transferência de calor por radiação de

ondas longas se torna bastante expressiva, e capaz de deslocar a temperatura média da lâmina. Verificou-se se existe o mesmo efeito para ático aberto, e os valores máximos, mínimos e médios estão para os dois casos estão mostrados na tabela 6.1.

É perceptível que os valores de temperatura variam substancialmente sem a presença da aspersão em caso de ático fechado – conforme a discussão anterior. No entanto, esses valores não apresentam variação tão expressiva para o caso de ático aberto no caso de João Pessoa. Ocorre que o resfriamento evaporativo durante a manhã já é um mecanismo eficiente de extração de calor, o que fica claro na comparação entre a temperatura máxima de telha seca em João Pessoa (25,7 °C) e a máxima de telha úmida no mesmo local (24,2 °C). A diferença é mais perceptível para o ático aberto em Quixeramobim, para o qual a temperatura máxima sem aspersão atingiu 25,2 °C foi observada ao fim do terceiro dia.

Tabela 6.1 - Temperaturas de lâmina T_w em °C para condições variadas (profundidade 0,10 m).

João Pessoa				
	Aberto		Fechado	
	Telha seca	Telha úmida	Telha seca	Telha úmida
Mínima	23,6	23,1	23,6	23,6
Média	24,4	23,7	25,6	24,5
Máxima	25,7	24,2	28,4	25,6
Quixeramobim				
	Aberto		Fechado	
	Telha seca	Telha úmida	Telha seca	Telha úmida
Mínima	20,6	20,6	20,6	20,6
Média	22,6	21,9	23,0	22,4
Máxima	25,2	22,8	27,5	24,2

De maneira geral, observa-se que a aspersão é capaz de reduzir a amplitude e os valores máximos da temperatura de lâmina. De acordo com a discussão do item 6.2.1, o efeito do desligamento ou não uso dos micro aspersores teria efeito similar para qualquer das profundidades de ático aberto. Para ático fechado, o aumento da profundidade da lâmina tenderia a amenizar essa diferença. No entanto, essa solução pode esbarrar nas típicas limitações de projeto, por aumentar substancialmente a carga estrutural associada ao teto-reservatório.

6.1.4. Considerações sobre condensação

De acordo com RHEE *et al.* (2017), superfícies radiantes podem apresentar problemas de condensação caso a sua temperatura se situe abaixo da temperatura de ponto de orvalho. Pode-se verificar ainda nas figuras 6.1 e 6.2 que a temperatura de ponto de orvalho para as condições de temperatura e umidade internas oscila entre 14 e 16 °C para João Pessoa, e entre 13 e 17 °C para Quixeramobim – em concordância com as amplitudes térmicas características dos dois locais. A fim de avaliar a situação crítica, extrapolou-se o valor da umidade interna para $\varphi_{in}=85\%$. Essa condição constitui a umidade máxima recomendada para pelo software Climate Consultant¹⁴ como umidade máxima aceitável - e é igual para as duas localidades. Os resultados de temperatura de forro foram selecionados para o caso mais crítico observado, isto é, profundidade de lâmina de 0,10 m em ático aberto – para o qual a temperatura de lâmina atingiu os menores patamares. Podem ser visualizados nas figuras 6.7 (João Pessoa) e 6.8 (Quixeramobim).

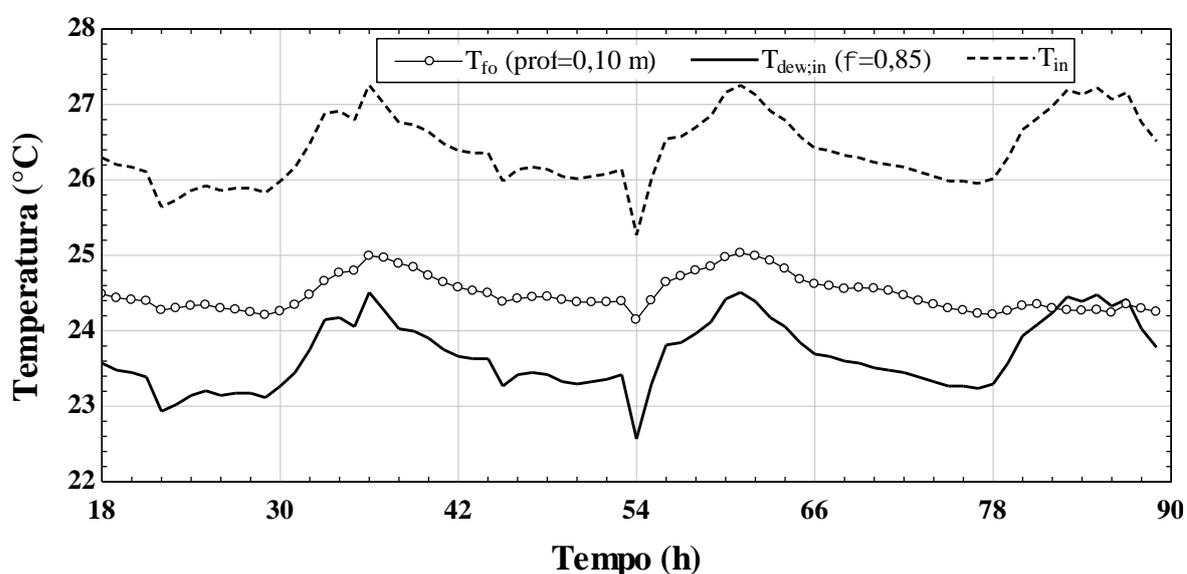


Figura 6.7 - Temperatura crítica de ponto de orvalho interna para João Pessoa, $\varphi_{in}=85\%$.

¹⁴ O software utiliza o método PMV (*Predicted Mean Vote*) do ASHRAE Standard 55 para um dado arquivo climático.

Conforme pode ser verificado, as temperaturas de conforto interno para João Pessoa variaram entre 25,4 °C e 27,3 °C. A temperatura de ponto de orvalho depende da umidade relativa e, para a condição referida, a mesma oscilou entre 22,6 °C e 24,6 °C. Observa-se que, durante o terceiro dia, a temperatura de forro caiu abaixo desse limite, o que geraria condensação da umidade interna na superfície. Para o mês de fevereiro, a média de umidade local é de 70,9 %, e máxima observada de 81 %. Segue-se que o aumento da umidade interna pode se tornar uma questão relevante caso a geração interna de umidade, somada àquela proporcionada pela ventilação, atinja esse patamar.

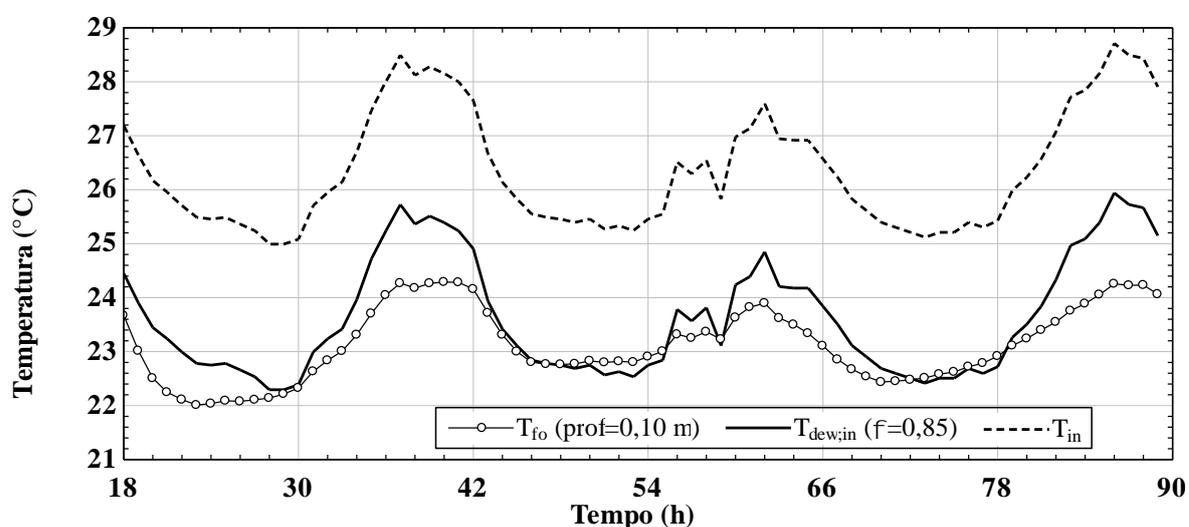


Figura 6.8 - Temperatura crítica de ponto de orvalho interna para Quixeramobim, $\varphi_{in}=85$ %.

A temperatura limite de ponto de orvalho para Quixeramobim é ainda mais elevada, uma vez que a própria temperatura interna de conforto apresenta média superior a João Pessoa. A mesma oscila entre 22,4 °C e 25,6 °C, e é superior à temperatura de forro em praticamente todas as horas de simulação. Entretanto, a umidade relativa média durante o mês de novembro nessa localidade é de 55,6 %, o que torna a condensação mais improvável que no clima tropical úmido de João Pessoa.

Pela análise das temperaturas de lâmina proposta no item 6.2.1., é fácil verificar que a criticidade da condensação também pode se estender para os demais casos simulados. RHEE *et al.* (2017) pontua que soluções de resfriamento radiante combinadas com sistemas

dessecantes de controle de umidade têm sido propostas para climas quentes e úmidos, e têm obtido respostas satisfatórias.

6.2. FLUXOS DE CALOR NOTURNOS

Os fluxos de calor noturnos médios foram calculados para os três dias de simulação, e estão mostrados na tabela 6.2.

Tabela 6.2 - Fluxos de calor médios para o período noturno (W).

	Evaporação	Convecção	Irradiação (céu)	Condução
João Pessoa	-465,83	251,75	-253,84	354,99
Quixeramobim	-1413,18	697,35	-314,30	645,96

Os valores médios de evaporação foram bastante distintos. Para Quixeramobim, o valor médio foi 3 vezes superior. Uma vez que a mesma proporção é observada para a taxa de transferência de calor por convecção, conclui-se que a diferença entre velocidades do ar no ático foi mais relevante do que a diferença de umidade relativa entre os dois locais.

ALI (2007) também utilizou dados climáticos horários para um teto-reservatório completamente aberto no Egito. Na configuração testada, a convecção teve contribuição positiva no resfriamento da lâmina, pois observou-se $T_{bs} < T_w$ durante a noite. Tanto as simulações – por meio de equações empíricas – quanto os resultados experimentais confirmaram a elevada influência da evaporação na extração total de calor da lâmina durante a noite, decrescendo entre 90 % e 40 % do montante de resfriamento total. Para os presentes casos, por outro lado, observa-se que a convecção de calor sensível representa um fator negativo para o esfriamento da lâmina, uma vez que as temperaturas de bulbo seco são mais elevadas que a temperatura da lâmina durante a noite.

Com relação ao resfriamento noturno, obteve-se uma maior média para Quixeramobim. Esse resultado era esperado, devido ao menor percentual de cobertura de nuvens observado nos períodos de estiagem do semiárido.

6.3. POTENCIAL DE RESFRIAMENTO

6.3.1. Análise dos potenciais médios

Foi verificado que o potencial de resfriamento da superfície do forro apresenta característica intermitente. As figuras 6.9 (João Pessoa) e 6.10 (Quixeramobim) mostram a variação do potencial de resfriamento (P_{resf}) para as 72 horas de simulação.

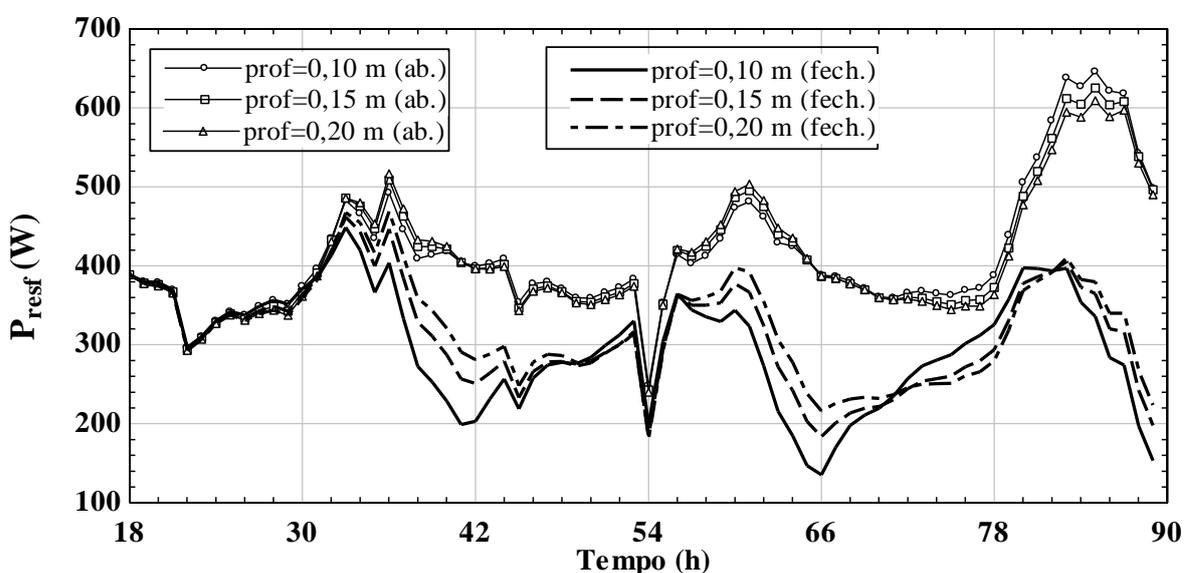


Figura 6.9 – Potenciais de resfriamento João Pessoa, para profundidades variadas e ático aberto (ab.) e fechado (fech.).

Observa-se que, para João Pessoa, o potencial de resfriamento aumenta substancialmente com o uso do ático aberto, e chega a atingir 650 W ao meio dia do terceiro dia. Para uma área de 32,31 m², obtém-se um fluxo de 20,12 W/m². Já para Quixeramobim, o potencial atinge valores maiores, com pico de 1004 W, e fluxo de pico de 31,07 W/m². Fica evidente que os maiores potenciais são também obtidos para as condições de ático aberto, e essa diferença foi mais expressiva em João Pessoa. Os valores mínimos, por sua vez, são de 140 W para João Pessoa (4,33 W/m²) e 445 W (13,77 W/m²) em Quixeramobim, ambos associados ao ático fechado e profundidade de 0,10 m.

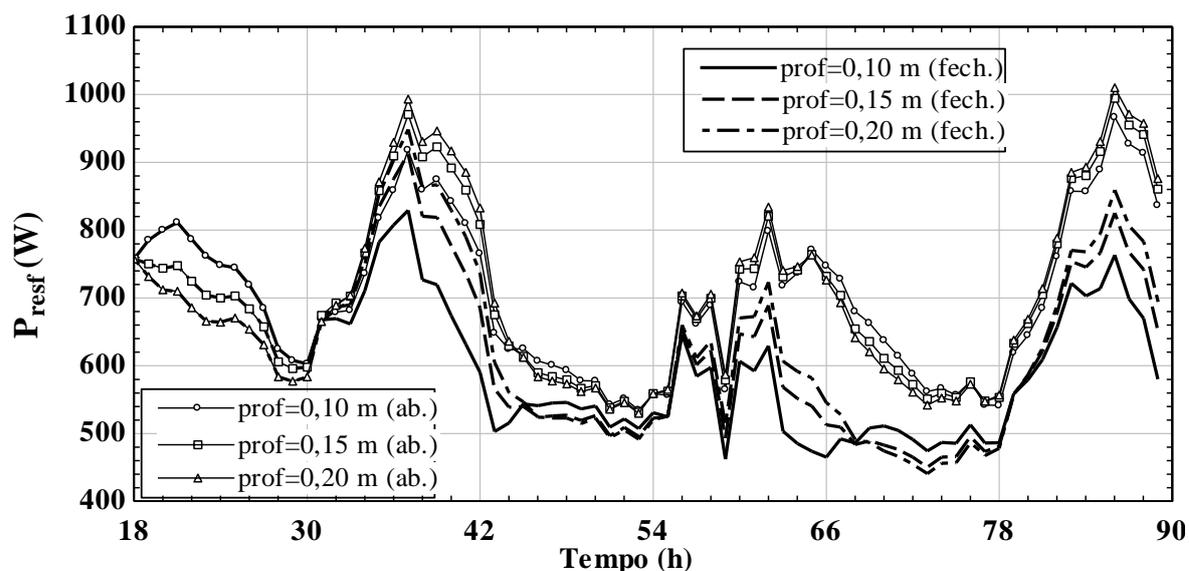


Figura 6.10 – Potenciais de resfriamento em Quixeramobim, para profundidades variadas e ático aberto (ab.) e fechado (fech.).

Deve-se notar que os fluxos de calor mais intensos estão diretamente associados à temperatura de lâmina, especificamente ao seu valor mínimo e sua estabilidade. As condições mais favoráveis observadas são, portanto, aquelas de ático aberto. De fato, a intensa evaporação ocorrida na terceira manhã para João Pessoa – que gerou a queda de temperatura visível na figura 6.3 - foi responsável por elevar o potencial de resfriamento ao longo desse período. Além disso, de acordo com SPANAKI *et al.* (2011), a profundidade não afeta significativamente o potencial de resfriamento de tetos-reservatório de cobertura móvel sem sprays, o que pode ser verificado aqui pela proximidade dos valores de potencial obtidos para ático aberto – em ambas as cidades.

No experimentos 5 e 7 de GONZÁLEZ-CRUZ e GONZÁLEZ-GARCIA (2013) em Macaíbo – relacionados às condições de ático fechado e aberto, respectivamente - obteve-se potenciais de extração de calor de 198,1 Wh/m².dia e 284,8 Wh/m².dia. Esses valores implicam em fluxos instantâneos médios de 8,25 W/m² e 11,86 W/m², respectivamente. Para profundidade de 0,10 m (em contraste a 0,065 m utilizada pelos autores), os valores médios para ático fechado em João Pessoa foram de 297,87 W (9,22 W/m²), e 410,93 W (12,72 W/m²) aberto. Para Quixeramobim, obteve-se 605,19 W (18,73 W/m²) fechado, e 695,36 W (21,52 W/m²) aberto. Observa-se, portanto, concordância bastante razoável entre os valores de João Pessoa e os obtidos experimentalmente pelos autores, para os quais as temperaturas

medidas para o ar interior se situaram entre 25,5 °C e 30,3 °C. A similaridade é provavelmente resultado das condições climáticas quentes e úmidas para ambas as cidades. A resposta no semiárido de Quixeramobim, por sua vez, foi ainda mais promissora.

Todos esses resultados também reforçam a tese de melhor desempenho do ático aberto. De acordo com SPANAKI *et al.* (2011), sistemas com evaporação matutina e cobertura móvel foram capazes de remover cerca de 465 Wh/m².dia em agosto, e 577 Wh/m².dia em janeiro, para climas tropicais. Tais valores correspondem a fluxos médios de 19,38 W/m² e 24,04 W/m², respectivamente. Os valores se aproximaram do desempenho obtido em Quixeramobim.

O uso de energia para o funcionamento do sistema é consideravelmente pequeno. A fim de calcular o coeficiente de performance, os valores de consumo de eletricidade foram assumidos como valores constantes, distribuídos ao longo do período de simulação. Para um controlador de aspersão de 50 VA, obteve-se aproximadamente 50 Wh de energia para cada 12 horas diurnas de funcionamento – ou 25 W de funcionamento constante ao longo das 72 h. Para o motor elétrico de acionamento do telhado, os 1044 W divididos em 26,4 segundos (período diário para ida e volta do mecanismo) forneceu 0,33 W de funcionamento constante. O parâmetro ρ_p para 8 configurações distintas pode ser verificado na figura 6.11.

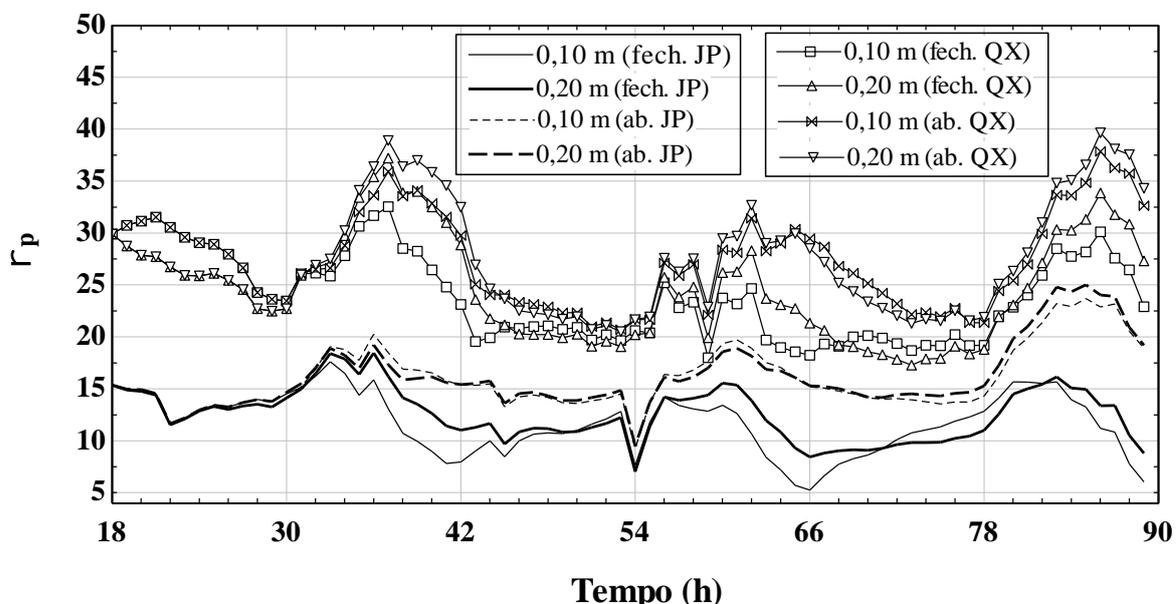


Figura 6.11 - Valores de ρ_p para 8 configurações distintas nas duas localidades.

É visível que o valor de ρ_p oscila em intervalo superior para Quixeramobim, e os picos naturalmente se verificam na configuração de 0,20 m e ático aberto – onde, conforme discutido, há maior potencial de resfriamento. O ρ_p máximo observado em Quixeramobim é de 39,65, e mínimo 17,58. Já para João Pessoa, o ρ_p máximo é de 25,67, e o mínimo, 5,5. Os valores médios para essa configuração, por sua vez, foram de 27,5 para Quixeramobim, e 16,0 para João Pessoa.

Os potenciais de resfriamento por meios passivos podem ser comparáveis a outras soluções ativas que utilizam fontes renováveis. A exemplo, VANGTOOK e CHIRARATTANANON (2005) testaram a aplicação de uma superfície radiante resfriada por um radiador de teto, composto por serpentina de cobre e exposto ao céu noturno e simulado no clima quente e úmido da Tailândia. O potencial de resfriamento máximo obtido foi de 40 W/m². HANIF *et al.* (2014), por sua vez, simulou o desempenho de um sistema de resfriamento baseado em um radiador de placa plana instalado no telhado de uma construção hipotética, para 10 localidades diferentes na Malásia. Através da troca radiante com o céu noturno, obteve um potencial médio de aproximadamente 45 W/m² em cada um dos locais. Tais soluções, portanto, podem ser situadas como intermediárias entre o resfriamento passivo proposto neste trabalho e as soluções ativas convencionais de condicionamento de ar.

6.3.2. Efeito do material do forro

Uma vez que tanto esses valores, quanto aqueles obtidos por GONZÁLEZ-CRUZ e GONZÁLEZ-GARCIA (2013) levam em conta o uso de um forro de aço galvanizado (condutividade térmica de 52,0 W/m.C, testou-se o possível percentual de melhoria do uso desse material em um forro teórico de 1 cm, para João Pessoa em condição de ático fechado, e profundidade de 0,10 m (tabela 6.3). Na tabela, k_{eq} é a resistência térmica equivalente do forro com vedação em aço inoxidável. Verifica-se um aumento percentual de 21,3 % no fluxo de calor médio para essa situação. Uma vez que a condução de calor é diretamente proporcional à condutividade térmica, é possível inferir que esse resultado é válido para quaisquer das configurações anteriores, e a nova taxa de transferência de calor seria elevada em um fator de 1,21.

Tabela 6.3 - Comparativo entre materiais teóricos de forro.

Potencial médio de resfriamento (0,10 m fech.)		
Material do forro (1 cm)	k_{eq} (W/m.C)	\bar{P}_{resf}
PVC+vedação	0,18	297,88
Aço galvanizado	52,0	361,45

6.3.3. Efeito da velocidade do ar

Testou-se a influência da velocidade interna do ar em relação ao potencial de resfriamento, conforme a tabela 6.4. Verifica-se que, para velocidade interna de 0,5 m/s, o potencial de resfriamento foi aumentado em 9,6 % para ambas as localidades.

Tabela 6.4 - Comparativo entre velocidades internas.

Potencial médio de resfriamento (0,20 m ab.)		
V_{in} (m/s)	0,2	0,5
João Pessoa	406,40	445,50
Quixeramobim	696,21	763,62

Evidentemente, há um grau de incerteza em se admitir o cálculo dos parâmetros adimensionais da forma mostrada no item 5.1.18, especialmente quando a convecção forçada prevalece em relação à convecção natural. No entanto, é provável que esse aumento seja superestimado, uma vez que as condições locais de velocidade na superfície do forro podem não corresponder às hipóteses admitidas para uma placa plana, de modo que as condições da camada limite térmica sejam imprevisíveis. Em outras palavras, a velocidade do ar no interior do recinto pode não ocorrer de maneira uniforme ao longo da fachada, tampouco na direção y . Conclui-se que, para o caso real, esse aumento percentual deve ser inferior e, sem o uso de ventilação mecânica, a influência da velocidade interna não ultrapassaria os 10 %.

Por outro lado, a condição de circulação uniforme do ar ao longo do forro poderia ser melhor atendida caso houvessem esquadrias específicas para este fim, dispostas ao longo de toda a fachada. Para este caso hipotético, a velocidade do ar poderia inclusive extrapolar os 0,5 m/s, e resultados mais interessantes poderiam ser obtidos. Para essa hipótese, o gráfico

da figura 6.12 foi plotado para João Pessoa, admitindo-se as componentes de velocidade y iguais àsquelas observadas no ático aberto.

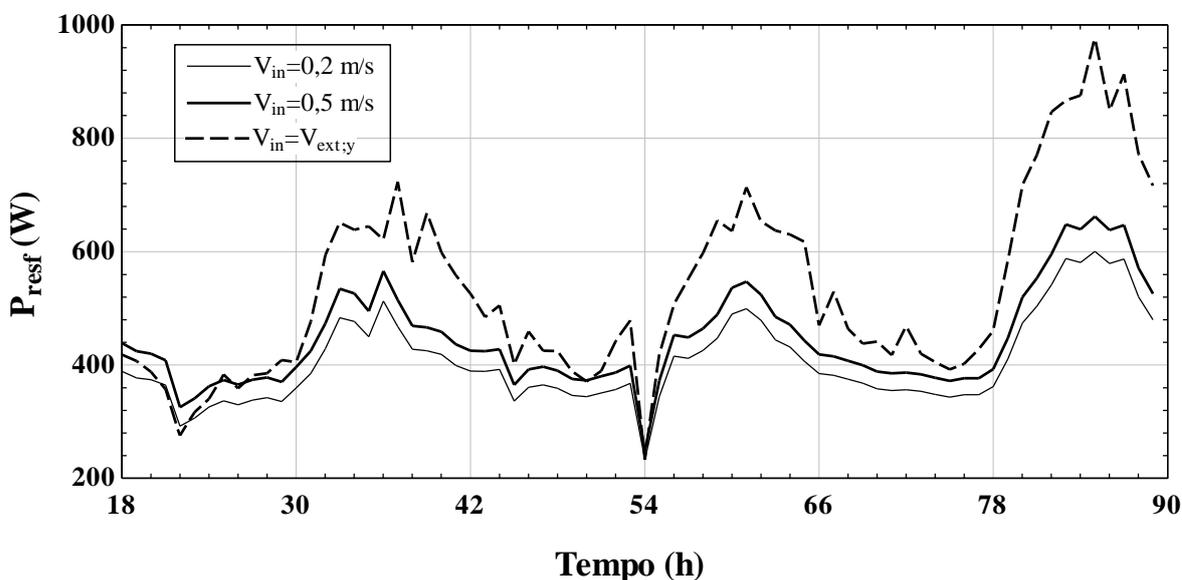


Figura 6.12 – Potencial de resfriamento em João Pessoa para velocidades internas variadas (0,20 m ab.).

Os resultados obtidos foram bastante promissores. O valor $V_{ext,y}$ médio durante esse período foi de 1,54 m/s, o valor máximo, 3,6 m/s. Os potenciais observados para a hipótese de $V_{in}=V_{ext,y}$ foram sempre superiores, e atingiram um valor médio de 532,50 W. Isso implica em um aumento de 31 % em relação ao potencial médio no limite inferior de conforto de 0,2 m/s, e 19,5 % em relação ao potencial médio no limite superior de 0,5 m/s. Adicionalmente, seria possível admitir o forro radiante como um pré-resfriador natural da massa de ar de entrada, o que certamente seria um fator adicional de redução da carga térmica em horários onde $T_{bs} > T_{in}$.

6.3.4. Redução da carga térmica

A figura 6.13 mostra o percentual de redução da carga térmica para ambas as localidades, e levando-se em conta a configuração mais estável de lâmina (0,20 m e ático aberto).

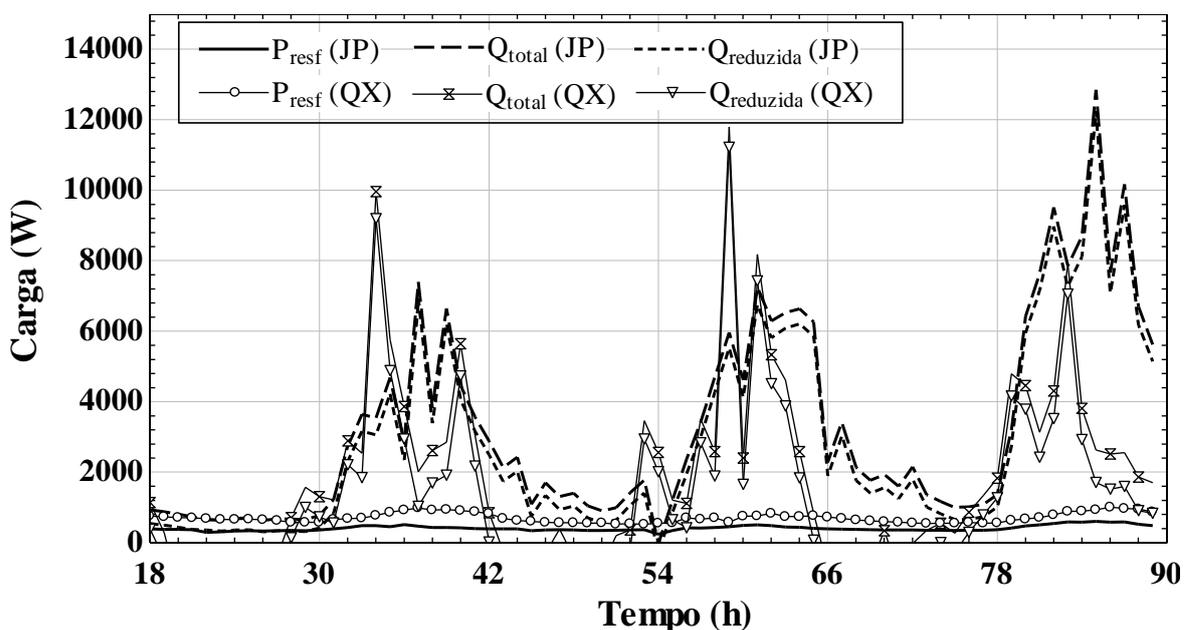


Figura 6.13 - Redução da carga térmica para as duas localidades, João Pessoa (JP) e Quixeramobim (QX) (0,20 m ab.).

Para João Pessoa, as cargas térmicas ao longo dos períodos de simulação tiveram valor contributivo da ventilação natural (79,1 %), eletrodomésticos (12,2 %), transmissão pelos vidros (2,4 %), ocupação (4,4 %) e transmissão pelas paredes (1,9 %). Para Quixeramobim, obteve-se contribuição da ventilação natural (55,4 %), transmissão pelos vidros (10 %), transmissão pelas paredes (3,9 %), ocupação (8,2 %), eletrodomésticos (22,5 %). Os picos observados no gráfico são devidos ao caráter quase-estático da simulação, uma vez que apenas os dados horários de temperatura estão disponíveis.

Para uma comparação válida, calculou-se a carga térmica média ao longo dos três dias. Para João Pessoa, o valor médio foi de 3287 W, e para Quixeramobim, 2008 W. A distinção entre os valores foi devida principalmente à carga térmica de ventilação, que apresentou parcela mais considerável da carga total de João Pessoa em relação ao município semiárido. O percentual médio de redução em João Pessoa foi de 12,4 %. Para Quixeramobim, esse valor atingiu 34,7 %. Mesmo para Quixeramobim, o percentual médio obtido ficou abaixo da faixa apontada por SPANAKI *et al.* (2011) para tetos-reservatório de cobertura móvel sem sprays. Entretanto, o melhor fluxo médio nessa localidade (21,52 W/m²) ainda está dentro da faixa apontada pelos autores (19,38-24,04 W/m²). Portanto, os

baixos valores percentuais podem ser devidos aos valores de carga térmica por metro quadrado, possivelmente mais elevadas do que a média considerada no estudo de SPANAKI *et al.* (2011).

Por fim, os resultados em Quixeramobim foram comparáveis à redução de carga térmica obtida no estudo experimental de KHARRUFA e ADIL (2008) que, conforme pontuado no Capítulo III, obtiveram 29 % de redução da carga térmica em um edifício de testes real.

6.4. CONSUMO DE ÁGUA

A tabela 6.5 mostra os valores obtidos para o consumo de água na lâmina e no telhado aspergido. A modelagem de evaporação não fez distinção entre as profundidades de lâmina, então os valores de consumo independem dessa variável.

O para ático aberto, o consumo de água total em João Pessoa foi inferior, embora o potencial médio de resfriamento também o tenha sido. Em Quixeramobim, a evaporação média da lâmina foi superior, fato que está associado às condições climáticas já discutidas. Além disso, para essa configuração, há um consumo horário mais elevado na lâmina d'água que na aspersão em telha, dada a exposição da lâmina ao ar durante as 24 h do dia.

Em relação à configuração de ático fechado, a evaporação média horária na lâmina foi quase triplicada ao se comparar as duas cidades. Conforme discutido na seção 6.2, esse aumento está mais associado às velocidades do ar durante a noite, mais intensas nessa cidade nos períodos considerados.

Tabela 6.5 - Consumo médio diário de água para ático aberto.

Ático aberto	Lâmina (l/h)	Total (l/dia)	Telha (l/h)	Total (l/dia)	TOTAL (l/dia)
João Pessoa	1,18	28,32	22,01	264,12	292,44
Quixeramobim	1,71	41,04	24,09	289,08	330,12

Tabela 6.6 - Consumo médio diário de água para ático fechado.

Ático fechado	Lâmina (l/h)	Total (l/dia)	Telha (l/h)	Total (l/dia)	TOTAL (l/dia)
João Pessoa	0,76	9,12	22,01	264,12	273,24
Quixeramobim	2,18	26,16	24,09	289,08	315,24

As taxas de evaporação da película de água sobre a telha foram bastante similares nas duas localidades, o que reforça a tese de ventos mais estacionários em Quixeramobim durante a manhã. O funcionamento da aspersão levou em conta a manutenção constante da película, hipótese aproximada àquela utilizada por RORIZ (2007). O autor obteve uma média de evaporação de 0,7 l/m².h em São Carlos - SP. No presente estudo, o valor foi de 0,68 l/m².h em João Pessoa, e 0,75 l/m².h em Quixeramobim. Observa-se que os valores teóricos simulados se aproximaram bastante do valor experimental do autor. O valor real é provavelmente maior, uma vez que a perda de água foi desconsiderada na modelagem. No experimento de RORIZ (2007), essas perdas representaram 22 % da água aspergida em telha de fibrocimento. Dadas as características distintas desses materiais, não é possível utilizar esse fator de correção diretamente – apenas através de dados experimentais.

Observa-se que para o período simulado, mais de 90 % do total de água consumida em João Pessoa corresponde à aspersão em telhado, e para Quixeramobim, a proporção é superior a 85 %. Vale salientar que o objetivo da película de água seria primariamente o bloqueio dos raios solares, e a simulação admitiu um terreno aberto, sem árvores ou outros objetos. Esse valor, portanto, poderia ser inferior caso haja sombreamento adjacente à construção – o que diminuiria a frequência de ativação do sistema. Além disso, conforme verificado, a temperatura da lâmina d'água é sensível ao aquecimento da telha, porém é possível que haja uma configuração ótima de ativações dos aspersores sem grandes perdas de estabilidade térmica do sistema.

Por fim, é importante salientar que o teto reservatório solicitaria paradas para limpeza. A água extraída nesses períodos poderia ser armazenada, ou mesmo passar por algum tipo de filtragem para remoção de impurezas. Por fim, a aplicação e reuso de águas pluviais ou salobras é possível, tanto na aspersão, quanto no teto-reservatório (TEIXEIRA e LABAKI, 2005; SPANAKI *et al.* 2011). Em regiões semiáridas, a disponibilidade de água salobra advinda de poços artesianos é comum em diversas regiões, embora o seu consumo

direto não seja recomendado para a saúde humana. Uma solução provável é a dessalinização de parte da água para consumo, e o aproveitamento da maior parte dela em sistemas de resfriamento evaporativo indireto, similares aos discutidos neste trabalho.

CAPÍTULO VII

CONSIDERAÇÕES FINAIS

7.1. CONCLUSÕES IMPORTANTES

Neste trabalho, avaliou-se a aplicabilidade teórica de um sistema combinado de aspersão em telhado retrátil de PVC e teto-reservatório em duas localidades de clima tropical: João Pessoa-PB (clima tropical úmido) e Quixeramobim-CE (clima tropical semiárido), ambas situadas na região Nordeste do Brasil. Os períodos selecionados corresponderam aos meses onde se observou maior temperatura média de bulbo seco – fevereiro para João Pessoa, e novembro para Quixeramobim.

O uso do software iterativo EES possibilitou e alternância de duas configurações distintas para o teto-reservatório: ático fechado, sem evaporação durante o período da manhã e ii) ático aberto, com circulação constante de ar. A simulação horária (quase-estática) através do uso do arquivo climático, em conjunto com o cálculo horário de carga térmica da construção hipotética - de zona térmica única – possibilitou as seguintes conclusões:

- 1) Os resultados gerados pela modelagem matemática proposta demonstraram coerência com os valores simulados e experimentais obtidos por estudos recentes. Nesse sentido, a metodologia mostrou-se útil para avaliação de desempenho em outras localidades. Os algoritmos em MATLAB e EES também permitiram determinado grau de parametrização, possibilitando a simulação de espaços retangulares com dimensões e orientação distintas.
- 2) Ao se agregar a tecnologia de teto-reservatório com a de telhado retrátil, obteve-se um grau de flexibilidade interessante. O mesmo pode ser utilizado apenas em alguns momentos do ano, e esvaziado em períodos de chuvas – quando a refrigeração adicional do ar interior pode não ser necessária. Inclusive, o sistema pode funcionar como um ático ventilado simples, sem lâmina d'água.
- 3) O uso da aspersão em telhado se mostrou satisfatório em relação à proteção solar do ático. Obteve-se uma redução de temperaturas de 7,67 °C em João Pessoa, e de 8,50 °C em Quixeramobim. Os valores de consumo de água para esse resultado, no entanto, foram elevados, correspondendo a aproximadamente 290 litros/dia em João

Pessoa, e 322 litros/dia em Quixeramobim. Entretanto, em situações reais, esse valor poderia ser reduzido, caso a irradiação solar não atinja o telhado – assumidamente horizontal – com intensidade máxima durante todas as horas do dia.

- 4) Sem a presença da aspersão, verificou-se que, para as condições simuladas, as temperaturas de lâmina d'água poderiam atingir valores desfavoráveis de 28,4 °C para ático fechado em João Pessoa, e 27,5 °C para ático fechado em Quixeramobim. No entanto, para a condição de ático aberto, a temperatura média da lâmina em ambas as localidades experimentou aumento máximo de 1 °C. Portanto, é possível reduzir consideravelmente o uso final de água dos aspersores nessa configuração, programando-os para uma quantidade de horas menor - e até sem o uso do termostato.
- 5) Com relação às duas localidades, observou-se maior flutuação de temperatura de lâmina em Quixeramobim, como consequência de sua maior amplitude térmica e maior potencial de resfriamento noturno. Esse potencial é devido ao menor percentual de cobertura de nuvens no período de estiagem, e menores umidades relativas médias. Para o período simulado, observou-se também maior velocidade dos ventos naquela cidade durante o período noturno, fator que favorece a evaporação.
- 6) Observou-se a influência da profundidade sobre a temperatura da lâmina d'água. Para a configuração de ático fechado, o aumento da profundidade influencia positivamente na estabilidade da temperatura, e favorece a obtenção de potenciais de resfriamento maiores. Por outro lado, em concordância com a literatura, verificou-se que o seu aumento não é tão relevante para a configuração de ático aberto. Portanto, se aplicada essa configuração, as questões estruturais devem se sobrepôr ao pequeno ganho de potencial associado a uma lâmina mais profunda.
- 7) Em termos de potencial médio, a configuração de ático aberto se mostrou mais atraente em ambos os locais, por permitir o resfriamento mais eficiente da lâmina d'água durante as 24 horas do dia. Os fluxos médios obtidos na melhor configuração (0,10 m aberto) foram de 12,72 W/m² em João Pessoa, e 21,52 W/m² em Quixeramobim. Os valores de ρ_p médios associados foram, respectivamente, 16,0 e 27,5. Ambos os valores foram superiores ao obtido experimentalmente em Macaíbo (11,86 W/m²). Conforme mencionado, se essa configuração utilizar uma quantidade racionalizada de água na aspersão, é possível unir um desempenho satisfatório com um baixo consumo de água.

- 8) Com relação à condensação na superfície do forro, verificou-se que esse fator pode se tornar relevante em casos de elevação da umidade relativa interna acima dos 85 %, especialmente em Quixeramobim – onde as temperaturas internas tendem a ser maiores para uma mesma construção.
- 9) Verificou-se a possibilidade de ampliação do potencial de resfriamento em 21,3 % para qualquer das soluções, através da substituição da solução padrão de forro (PVC + vedação em aço inoxidável) por chapas superpostas de aço galvanizado. Essa solução, embora funcione em experimentos de escala reduzida, poderia aumentar ainda mais a carga total do sistema.
- 10) Verificou-se o aumento percentual teórico para velocidades do ar interno iguais a 0,5 m/s e iguais à componente normal à fachada frontal – com a presença de esquadrias hipotéticas próximas à superfície do forro. Os incrementos percentuais foram, respectivamente, 19,3 % e 31,0 %. Embora esse resultado não possa ser facilmente generalizado – dada a complexidade matemática do coeficiente convectivo médio – é evidente que o uso de uma superfície radiante e ar (o mais seco possível) podem favorecer o desempenho do sistema.
- 11) Não havia expectativas de redução completa da carga térmica, assim como tem sido verificado em estudos recentes acerca de painéis radiantes com circulação de ar. Entretanto, houve razoável redução da carga térmica para ático aberto em Quixeramobim (34,7 %). Já para João Pessoa, mesmo a melhor configuração não mostrou resultados tão expressivos (12,4%). Dessa forma, é importante considerar a aplicação de tais sistemas ainda em fase de projeto da construção, de forma que outras estratégias de climatização passiva possam ser utilizadas em conjunto.
- 12) A resposta de todas as configurações testadas foi mais promissora no semiárido de Quixeramobim, como já era esperado.

7.2. LIMITAÇÕES

Algumas limitações do modelo podem ser pontuadas:

- 1) O uso direto dos dados climáticos horários gerou algumas inconsistências para os valores instantâneos das variáveis, especialmente no que se refere ao cálculo da carga térmica e ao efeito da velocidade do ar sobre a convecção e evaporação.
- 2) A estimativa do coeficiente convectivo médio sobre o telhado foi realizada de forma bastante simplificada, e sem levar em conta diretamente a mudança de direção dos ventos – isto é, fazendo o comprimento característico simplesmente igual a $\sqrt{A_{telha}}$. Além disso, o telhado ondulado foi considerado uma superfície plana submetida a convecção em regime turbulento. Esse valor afeta diretamente o fluxo convectivo e, por analogia de camadas-limite, também o fluxo convectivo. Aproximações mais precisas para estimativa do coeficiente convectivo poderiam ser obtidas experimentalmente.
- 3) Os beirais das telhas foram desprezados em relação à transferência de calor, mas a aspersão foi dimensionada para cobrir toda a sua área real (52,3 m²). Esse desvio pode ter superestimado a necessidade total de água aspergida.
- 4) O período de simulação de 72 h, assim como a seleção dos dias do mês, pode não ter sido uma escolha representativa para todo o período mais quente das duas localidades. Períodos mais longos de simulação, entretanto, esbarraram nos limites de armazenamento de variáveis para o EES, dentro da arquitetura proposta para o código principal.
- 5) Uma vez que as condições de conforto interno foram impostas, esse trabalho não permitiu estimar diretamente a queda de temperatura proporcionada pelo teto-reservatório – dado que é geralmente obtido por meios experimentais na literatura.
- 6) Superfícies radiantes não são capazes de extrair calor latente, associado à umidade do ar. Nesse sentido, as parcelas de calor latente não foram computadas, e todos os valores calculados são referentes ao calor sensível. A extração de calor latente pode ser feita, por exemplo, por desumidificadores de rotor dessecante.
- 7) A estimativa de carga térmica foi realizada de maneira estática, isto é, o percentual de calor que é naturalmente armazenado nas paredes e o atraso térmico associado não foram considerados na modelagem. Além disso, o sombreamento dos beirais sobre as paredes foi desprezado. Simulações de carga térmica mais acuradas podem ser feitas diversos softwares comerciais que, entretanto, não estiveram disponíveis neste trabalho.

7.3. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros dentro do tema, sugere-se:

- 1) Estudos teóricos e experimentais nessas ou outras cidades de climas similares, a fim de avaliar as melhores soluções.
- 2) Estudos comparativos de outras soluções encontradas na literatura – como *Skytherms* e sistemas de spray sobre a lâmina – no contexto nordestino.
- 3) Levantamento de propostas para reaproveitamento de parte da água evaporada.
- 4) Estudo sobre a escolha ótima de materiais a serem aplicados para o forro, e sobre o fundo do teto-reservatório.
- 5) Estudos comparativos de múltiplas soluções - em escala real - para proteção do teto-reservatório de recintos com mais de 30 m².
- 6) Desenvolvimento de algoritmos que permitam a avaliação de desempenho de tetos-reservatório com maior grau de customização e parametrização.
- 7) União do conceito apresentado com sistemas de tratamento e reuso de água.
- 8) Estudos mais aprofundados sobre os efeitos da velocidade interna do ar em tetos-reservatório, utilizando, por exemplo, softwares de fluidodinâmica computacional.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2005, **Norma Brasileira de Desempenho Térmico de Edificações, Parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social**. Rio de Janeiro: ABNT.
- ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2008, **Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários Parte 2: Parâmetros de conforto térmico**. Rio de Janeiro: ABNT.
- ALI, A. H. H., 2007, “Passive cooling of water at night in uninsulated open tank in hot arid areas”. **Energy conversion and management**, v. 48, n. 1, pp. 93-100.
- ALMODOVAR, J. M; LA ROCHE, P., 2019, “Roof ponds combined with a water-to-air heat exchanger as a passive cooling system: Experimental comparison of two system variants”, **Renewable Energy**, v. 141, pp. 195-208.
- ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, VENTILATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, 2009, **Fundamentals Handbook**. Atlanta, USA.
- ANDREAS, E. L., 2005, **Physical constants and functions for use in marine meteorology**. U.S. Army Cold Regions Research and Engineering Laboratory. Hanover, New Hampshire.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia, 2018, **Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço da eficiência energética**. Disponível em: < https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT%20EPE%20030_2018_18Dez2018.pdf>. Acesso em: 28 set. 2021.
- BRAVO, G.; GONZÁLEZ, E., 2013, “Thermal comfort in naturally ventilated spaces and under indirect evaporative passive cooling conditions in hot-humid climate”, **Energy and Buildings**, v. 63, pp. 79-86.

- BOULET et al., 2012, “Characterization of the radiative exchanges when using a cone calorimeter for the study of the plywood pyrolysis”, **Fire safety journal**, v. 51, pp. 53-60.
- CARLO, J. C, 2005, **Processamento de arquivos climáticos para simulação do desempenho energético de edificações: Relatório técnico**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2005.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J., 2012, **Tranferência de Calor e Massa**. 4 ed. Porto Alegre: Amgh Editora.
- CHIASSON et al., 2000, “A model for simulating the performance of a shallow pond as a supplemental heat rejecter with closed-loop ground-source heat pump systems”, **Ashrae transactions**, v. 106, pp. 107, 2000.
- CLIMATIZAÇÃO EVAFRIO, 2021, **Que volume de água consome o sistema Evafrio de resfriamento de telhado?**. Disponível em: < <https://www.evafrio.com.br/que-volume-de-agua-consome-o-sistema-evafrio-de-resfriamento-de-telhado/>>. Acesso em: 23 ago. 2021.
- CRUZ, E. G.; KRUEGER, E., 2015, “Evaluating the potential of an indirect evaporative passive cooling system for Brazilian dwellings”, **Building and Environment**, v. 87, pp. 265-273.
- DORNELLES, K. A, 2008, **Absortancia solar de superficies opacas: metodos de determminação e base de dados para tintas latex acrilica e PVA**. 160p. Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Campinas, SP.
- DVG PRECOM, 2021, **Manual técnico: Telhas de PVC**. Disponível em: < https://precon.com.br/portal/wp-content/uploads/2020/04/MANUAL_TECNICO_DIGITAL_TELHAS_PVC_PRECONVC.pdf>. Acesso em: 23 ago. 2021.
- DUFFIE, J. A., BECKMAN, W. A., 2013, **Solar Engineering of Thermal Processes**. 4 ed. Hoboken: Editora Wiley.

- EPE - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2020. **Estudos do Plano Decenal de Expansão de Energia em 2030**: Demanda de eletricidade. Disponível em:< <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes>>. Acesso em: 28 set. 2021.
- EPE - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2021. **Balanco Energético Nacional 2021**. Disponível em: < <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2021>>. Acesso em: 28 set. 2021.
- ESPARZA et al., 2018, “Potential of a wet fabric device as a roof evaporative cooling solution: Mathematical and experimental analysis”, **Journal of Building Engineering**, v. 19, pp. 366-375.
- ETTAH et al., 2016, “Investigation of the thermal conductivity of polyvinyl chloride (pvc) ceiling material produced in Epz Calabar, for application tropical climate zones”, **J. Polym. Text. Eng**, v. 3, n. 2, pp. 34-38.
- EVANGELISTI, L.; GUATTARI, C.; ASDRUBALI, F., 2019, “On the sky temperature models and their influence on buildings energy performance: A critical review”, **Energy and Buildings**, v. 183, pp. 607-625.
- FOSSATI et al., 2016, “Building energy efficiency: An overview of the Brazilian residential labeling scheme”. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 65, pp. 1216–1231.
- FROTA, A. B.; SCHIFFER, S. T. R., 2001, **Manual de conforto térmico**. 5 ed. São Paulo: Studio Nobel.
- GIVONI, B., 1994, **Passive low energy cooling of buildings**. Danvers: John Wiley & Sons.
- GONZÁLEZ-CRUZ, E. M.; GONZÁLEZ-GARCIA, S. I., 2013, “Estudio experimental sobre el comportamiento térmico de un nuevo tipo de techo-estanque para el enfriamiento pasivo en clima húmedo”, **Ambiente Construído**, v. 13, pp. 149-171.
- GOUDARZI, H.; MOSTAFAEIPOUR, A., 2017, “Energy saving evaluation of passive systems for residential buildings in hot and dry regions”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 68, pp. 432-446.

- GUO, W.; LIU, X.; YUAN, X., 2015, “Study on natural ventilation design optimization based on CFD simulation for green buildings”, **Procedia Engineering**, v. 121, pP. 573-581.
- HAHNE, E.; KÜBLER, R., 1994, “Monitoring and simulation of the thermal performance of solar heated outdoor swimming pools”, **Solar Energy**, v. 53, n. 1, pp. 9-19.
- HANIF et al., 2014, “Potential energy savings by radiative cooling system for a building in tropical climate”, **Renewable and sustainable energy reviews**, v. 32, pp. 642-650.
- HELIOSCREEN, 2021, **Retractable roof systems**. Disponível em: <<https://helioscreen.com.au/retractable-roof.html>>. Acesso em: 8 set. 2021.
- HOWELL, J. R., 2010, **A Catalog of Radiation Heat Transfer: Configuration Factors**. 3 ed. Texas: University of Texas.
- IBGE - INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA, 2021. Disponível em: <<https://cidades.ibge.gov.br/>>. Acesso em: 29 set. 2021.
- INCROPERA, F. P., 2008, **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6 ed. Rio de Janeiro: Editora LTC.
- INMET-INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA, 2009. Disponível em: <<https://labeee.ufsc.br/downloads/arquivos-climaticos/inmet2018>>. Acesso em: 29 set. 2021.
- INOXFER, 2021, **Tubo retangular de aço inoxidável (Metalon)**. Disponível em: <<https://inoxfer.com.br/produtos/tubo-de-inox-retangular-metalon/>>. Acesso em: 23 set. 2021.
- IRRITRON, 2021. **MC-E (Blue) Series Controller**. Disponível em:<<https://www.sprinklerwarehouse.com/amfile/file/download/file/vze1MeU5HUSSqviwBnrCLsZF6Koqbt0H/product/19320/>>. Acesso em: 23 set. 2021.
- ITEC, 2021, **Manual técnico**. Disponível em: <<https://itecbahia.com.br/files/downloads/manual-tecnico.pdf>>. Acesso em: 23 ago. 2021.
- KHARRUFA, S. N.; ADIL, Y., 2008, “Roof pond cooling of buildings in hot arid climates”, **Building and Environment**, v. 43, n. 1, pp. 82-89.

- KHARRUFA, S. N.; ADIL, Y., 2012, “Upgrading the building envelope to reduce cooling loads”, **Energy and Buildings**, v. 55, pp. 389-396.
- KLEIN, S.; NELLIS, G., 2012, **Mastering EES**. Madison: f-Chart software.
- KRÜGER et al., 2010, “Effectiveness of indirect evaporative cooling and thermal mass in a hot arid climate. **Building and environment**, v. 45, n. 6, pp. 1422-1433.
- KRÜGER et al., 2016, “Thermal performance of different configurations of a roof pond-based system for subtropical conditions”, **Building and Environment**, v. 107, pp. 90-98.
- LAMBERTS et al., 2021, **Revisão da NBR 16.401-2: Conforto térmico**. Disponível em: <<https://labeee.ufsc.br/node/808>>. Acesso em: 1 set. 2021.
- LAMBERTS et al., 2016, **Desempenho térmico de edificações**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- LEVINSON, R. M., 1997, **Near-ground cooling efficacies of trees and high albedo surfaces**. 165 p. Tese (Ph.D) – Department of Mechanical Engineering, University of California, Berkeley, CA.
- MORISHITA et al., 2010, **Catálogo de propriedades térmicas das paredes e coberturas (v.4)**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- NOME et al., 2019, **Project Manual Casa Nordeste 1.0: Technical Report**. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/346718681_Project_Manual_Casa_Nordeste_10>. Acesso em: 7 set. 2021.
- NOORIAN et al., 2008, “Evaluation of 12 models to estimate hourly diffuse irradiation on inclined surfaces”, **Renewable energy**, v. 33, n. 6, pp. 1406-1412.
- PACHECO, G., PEDRINI, A., 2015, “Recomendações bioclimáticas para habitações em Natal/RN através de simulações termoenergéticas”, **XIII Encontro Nacional e IX Encontro Latino-americano de Conforto no Ambiente Construído**.
- PANDEY et al., 2012, “Artificial neural networks for predicting indoor temperature using roof passive cooling techniques in buildings in different climatic conditions”, **Applied Soft Computing**, v. 12, n. 3, pp. 1214-1226.

- PATTERSON VENTILATION, 2021, **Solar Shield: Evaporative roof cooling**. Disponível em: <
https://www.pattersonfan.com/uploads/2/9/7/4/29747215/solar_shield_roof_system_info.pdf>. Acesso em: 8 set. 2021.
- PEARLMUTTER, D.; BERLINER, P., 2017, “Experiments with a ‘psychrometric’ roof pond system for passive cooling in hot-arid regions”, **Energy and Buildings**, v. 144, pp. 295-302.
- PPA, 2021, **Automatizadores deslizantes**. Disponível em: <
<https://www.ppa.com.br/produtos>>. Acesso em: 23 set. 2021.
- RHEE et al., 2017, “Ten questions about radiant heating and cooling systems”, **Building and Environment**, v. 112, pp. 367-381.
- RORIZ, V. F., 2007, **Refrigeração evaporativa por aspersão em telhas de fibrocimento: estudo teórico e experimental**. 188 p. Dissertação (Mestrado em Construção Civil) - Universidade Federal de São Carlos. São Carlos.
- RUNSHENG et al., 2003, “Experimental studies on a novel roof pond configuration for the cooling of buildings”, **Renewable Energy**, v. 28, n. 10, pp. 1513-1522.
- SABZI et al., 2015, “Investigation of cooling load reduction in buildings by passive cooling options applied on roof”, **Energy and Buildings**, v. 109, pp. 135-142.
- SANTOS et al., 2011, “Downward longwave radiation estimates for clear-sky conditions over northeast Brazil”, **Revista Brasileira de Meteorologia**, v. 26, pp. 443-450.
- SBSE - SOCIETY OF BUILDING SCIENCE EDUCATORS. **Climate Consultant**. Disponível em: <
<https://www.sbse.org/resources/climate-consultant>>. Acesso em: 29 set. 2021.
- SHARIFI, A.; YAMAGATA, Y., 2015, “Roof ponds as passive heating and cooling systems: A systematic review”, **Applied energy**, v. 160, pp. 336-357.
- SHUKUYA, M., 2007, “The exergy concept and its relation to passive/active technologies and renewable/non-renewable energy sources”, **IEA-ECBCS-Annex**, v. 49, pp. 5-7.

- SILVEIRA, J., 1983, **Estudo de um sistema passivo de resfriamento noturno**. 106. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.
- SPANAKI et al., 2011, “On the selection and design of the proper roof pond variant for passive cooling purposes”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 8, pp. 3523-3533.
- SPANAKI et al., 2014, “Assessing the passive cooling effect of the ventilated pond protected with a reflecting layer”, **Applied energy**, v. 123, pp. 273-280.
- TEIXEIRA, C. F. B.; LABAKI, L. C., 2006, “Resfriamento evaporativo em coberturas: estudo de caso em Campinas-SP”, **XI Encontro Nacional de Tecnologia do Ambiente Construído**, Florianópolis, 2006.
- VANGTOOK, P.; CHIRARATTANANON, S., 2005, “An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate”, **Energy and buildings**, v. 38, n. 4, pp. 273-285.
- ZETAFLEX, 2021, **A exclusiva e revolucionária cobertura retrátil**. Disponível em: <<https://www.zetaflex.com.br/produtos/coberturas/cobertura-retratil.aspx>>. Acesso em: 8 set. 2021.
- ZHANG et al., 2020, “CFD simulation of natural ventilation of a generic building in various incident wind directions: Comparison of turbulence modelling, evaluation methods, and ventilation mechanisms”, **Energy and Buildings**, v. 229, 110516.

APÊNDICES

APÊNDICE I – Equacionamento de carga térmica horária

I.1. Calor transmitido através das paredes (W)

Para cada superfície (opaca ou translúcida) i e hora t_k , aplicou-se:

$$\dot{Q}_{cond,i}^{t_k} = A_{p,i} \frac{1}{R_{tot,i}^{t_k}} (T_{BS}^{t_k} - T_{in}^{t_k}) \quad (A.1)$$

Onde $R_{tot,i}^{t_k}$ é a resistência térmica total, inversa da transmitância $U_i^{t_k}$, e dependente do coeficiente convectivo externo $h_{ext}^{t_k}$, do coeficiente convectivo interno h_{int} e dos j materiais da parede e suas respectivas espessuras e_j e condutividade térmica k_j .

$$R_{tot,i}^{t_k} = \frac{1}{U_i^{t_k}} = \frac{1}{h_{ext}^{t_k}} + \frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e_j}{k_j} \quad (A.2)$$

Admitiu-se $h_{int}=8$ W/m².C conforme FROTA e SCHIFFER (2001), e $h_{ext}^{t_k}$ foi obtido por interpolação da tabela A.1, em função da velocidade corrigida do vento.

Tabela A.1 – Coeficientes convectivos externos. Fonte: FROTA e SCHIFFER (2001).

Velocidade do ar externo (m/s)	Coefficiente convectivo médio (W/m ² .C)
0	8
0,5	10
1	13
3	21
9	35
18	50

I.2. Calor por absorção solar em superfícies opacas (W)

$$\dot{Q}_{rad,abs,i}^{t_k} = A_i I_i^{t_k} \left(\frac{\alpha_j}{R_{tot,i}^{t_k} h_{ext}^{t_k}} \right) \quad (A.3)$$

Onde α_j é a absorvidade do material externo, e $I_i^{t_k}$ é a irradiação incidente sobre a superfície i na hora t_k (W/m²). Uma vez que é complexo determinar os efeitos da irradiação direta e difusa combinadas sobre uma superfície não horizontal¹⁵, utilizou-se a irradiação global horizontal como entrada, e então calculou-se a irradiação total incidente sobre as superfícies através da equação extraída de Duffie e Beckman (2013) para irradiação direta incidente sobre superfícies i não horizontais:

$$\begin{aligned} I_i^{t_k} = I_{global,hor}^{t_k} & \arccos (sen\delta \ sen\varphi \ cos\beta_i - sen\delta \ cos\varphi \ sen\beta_i \ cos\gamma_i \\ & + \ cos\delta \ cos\varphi \ cos\beta_i \ cos\omega + \\ & \ cos\delta \ sen\varphi \ sen\beta_i \ cos\gamma_i \ cos\omega + \ cos\delta \ sen\beta_i \ sen\gamma_i \ sen\omega) \end{aligned} \quad (A.4)$$

Onde β_i é a inclinação da normal da superfície em relação ao plano horizontal ($^\circ$), φ é a latitude local ($^\circ$) γ_i é o ângulo azimutal da normal da superfície ($^\circ$), nulo no sul geográfico e crescente no sentido horário. Os ângulos δ e ω são, respectivamente, a declinação solar para o n -ésimo dia do ano e o ângulo horário referente à posição do sol na hora h , calculados por:

$$\delta = 23,45 \ sen \left(360 \frac{284+n}{365} \right) \quad (A.5)$$

$$\omega = -180 + 15h \quad (A.6)$$

¹⁵ Ver NOORIAN *et al.*, 2008.

I.3. Calor por transmissão solar em superfícies translúcidas (W)

Para as superfícies translúcidas (vidros), calculou-se:

$$\dot{Q}_{rad,trans,i}^{t_k} = A_i I_i^{t_k} \left(\frac{\alpha_j}{R_{tot,i}^{t_k} h_{ext}^{t_k}} + \tau_j \right) \quad (A.7)$$

Onde τ_j é a transmissividade do material transparente ou translúcido.

I.4. Calor por ventilação (W)

A seguinte equação foi aplicada (com fator de conversão de Joule para Watt-hora):

$$\dot{Q}_{vent}^{t_k} = \frac{\rho_{ar} c_{p,ar} Vol_{in} N_t^{t_k} (T_{BS}^{t_k} - T_{in}^{t_k})}{3600} \quad (A.8)$$

Onde ρ_{ar} é a massa específica do ar (kg/m^3), $c_{p,ar}$ é o calor específico à pressão constante do ar (J/kg.C), Vol_{in} é o volume interno do recinto (m^3) e $N_t^{t_k}$ é o número de trocas de ar a cada hora. O número de trocas de ar pode ser estimado através da vazão:

$$N_t^{t_k} = \frac{3600 Q_{ar}^{t_k}}{Vol_{in}} \quad (A.9)$$

A vazão de ar $Q_{ar}^{t_k}$ (m^3/s) pode ser calculada em função da componente da velocidade do ar na direção θ da abertura, isto é:

$$Q_{ar}^{tk} = 0,6A_{eqv}V_{corr}\cos(\theta)\sqrt{\Delta C_p} \quad (A.10)$$

Onde A_{eqv} é a área equivalente das aberturas, dependente das áreas de entrada A_{ent} e saída A_{sai} (equação A.11), V_{corr} é a velocidade do vento corrigida pela equação 4.1 e ΔC_p é o coeficiente de pressão do ar sobre a parede, recomendado conforme a equação A.12.

$$\frac{1}{A_{eqv}^2} = \frac{1}{A_{ent}^2} + \frac{1}{A_{sai}^2} \quad (A.11)$$

$$\Delta C_p = \begin{cases} 1,2 & \text{se } 0^\circ < \theta < 30^\circ \\ 0,1 + 0,0183(90^\circ - \theta) & \text{se } 30^\circ < \theta < 90^\circ \end{cases} \quad (A.12)$$

A NBR 15220-3 recomenda a ventilação seletiva para a zona térmica Z7 quando a temperatura de bulbo seco se torna bastante elevada. Para estimar a abertura das esquadrias do recinto, relacionou-se a quantidade de horas em que $T_{bs} > T_{in}$, e a partir daí, determinou-se um percentual constante de abertura das esquadrias para ventilação em Quixeramobim, correspondente a 47% da abertura total A_{ent} e A_{sai} . Já para a Z8 (João Pessoa), a ventilação foi considerada permanente, isto é, um percentual de abertura de 100 % das esquadrias ao longo de todas as horas do ano.

I.5. Calor por ocupação (W)

Conforme NOME *et al.* (2021), foram consideradas 3 ocupantes mulheres. Dentre elas, duas adultas com rotina de trabalho *home office*, e uma criança que estuda. A dissipação de calor pelo corpo humano depende da intensidade das atividades realizadas (FROTA; SCHIFFER, 2001). Considerou-se a seguinte rotina de atividades, tabela A.2. Os valores de dissipação de calor sensível são recomendados por FROTA e SCHIFFER (2001).

Tabela A.2 – Rotina hipotética de ocupação do recinto.

Horários do dia (h)	Atividade (adultas)	Atividade (criança)	Dissipação total (W)
8-12	Trabalho de escritório	Trabalho de escritório	195
12-14	Repouso	Repouso	193
14-18	Trabalho de escritório	Repouso	189
18-24	Repouso	Repouso	189
24-8	Sono (basal)	Sono (basal)	120

I.6. Calor dissipado por equipamentos (W)

Dada a dificuldade de estimar os horários de uso dos equipamentos e a potência dissipada por cada um deles, utilizou-se a uma taxa média de dissipação. De acordo com a ASHRAE (2009), para residências unifamiliares, pode-se usar um valor de dissipação médio de 470 W para um edifício residencial unifamiliar.

I.7. Carga térmica total (W)

A carga térmica total, ou carga de resfriamento, foi calculada pela soma horária das parcelas de calor:

$$\dot{Q}_{total}^{t_k} = \dot{Q}_{cond,i}^{t_k} + \dot{Q}_{rad,abs,i}^{t_k} + \dot{Q}_{rad,trans,i}^{t_k} + \dot{Q}_{hum}^{t_k} + \dot{Q}_{equip}^{t_k} \quad (A.13)$$

APÊNDICE II – Algoritmo principal do EES para o sistema combinado

"ALGORITMO DE ANÁLISE DO SISTEMA COMBINADO: ASPERSÃO EM TELHADO E TETO-RESERVATÓRIO"

"DENER DELMIRO MARTINS - Mestrando em Engenharia Mecânica pela UFPB"

"Esse algoritmo calcula as taxas de transferência de calor e temperaturas entre os subsistemas: telha retrátil, superfície interna da telha, água do teto-reservatório e forro da construção."

"OBS: O programa permite o uso de: 1. ático fechado durante o dia, e 2. ático aberto durante o dia. A diferença entre ambos é o equacionamento sobre as superfícies da lâmina d'água e da superfície interna da telha. Para alternar entre as modelagens, basta que o usuário aplique, para as modelagens diurnas, o comando Uncomment na expressão de interesse."

"-----"

"DADOS DE ENTRADA"

"Os dados serão aplicados nas sub-rotinas referentes às parcelas de energia"

M=72[h]

{Número de iterações}

N=72

{Número de divisões de step}

"1.DADOS CLIMÁTICOS"

"Os dados climáticos podem ser obtidos pelo INMET - Instituto Nacional de Meteorologia. Os dados devem ser inseridos em forma de LookUp Tables nessa seção, para o conjunto de horas que se deseja simular. O tempo de simulação é de 3 dias."

P_atm=101,2[kPa]

{Pressão atmosférica, kPa}

duplicate i=1;M

"Vetores de dados climáticos"

T_BS[i]=LookUp('DadosJP72';i;1)

{Temperatura de bulbo seco, °C}

T_BS_K[i]=ConvertTemp(C;K;T_BS[i])

{Conversão para Kelvin}

T_dew[i]=LookUp('DadosJP72';i;2)

{Temperatura de ponto de orvalho,

°C}

Vel_vento[i]=LookUp('DadosJP72';i;3)

{Velocidade do vento, m/s}

Vel_vento_x[i]=LookUp('DadosJP72';i;4)

{Componente x da velocidade, m/s}

Irr_dir[i]=LookUp('DadosJP72';i;5)

{Irradiação solar direta, W/m²}

Irr_dif[i]=LookUp('DadosJP72';i;6)

{Irradiação solar difusa, W/m²}

C_nuv[i]=LookUp('DadosJP72';i;7)

{Percentual de cobertura de nuvens}

"Vetores de fluxo térmico"

Q_conducao[i]=LookUp(DadosJP72;i;8)

{Carga térmica por condução,

diferença entre T_in e TBS, W}

Q_absorcao[i]=LookUp(DadosJP72;i;9)

{Carga térmica por absorção de

radiação - superfícies opacas, W}

Q_transmissao[i]=LookUp(DadosJP72;i;10)

{Carga térmica por transmissão -

aberturas e vidros, W}

Q_ventilacao[i]=LookUp(DadosJP72;i;11)

{Carga térmica por ventilação,

diferença entre T_in e TBS, W}

```

    Q_ocupacao[i]=Lookup(DadosJP72;i;12)      {Carga térmica por ocupação, 5
    pessoas, W}
    Q_equipamento[i]=Lookup(DadosJP72;i;13)  {Carga térmica por equipamentos, W}
    Q_total[i]=Lookup(DadosJP72;i;14)        {Carga térmica total, W}
end

```

"3.DADOS GEOMÉTRICOS DO SISTEMA"

"Nessa seção, os dados podem ser modificados. Entretanto, só haverá coerência nos resultados caso sejam antes modificados no cálculo de carga térmica via Matlab."

"Telhado"

```

larg_telha=7,92 [m]      {Largura da telha, m}
comp_telha=4,08 [m]    {Comprimento da telha, m}
comp_ret=0,88[m]       {Comprimento da telha retrátil fechada, m}
fca=1,21                {Fator de correção de área}
L_telha=0,0013[m]      {Espessura da telha, m}
"Lâmina d'água"
larg_w=7,92[m]         {Largura da lâmina, m}
comp_w=4,08[m]         {Comprimento da lâmina, m}
prof=0,2[m]            {Profundidade da lâmina, m}
Area_w=comp_w*larg_w   {Área do tanque, m²}
Vol_w=Area_w*prof      {Volume do tanque, m³}
"Ático"
comp_at=4,08[m]        {Comprimento do ático, m}
larg_at=7,92[m]        {Largura do ático, m}
alt_at=0,773[m]-prof   {Distância média entre superfície da água e telha,m}
"Forro"
comp_fo=4,08[m]        {Comprimento do forro, m}
larg_fo=7,92[m]        {Largura do forro, m}
L_fo=0,01[m]           {Espessura do forro, m}
L_ved=0,001[m]         {Espessura de vedação ou isolamento, m}

```

"4.PROPRIEDADES DOS MATERIAIS"

"Materiais pertinentes ao sistema combinado. Os materiais da própria construção - que resultam em dada carga térmica - devem ser alterados no algoritmo anterior em Matlab."

```

alpha_telha=0,297      {Absortividade da telha}
epsilon_se=0,90        {Emissividade da telha, externa}
k_telha=0,17[W/m-C]    {Condutividade térmica da telha, W/m.C}
epsilon_si=0,90        {Emissividade da telha, interna}
k_fo=0,17[W/m-C]      {Condutividade térmica do forro, W/m-C}
k_ved=15,1[W/m-C]     {Condutividade térmica da vedação ou isolamento,
W/m.C}

```

"5.DADOS INTERNOS"

"A temperatura de conforto foi calculada com base na temperatura de bulbo seco, conforme a equação proposta por Kruger et al. (2010). A umidade relativa foi considerada constante, assim como a velocidade interna. Ambos podem, no entanto, ser parametrizados pelo usuário."

```
duplicate tm=1;M
```

```

T_in[tm]=0,31*T_BS[tm]+17,8[C]      { Temperatura interna, °C }
T_dew_in[tm]=DewPoint(AirH2O;T=T_in[tm];r=phi_in;P=P_atm)
end
V_in=0,2[m/s]                      { Velocidade interna do ar, m/s }
phi_in=0,5                          { Umidade relativa interna }

"6. VETOR DE TEMPO"
t_sim=M*3600[s]/1[h]                { Tempo de simulação, s }
Dt=t_sim/N                          { Steps de tempo }
duplicate j=1;M
  t[j]=(j-1)*Dt                    { Tempo, s }
  th[j]=(t[j]+64800[s])*1[h]/3600[s] { Tempo, h }
end

#####  MODELAGEM NOTURNA - Primeira noite
#####

"-----"
"-----"
"BALANÇO NA LÂMINA D'ÁGUA"

"Propriedades da lâmina d'água"
T_w[1]=WetBulb(AirH2O;T=T_BS[1];D=T_dew[1];P=P_atm)      { Temperatura inicial
da lâmina=Temperatura de bulbo úmido }
cp_agua=4183[J/kg-C]                                       { Calor específico da água,
J/kg.C }
rho_agua=998[kg/m^3]                                       { Massa específica da água,
kg/m^3 }

"Início do looping"
duplicate pn=1;(M/6)

T_p[pn]=T_BS[pn]                                           { Temperatura externa da telha, °C }
T_si[pn]=T_BS[pn]                                           { Temperatura interna da telha, °C }

"Irradiação de ondas longas"
q_radlong_noite[pn]=q_radlong_noite(T_w[pn];T_BS[pn];T_dew[pn];C_nuv[pn];comp_w
;larg_w;alt_at;comp_ret)

"Convecção"
q_conv_noite[pn]=q_conv_noite(T_w[pn];T_BS[pn];T_dew[pn];Vel_vento_x[pn];comp_
w;larg_w)

"Evaporação"
q_evap_w[pn]=q_evap_w(T_w[pn];T_BS[pn];T_dew[pn];Vel_vento_x[pn];comp_w;larg_
w)

"Taxa de evaporação na lâmina d'água, kg/s"

```

```
m_dot_w[pn]=q_evap_w[pn]/Enthalpy_vaporization(Water;T=T_w[pn])
```

```
"Massa de entrada"
```

```
T_BU[pn]=WetBulb(AirH2O;T=T_BS[pn];D=T_dew[pn];P=P_atm)
```

```
q_massa_w[pn]=-m_dot_w[pn]*Enthalpy(Water;T=T_BU[pn];x=0)
```

```
"Condução através do forro"
```

```
q_cond_w[pn]=q_cond_w(T_w[pn];T_fo[pn];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)
```

```
"Taxa de variação da temperatura"
```

```
dTwdt[pn]=(q_conv_noite[pn]+q_cond_w[pn]+q_evap_w[pn]+q_radlong_noite[pn]+q_massa_w[pn])/(Vol_w*rho_agua*cp_agua)
```

```
"Calor armazenado"
```

```
q_armaz[pn]=Vol_w*rho_agua*cp_agua*dTwdt[pn]
```

```
"-----"
```

```
"BALANÇO NO FORRO"
```

```
"Condução"
```

```
q_cond_fo[pn]=q_cond_fo(T_fo[pn];T_w[pn];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)
```

```
"Convecção"
```

```
q_conv_fo[pn]=q_conv_fo(T_fo[pn];T_in[pn];phi_in;V_in;comp_fo;larg_fo)
```

```
"Irradiação de ondas longas"
```

```
q_radlong_fo[pn]=q_radlong_fo(T_fo[pn];T_in[pn];comp_fo;larg_fo)
```

```
"Balanço de energia - Forro"
```

```
q_cond_fo[pn]=-q_conv_fo[pn]-q_radlong_fo[pn]
```

```
end
```

```
"Método de integração de Cranck-Nicolson"
```

```
duplicate pn=1;(M/6-1)
```

```
T_w[pn+1]=T_w[pn]+(dTwdt[pn]+dTwdt[pn+1])*(Dt/2)
```

```
end
```

```
"##### MODELAGEM DIURNA - Primeira manhã  
#####"
```

```
duplicate pm=(M/6+1);(M/3)
```

```
"-----"
```

```
"BALANÇO NA SUPERFÍCIE EXTERNA DA TELHA"
```

```
"Irradiação solar"
```

$q_{\text{solar}}[\text{pm}] = q_{\text{solar}}(\text{Irr_dir}[\text{pm}]; \text{Irr_dif}[\text{pm}]; \text{comp_telha}; \text{larg_telha}; \text{alpha_telha})$

"Convecção"

$q_{\text{conv_telha}}[\text{pm}] = q_{\text{conv_telha}}(T_{\text{p}}[\text{pm}]; T_{\text{BS}}[\text{pm}]; T_{\text{dew}}[\text{pm}]; \text{Vel_vento}[\text{pm}]; \text{comp_telha}; \text{larg_telha})$

"Irradiação de ondas longas"

$q_{\text{radlong_telha}}[\text{pm}] = q_{\text{radlong_telha}}(T_{\text{p}}[\text{pm}]; T_{\text{BS}}[\text{pm}]; T_{\text{dew}}[\text{pm}]; C_{\text{nuv}}[\text{pm}]; \text{comp_telha}; \text{larg_telha}; \text{epsilon_se})$

"Evaporação de película"

$q_{\text{evap_telha}}[\text{pm}] = q_{\text{evap_telha}}(T_{\text{p}}[\text{pm}]; T_{\text{BS}}[\text{pm}]; T_{\text{dew}}[\text{pm}]; \text{Vel_vento}[\text{pm}]; \text{comp_telha}; \text{larg_telha})$

"Taxa de evaporação na superfície da telha, kg/s"

$m_{\text{dot_telha}}[\text{pm}] = q_{\text{evap_telha}}[\text{pm}] / \text{Enthalpy_vaporization}(\text{Water}; T = T_{\text{p}}[\text{pm}])$

"Condução"

$q_{\text{cond_telha}}[\text{pm}] = q_{\text{cond_telha}}(T_{\text{p}}[\text{pm}]; T_{\text{si}}[\text{pm}]; \text{comp_telha}; \text{larg_telha}; L_{\text{telha}}; k_{\text{telha}})$

"Balanço de energia - Telhado"

$q_{\text{solar}}[\text{pm}] = -q_{\text{conv_telha}}[\text{pm}] - q_{\text{radlong_telha}}[\text{pm}] - q_{\text{evap_telha}}[\text{pm}] - q_{\text{cond_telha}}[\text{pm}]$

"-----"

"BALANÇO NA SUPERFÍCIE INTERNA DA TELHA"

{"1. EQUAÇÕES PARA ÁTICO FECHADO"

"Condução através da superfície externa"

$q_{\text{cond_si}}[\text{pm}] = q_{\text{cond_si}}(T_{\text{si}}[\text{pm}]; T_{\text{p}}[\text{pm}]; \text{comp_telha}; \text{larg_telha}; L_{\text{telha}}; k_{\text{telha}})$

"Condução através do ático"

$q_{\text{cond_atsi}}[\text{pm}] = q_{\text{cond_atsi}}(T_{\text{si}}[\text{pm}]; T_{\text{w}}[\text{pm}]; \text{comp_at}; \text{larg_at}; \text{alt_at})$

"Irradiação de ondas longas"

$q_{\text{radlong_si}}[\text{pm}] = q_{\text{radlong_si}}(T_{\text{si}}[\text{pm}]; T_{\text{w}}[\text{pm}]; \text{comp_telha}; \text{larg_telha}; \text{comp_w}; \text{larg_w}; \text{alt_at}; \text{epsilon_si})$

"Balanço de energia - Superfície interna"

$q_{\text{cond_si}}[\text{pm}] = -q_{\text{cond_atsi}}[\text{pm}] - q_{\text{radlong_si}}[\text{pm}]$

"2.EQUAÇÕES PARA ÁTICO ABERTO"

{Temperatura do ático, °C}

$T_{\text{at}}[\text{pm}] = (T_{\text{BS}}[\text{pm}] + \text{WetBulb}(\text{AirH2O}; T = T_{\text{BS}}[\text{pm}]; D = T_{\text{dew}}[\text{pm}]; P = P_{\text{atm}})) / 2$

"Condução através da superfície externa"

$q_{cond_si}[pm]=q_{cond_si}(T_{si}[pm];T_p[pm];comp_telha;larg_telha;L_telha;k_telha)$

"Convecção"

$q_{conv_si}[pm]=q_{conv_noite}(T_{si}[pm];T_{at}[pm];T_{dew}[pm];Vel_vento_x[pm];comp_telha*fca;larg_telha)$

"Irradiação de ondas longas"

$q_{radlong_si}[pm]=q_{radlong_si}(T_{si}[pm];T_w[pm];comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w;alt_at;epsilon_si)$

"Balanço de energia - Superfície interna"

$q_{cond_si}[pm]=-q_{conv_si}[pm]-q_{radlong_si}[pm]$

"-----"

"BALANÇO NA LÂMINA D'ÁGUA"

{"1.EQUAÇÕES PARA ÁTICO FECHADO"

"Irradiação de ondas longas"

$q_{radlong_w}[pm]=q_{radlong_w}(T_w[pm];T_{si}[pm];comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w;alt_at;epsilon_si)$

"Condução através do ático"

$T_{at}[pm]=(T_{si}[pm]+T_w[pm])/2$

$q_{cond_atw}[pm]=q_{cond_atw}(T_w[pm];T_{si}[pm];comp_at;larg_at;alt_at)$

"Condução através do forro"

$q_{cond_w}[pm]=q_{cond_w}(T_w[pm];T_{fo}[pm];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)$

"Taxa de variação da temperatura"

$dTwdt[pm]=(q_{cond_atw}[pm]+q_{cond_w}[pm]+q_{radlong_w}[pm])/(Vol_w*rho_agua*cp_agua)$

"Calor armazenado"

$q_{armaz}[pm]=Vol_w*rho_agua*cp_agua*dTwdt[pm]$

"2.EQUAÇÕES PARA ÁTICO ABERTO"

"Irradiação de ondas longas"

$q_{radlong_w}[pm]=q_{radlong_w}(T_w[pm];T_{si}[pm];comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w;alt_at;epsilon_si)$

"Convecção"

$q_{conv_dia}[pm]=q_{conv_noite}(T_w[pm];T_{at}[pm];T_{dew}[pm];Vel_vento_x[pm];comp_w;larg_w)$

"Evaporação"

```
q_evap_w[pm]=q_evap_w(T_w[pm];T_at[pm];T_dew[pm];Vel_vento_x[pm];comp_w;lar
g_w)
```

```
"Taxa de evaporação na lâmina d'água, kg/s"
```

```
m_dot_w[pm]=q_evap_w[pm]/Enthalpy_vaporization(Water;T=T_w[pm])
```

```
"Massa de entrada"
```

```
T_BU[pm]=WetBulb(AirH2O;T=T_BS[pm];D=T_dew[pm];P=P_atm)
```

```
q_massa_w[pm]=-m_dot_w[pm]*Enthalpy(Water;T=T_BU[pm];x=0)
```

```
"Condução através do forro"
```

```
q_cond_w[pm]=q_cond_w(T_w[pm];T_fo[pm];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)
```

```
"Taxa de variação da temperatura"
```

```
dTwdt[pm]=(q_conv_dia[pm]+q_cond_w[pm]+q_radlong_w[pm]+q_evap_w[pm]+q_mas
sa_w[pm])/(Vol_w*rho_agua*cp_agua)
```

```
"Calor armazenado"
```

```
q_armaz[pm]=Vol_w*rho_agua*cp_agua*dTwdt[pm]
```

```
"Equações complementares - Plotagem de gráficos"
```

```
q_radlong_noite[pm]=0
```

```
q_conv_noite[pm]=0
```

```
"-----"
```

```
"BALANÇO NO FORRO"
```

```
"Condução"
```

```
q_cond_fo[pm]=q_cond_fo(T_fo[pm];T_w[pm];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)
```

```
"Convecção"
```

```
q_conv_fo[pm]=q_conv_fo(T_fo[pm];T_in[pm];phi_in;V_in;comp_fo;larg_fo)
```

```
"Irradiação de ondas longas"
```

```
q_radlong_fo[pm]=q_radlong_fo(T_fo[pm];T_in[pm];comp_fo;larg_fo)
```

```
"Balanço de energia - Forro"
```

```
q_cond_fo[pm]=-q_conv_fo[pm]-q_radlong_fo[pm]
```

```
end
```

```
"Método de integração de Cranck-Nicolson"
```

```
duplicate pm=(M/6);(M/3-1)
```

```
T_w[pm+1]=T_w[pm]+(dTwdt[pm]+dTwdt[pm+1])*(Dt/2)
```

```
end
```

```
"##### MODELAGEM NOTURNA - Segunda noite
```

```
#####"
```

```

"-----"
"-----"
"BALANÇO NA LÂMINA D'ÁGUA"

duplicate sn=(M/3+1);(M/2)

T_p[sn]=T_BS[sn]           {Temperatura externa da telha, °C}
T_si[sn]=T_BS[sn]         {Temperatura interna da telha, °C}

"Irradiação de ondas longas"
q_radlong_noite[sn]=q_radlong_noite(T_w[sn];T_BS[sn];T_dew[sn];C_nuv[sn];comp_w;l
arg_w;alt_at;comp_ret)

"Convecção"
q_conv_noite[sn]=q_conv_noite(T_w[sn];T_BS[sn];T_dew[sn];Vel_vento[sn];comp_w;lar
g_w)

"Evaporação"
q_evap_w[sn]=q_evap_w(T_w[sn];T_BS[sn];T_dew[sn];Vel_vento_x[sn];comp_w;larg_w
)

"Taxa de evaporação na lâmina d'água, kg/s"
m_dot_w[sn]=q_evap_w[sn]/Enthalpy_vaporization(Water;T=T_w[sn])

"Massa de entrada"
T_BU[sn]=WetBulb(AirH2O;T=T_BS[sn];D=T_dew[sn];P=P_atm)
q_massa_w[sn]=-m_dot_w[sn]*Enthalpy(Water;T=T_BU[sn];x=0)

"Condução através do forro"
q_cond_w[sn]=q_cond_w(T_w[sn];T_fo[sn];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)

"Taxa de variação da temperatura"
dTwdt[sn]=(q_conv_noite[sn]+q_cond_w[sn]+q_evap_w[sn]+q_radlong_noite[sn]+q_mas
sa_w[sn])/(Vol_w*rho_agua*cp_agua)

"Calor armazenado"
q_armaz[sn]=Vol_w*rho_agua*cp_agua*dTwdt[sn]

"-----"
"-----"
"BALANÇO NO FORRO"

"Condução"
q_cond_fo[sn]=q_cond_fo(T_fo[sn];T_w[sn];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)

"Convecção"
q_conv_fo[sn]=q_conv_fo(T_fo[sn];T_in[sn];phi_in;V_in;comp_fo;larg_fo)

```

"Irradiação de ondas longas"

$q_{\text{radlong_fo}}[sn]=q_{\text{radlong_fo}}(T_{\text{fo}}[sn];T_{\text{in}}[sn];\text{comp_fo};\text{larg_fo})$

"Balanço de energia - Forro"

$q_{\text{cond_fo}}[sn]=-q_{\text{conv_fo}}[sn]-q_{\text{radlong_fo}}[sn]$

end

"Método de integração de Cranck-Nicolson"

duplicate sn=(M/3):(M/2-1)

$T_w[sn+1]=T_w[sn]+(dTwdt[sn]+dTwdt[sn+1])*(Dt/2)$

end

MODELAGEM DIURNA - Segunda manhã
#####

duplicate sm=(M/2+1):(2*M/3)

"-----
-----"

"BALANÇO NA SUPERFÍCIE EXTERNA DA TELHA "

"Irradiação solar"

$q_{\text{solar}}[sm]=q_{\text{solar}}(\text{Irr_dir}[sm];\text{Irr_dif}[sm];\text{comp_telha};\text{larg_telha};\alpha_{\text{telha}})$

"Convecção"

$q_{\text{conv_telha}}[sm]=q_{\text{conv_telha}}(T_p[sm];T_{\text{BS}}[sm];T_{\text{dew}}[sm];\text{Vel_vento}[sm];\text{comp_telha};\text{larg_telha})$

"Irradiação de ondas longas"

$q_{\text{radlong_telha}}[sm]=q_{\text{radlong_telha}}(T_p[sm];T_{\text{BS}}[sm];T_{\text{dew}}[sm];C_{\text{nuv}}[sm];\text{comp_telha};\text{larg_telha};\epsilon_{\text{se}})$

"Evaporação de película"

$q_{\text{evap_telha}}[sm]=q_{\text{evap_telha}}(T_p[sm];T_{\text{BS}}[sm];T_{\text{dew}}[sm];\text{Vel_vento}[sm];\text{comp_telha};\text{larg_telha})$

"Taxa de evaporação na superfície da telha, kg/s"

$m_{\text{dot_telha}}[sm]=q_{\text{evap_telha}}[sm]/\text{Enthalpy_vaporization}(\text{Water};T=T_p[sm])$

"Condução"

$q_{\text{cond_telha}}[sm]=q_{\text{cond_telha}}(T_p[sm];T_{\text{si}}[sm];\text{comp_telha};\text{larg_telha};L_{\text{telha}};k_{\text{telha}})$

"Balanço de energia - Telhado"

$q_{\text{solar}}[sm]=-q_{\text{conv_telha}}[sm]-q_{\text{radlong_telha}}[sm]-q_{\text{evap_telha}}[sm]-q_{\text{cond_telha}}[sm]$

"-----
-----"

"BALANÇO NA SUPERFÍCIE INTERNA DA TELHA"

{"1.EQUAÇÕES PARA ÁTICO FECHADO"

"Condução através da superfície externa"

$$q_{cond_si}[sm]=q_{cond_si}(T_{si}[sm];T_p[sm];comp_telha;larg_telha;L_telha;k_telha)$$

"Condução através do ático"

$$q_{cond_atsi}[sm]=q_{cond_atsi}(T_{si}[sm];T_w[sm];comp_at;larg_at;alt_at)$$

"Irradiação de ondas longas"

$$q_{radlong_si}[sm]=q_{radlong_si}(T_{si}[sm];T_w[sm];comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w;alt_at;epsilon_si)$$

"Balanço de energia - Superfície interna"

$$q_{cond_si}[sm]=-q_{cond_atsi}[sm]-q_{radlong_si}[sm]}$$

"2.EQUAÇÕES PARA ÁTICO ABERTO"

{ Temperatura do ático, °C }

$$T_{at}[sm]=(T_{BS}[sm]+WetBulb(AirH2O;T=T_{BS}[sm];D=T_{dew}[sm];P=P_{atm}))/2$$

"Condução através da superfície externa"

$$q_{cond_si}[sm]=q_{cond_si}(T_{si}[sm];T_p[sm];comp_telha;larg_telha;L_telha;k_telha)$$

"Convecção"

$$q_{conv_si}[sm]=q_{conv_noite}(T_{si}[sm];T_{at}[sm];T_{dew}[sm];Vel_vento_x[sm];comp_telha*fca;larg_telha)$$

"Irradiação de ondas longas"

$$q_{radlong_si}[sm]=q_{radlong_si}(T_{si}[sm];T_w[sm];comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w;alt_at;epsilon_si)$$

"Balanço de energia - Superfície interna"

$$q_{cond_si}[sm]=-q_{conv_si}[sm]-q_{radlong_si}[sm]$$

"-----"

"BALANÇO NA LÂMINA D'ÁGUA"

{"1.EQUAÇÕES PARA ÁTICO FECHADO"

"Irradiação de ondas longas"

$$q_{radlong_w}[sm]=q_{radlong_w}(T_w[sm];T_{si}[sm];comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w;alt_at;epsilon_si)$$

"Condução através do ático"

$$T_{at}[sm]=(T_{si}[sm]+T_w[sm])/2$$

$$q_{cond_atw}[sm]=q_{cond_atw}(T_w[sm];T_{si}[sm];comp_at;larg_at;alt_at)$$

"Condução através do forro"

$$q_{cond_w}[sm]=q_{cond_w}(T_w[sm];T_{fo}[sm];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)$$

"Taxa de variação da temperatura"

$$dT_{wdt}[sm] = (q_{cond_atw}[sm] + q_{cond_w}[sm] + q_{radlong_w}[sm]) / (Vol_w * rho_agua * cp_agua)$$

"Calor armazenado"

$$q_{armaz}[sm] = Vol_w * rho_agua * cp_agua * dT_{wdt}[sm]$$

"2.EQUAÇÕES PARA ÁTICO ABERTO"

"Irradiação de ondas longas"

$$q_{radlong_w}[sm] = q_{radlong_w}(T_w[sm]; T_si[sm]; comp_telha; larg_telha; comp_w; larg_w; alt_at; epsilon_si)$$

"Convecção"

$$q_{conv_dia}[sm] = q_{conv_noite}(T_w[sm]; T_at[sm]; T_dew[sm]; Vel_vento_x[sm]; comp_w; larg_w)$$

"Evaporação"

$$q_{evap_w}[sm] = q_{evap_w}(T_w[sm]; T_at[sm]; T_dew[sm]; Vel_vento_x[sm]; comp_w; larg_w)$$

"Taxa de evaporação na lâmina d'água, kg/s"

$$m_dot_w[sm] = q_{evap_w}[sm] / Enthalpy_vaporization(Water; T=T_w[sm])$$

"Massa de entrada"

$$T_BU[sm] = WetBulb(AirH2O; T=T_BS[sm]; D=T_dew[sm]; P=P_atm)$$

$$q_{massa_w}[sm] = -m_dot_w[sm] * Enthalpy(Water; T=T_BU[sm]; x=0)$$

"Condução através do forro"

$$q_{cond_w}[sm] = q_{cond_w}(T_w[sm]; T_fo[sm]; comp_fo; larg_fo; L_fo; k_fo; L_ved; k_ved)$$

"Taxa de variação da temperatura"

$$dT_{wdt}[sm] = (q_{conv_dia}[sm] + q_{cond_w}[sm] + q_{radlong_w}[sm] + q_{evap_w}[sm]) / (Vol_w * rho_agua * cp_agua)$$

"Calor armazenado"

$$q_{armaz}[sm] = Vol_w * rho_agua * cp_agua * dT_{wdt}[sm]$$

"Equações complementares - Plotagem de gráficos"

$$q_{radlong_noite}[sm] = 0$$

$$q_{conv_noite}[sm] = 0$$

"-----"

"BALANÇO NO FORRO"

"Condução"

$$q_{cond_fo}[sm] = q_{cond_fo}(T_fo[sm]; T_w[sm]; comp_fo; larg_fo; L_fo; k_fo; L_ved; k_ved)$$

"Convecção"

$q_{conv_fo}[sm]=q_{conv_fo}(T_{fo}[sm];T_{in}[sm];\phi_{in};V_{in};comp_{fo};larg_{fo})$

"Irradiação de ondas longas"

$q_{radlong_fo}[sm]=q_{radlong_fo}(T_{fo}[sm];T_{in}[sm];comp_{fo};larg_{fo})$

"Balanço de energia - Forro"

$q_{cond_fo}[sm]=-q_{conv_fo}[sm]-q_{radlong_fo}[sm]$

end

"Método de integração de Cranck-Nicolson"

duplicate sm=(M/2):(2*M/3-1)

$T_w[sm+1]=T_w[sm]+(dTwdt[sm]+dTwdt[sm+1])*(Dt/2)$

end

"##### MODELAGEM NOTURNA - Terceira noite
#####"

"-----
-----"

"BALANÇO NA LÂMINA D'ÁGUA"

duplicate tn=(2*M/3+1):(5*M/6)

$T_p[tn]=T_{BS}[tn]$ { Temperatura externa da telha, °C }

$T_{si}[tn]=T_{BS}[tn]$ { Temperatura interna da telha, °C }

"Irradiação de ondas longas"

$q_{radlong_noite}[tn]=q_{radlong_noite}(T_w[tn];T_{BS}[tn];T_{dew}[tn];C_{nuv}[tn];comp_w;larg_w;alt_{at};comp_{ret})$

"Convecção"

$q_{conv_noite}[tn]=q_{conv_noite}(T_w[tn];T_{BS}[tn];T_{dew}[tn];Vel_{vento}[tn];comp_w;larg_w)$

"Evaporação"

$q_{evap_w}[tn]=q_{evap_w}(T_w[tn];T_{BS}[tn];T_{dew}[tn];Vel_{vento_x}[tn];comp_w;larg_w)$

"Taxa de evaporação na lâmina d'água, kg/s"

$m_{dot_w}[tn]=q_{evap_w}[tn]/Enthalpy_{vaporization}(Water;T=T_w[tn])$

"Massa de entrada"

$T_{BU}[tn]=WetBulb(AirH2O;T=T_{BS}[tn];D=T_{dew}[tn];P=P_{atm})$

$q_{massa_w}[tn]=-m_{dot_w}[tn]*Enthalpy(Water;T=T_{BU}[tn];x=0)$

"Condução através do forro"

$q_{cond_w}[tn]=q_{cond_w}(T_w[tn];T_{fo}[tn];comp_{fo};larg_{fo};L_{fo};k_{fo};L_{ved};k_{ved})$

"Taxa de variação da temperatura"

$dT_{wdt}[tn] = (q_{conv_noite}[tn] + q_{cond_w}[tn] + q_{evap_w}[tn] + q_{radlong_noite}[tn]) / (Vol_w * rho_agua * cp_agua)$

"Calor armazenado"

$q_{armaz}[tn] = Vol_w * rho_agua * cp_agua * dT_{wdt}[tn]$

"-----"
"-----"

"BALANÇO NO FORRO"

"Condução"

$q_{cond_fo}[tn] = q_{cond_fo}(T_{fo}[tn]; T_w[tn]; comp_fo; larg_fo; L_fo; k_fo; L_ved; k_ved)$

"Convecção"

$q_{conv_fo}[tn] = q_{conv_fo}(T_{fo}[tn]; T_{in}[tn]; phi_{in}; V_{in}; comp_fo; larg_fo)$

"Irradiação de ondas longas"

$q_{radlong_fo}[tn] = q_{radlong_fo}(T_{fo}[tn]; T_{in}[tn]; comp_fo; larg_fo)$

"Balanço de energia - Forro"

$q_{cond_fo}[tn] = -q_{conv_fo}[tn] - q_{radlong_fo}[tn]$

end

"Método de integração de Cranck-Nicolson"

duplicate tn=(2*M/3):(5*M/6-1)

$T_w[tn+1] = T_w[tn] + (dT_{wdt}[tn] + dT_{wdt}[tn+1]) * (Dt/2)$

end

"##### MODELAGEM DIURNA - Terceira manhã
#####"

duplicate tm=(5*M/6+1):M

"-----"
"-----"

"BALANÇO NA SUPERFÍCIE EXTERNA DA TELHA"

"Irradiação solar"

$q_{solar}[tm] = q_{solar}(Irr_dir[tm]; Irr_dif[tm]; comp_telha; larg_telha; alpha_telha)$

"Convecção"

$q_{conv_telha}[tm] = q_{conv_telha}(T_p[tm]; T_{BS}[tm]; T_{dew}[tm]; Vel_vento[tm]; comp_telha; larg_telha)$

"Irradiação de ondas longas"

$q_{radlong_telha}[tm] = q_{radlong_telha}(T_p[tm]; T_{BS}[tm]; T_{dew}[tm]; C_{nuv}[tm]; comp_telha; larg_telha; epsilon_se)$

"Evaporação de película"

$q_{\text{evap_telha}}[tm]=q_{\text{evap_telha}}(T_p[tm];T_BS[tm];T_dew[tm];Vel_vento[tm];comp_telha;larg_telha)$

"Taxa de evaporação na superfície da telha, kg/s"

$m_dot_telha[tm]=q_{\text{evap_telha}}[tm]/Enthalpy_vaporization(Water;T=T_p[tm])$

"Condução"

$q_{\text{cond_telha}}[tm]=q_{\text{cond_telha}}(T_p[tm];T_si[tm];comp_telha;larg_telha;L_telha;k_telha)$

"Balanço de energia - Telhado"

$q_{\text{solar}}[tm]=-q_{\text{conv_telha}}[tm]-q_{\text{radlong_telha}}[tm]-q_{\text{evap_telha}}[tm]-q_{\text{cond_telha}}[tm]$

"-----"

"BALANÇO 2 - SUPERFÍCIE INTERNA DA TELHA"

{"1. EQUAÇÕES PARA ÁTICO FECHADO"

"Condução através da superfície externa"

$q_{\text{cond_si}}[tm]=q_{\text{cond_si}}(T_si[tm];T_p[tm];comp_telha;larg_telha;L_telha;k_telha)$

"Condução através do ático"

$q_{\text{cond_atsi}}[tm]=q_{\text{cond_atsi}}(T_si[tm];T_w[tm];comp_at;larg_at;alt_at)$

"Irradiação de ondas longas"

$q_{\text{radlong_si}}[tm]=q_{\text{radlong_si}}(T_si[tm];T_w[tm];comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w;alt_at;epsilon_si)$

"Balanço de energia - Superfície interna"

$q_{\text{cond_si}}[tm]=-q_{\text{cond_atsi}}[tm]-q_{\text{radlong_si}}[tm]$

"2.EQUAÇÕES PARA ÁTICO ABERTO"

{ Temperatura do ático, °C }

$T_at[tm]=(T_BS[tm]+WetBulb(AirH2O;T=T_BS[tm];D=T_dew[tm];P=P_atm))/2$

"Condução através da superfície externa"

$q_{\text{cond_si}}[tm]=q_{\text{cond_si}}(T_si[tm];T_p[tm];comp_telha;larg_telha;L_telha;k_telha)$

"Convecção"

$q_{\text{conv_si}}[tm]=q_{\text{conv_noite}}(T_si[tm];T_at[tm];T_dew[tm];Vel_vento_x[tm];comp_telha*fca;larg_telha)$

"Irradiação de ondas longas"

$q_{\text{radlong_si}}[tm]=q_{\text{radlong_si}}(T_si[tm];T_w[tm];comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w;alt_at;epsilon_si)$

"Balanço de energia - Superfície interna"

$q_{\text{cond_si}}[tm]=-q_{\text{conv_si}}[tm]-q_{\text{radlong_si}}[tm]$

```

"-----"
"-----"
"BALANÇO NA LÂMINA D'ÁGUA"

{"1.EQUAÇÕES PARA ÁTICO FECHADO"
"Irradiação de ondas longas"
q_radlong_w[tm]=q_radlong_w(T_w[tm];T_si[tm];comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w
;alt_at;epsilon_si)

"Condução através do ático"
T_at[tm]=(T_si[tm]+T_w[tm])/2
q_cond_atw[tm]=q_cond_atw(T_w[tm];T_si[tm];comp_at;larg_at;alt_at)

"Condução através do forro"
q_cond_w[tm]=q_cond_w(T_w[tm];T_fo[tm];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)

"Taxa de variação da temperatura"
dTwdt[tm]=(q_cond_atw[tm]+q_cond_w[tm]+q_radlong_w[tm])/(Vol_w*rho_agua*cp_a
gua)

"Calor armazenado"
q_armaz[tm]=Vol_w*rho_agua*cp_agua*dTwdt[tm]}

"2.EQUAÇÕES PARA ÁTICO ABERTO"

"Irradiação de ondas longas"
q_radlong_w[tm]=q_radlong_w(T_w[tm];T_si[tm];comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w
;alt_at;epsilon_si)

"Convecção"
q_conv_dia[tm]=q_conv_noite(T_w[tm];T_at[tm];T_dew[tm];Vel_vento_x[tm];comp_w;l
arg_w)

"Evaporação"
q_evap_w[tm]=q_evap_w(T_w[tm];T_at[tm];T_dew[tm];Vel_vento_x[tm];comp_w;larg_
w)

"Taxa de evaporação na lâmina d'água, kg/s"
m_dot_w[tm]=q_evap_w[tm]/Enthalpy_vaporization(Water;T=T_w[tm])

"Massa de entrada"
T_BU[tm]=WetBulb(AirH2O;T=T_BS[tm];D=T_dew[tm];P=P_atm)
q_massa_w[tm]=-m_dot_w[tm]*Enthalpy(Water;T=T_BU[tm];x=0)

"Condução através do forro"
q_cond_w[tm]=q_cond_w(T_w[tm];T_fo[tm];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)

"Taxa de variação da temperatura"

```

```
dTwdt[tm]=(q_conv_dia[tm]+q_cond_w[tm]+q_radlong_w[tm]+q_evap_w[tm]+q_massa_w[tm])/(Vol_w*rho_agua*cp_agua)
```

```
"Calor armazenado"
```

```
q_armaz[tm]=Vol_w*rho_agua*cp_agua*dTwdt[tm]
```

```
"Equações complementares - Plotagem de gráficos"
```

```
q_radlong_noite[tm]=0
```

```
q_conv_noite[tm]=0
```

```
"-----"
```

```
"BALANÇO NO FORRO"
```

```
"Condução"
```

```
q_cond_fo[tm]=q_cond_fo(T_fo[tm];T_w[tm];comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)
```

```
"Convecção"
```

```
q_conv_fo[tm]=q_conv_fo(T_fo[tm];T_in[tm];phi_in;V_in;comp_fo;larg_fo)
```

```
"Irradiação de ondas longas"
```

```
q_radlong_fo[tm]=q_radlong_fo(T_fo[tm];T_in[tm];comp_fo;larg_fo)
```

```
"Balanço de energia - Forro"
```

```
q_cond_fo[tm]=-q_conv_fo[tm]-q_radlong_fo[tm]
```

```
end
```

```
"Método de integração de Cranck-Nicolson"
```

```
duplicate tm=(5*M/6):(M-1)
```

```
T_w[tm+1]=T_w[tm]+(dTwdt[tm]+dTwdt[tm+1])*(Dt/2)
```

```
end
```

```
"##### POTENCIAL E  $\rho_p$ 
```

```
#####"
```

```
duplicate ef=1;M
```

```
W_dot_motor[ef]=1044[W]*13,5[s]/43200[s]      {Potência média do motor de  
acionamento, W}
```

```
W_dot_controlador[ef]=50[W]*43200[s]/86400[s] {Potência média do controlador,  
W}
```

```
W_dot[ef]=W_dot_motor[ef]+W_dot_controlador[ef]  
      {Potência total média, W}
```

```
P_refri[ef]=-q_cond_fo[ef]                    {Potencial de resfriamento W}
```

```
Q_reduzida[ef]=Q_total[ef]-P_refri[ef]        {Carga térmica reduzida, W}
```

```
Perc_redução[ef]=1-Q_reduzida[ef]/Q_total[ef] {Percentual de redução}
```

```
ROP[ef]=P_refri[ef]/W_dot[ef]                { $\rho_p$  real}
```

end

"##### CONSUMO MÉDIO DE ÁGUA
#####"

"Telha"

$m_bar_telha_1=(1/12)*sum(m_dot_telha[d];d=13;24)$
{ Consumo médio no dia 1, kg/s }

$m_bar_telha_2=(1/12)*sum(m_dot_telha[d];d=37;48)$ { Consumo médio no dia 2,
kg/s }

$m_bar_telha_3=(1/12)*sum(m_dot_telha[d];d=61;72)$ { Consumo médio no dia 3,
kg/s }

$V_bar_telha=(m_bar_telha_1+m_bar_telha_2+m_bar_telha_3)/rho_agua*Convert(m^3/s;$
L/h)

{"Lâmina d'água - ÁTICO FECHADO"

$m_bar_w_1=(1/12)*sum(m_dot_w[d];d=1;12)$ { Consumo médio no dia 1, kg/s }

$m_bar_w_2=(1/12)*sum(m_dot_w[d];d=25;36)$ { Consumo médio no dia 2, kg/s }

$m_bar_w_3=(1/12)*sum(m_dot_w[d];d=49;60)$ { Consumo médio no dia 3,
kg/s }

$m_bar_w=(m_bar_w_1+m_bar_w_2+m_bar_w_3)/3$
{ Consumo médio, kg/s }

$V_bar_w=m_bar_w/rho_agua*Convert(m^3/s;L/h)$

"Lâmina d'água - ÁTICO ABERTO"

$m_bar_w=(1/72)*sum(m_dot_w[d];d=1;72)$ { Consumo médio, kg/s }

$V_bar_w=(m_bar_w)/rho_agua*Convert(m^3/s;L/h)$
{ Consumo médio horário, L/h }

APÊNDICE III – Sub-rotinas para cálculo de fluxos térmicos no EES DIURNAS

"FUNÇÃO DIURNA 1 - GANHOS SOLARES"

"Função para o cálculo de ganhos solares durante o dia, com aspersão ligada"

Function q_solar(Irr_dir;Irr_dif;comp_telha;larg_telha;alpha)

\$VarInfo Irr_dir Units='W/m^2'

\$VarInfo Irr_dif Units='W/m^2'

\$VarInfo comp_telha Units='m'

\$VarInfo larg_telha Units='m'

\$VarInfo alpha Units='-'

Area=larg_telha*comp_telha

{ Área da telha, m²}

rho=1-alpha

{ Reflectividade da cor marfim }

FF=0,192

{ Fator de inter-reflexão da telha ondulada }

alpha_2=alpha+alpha*FF*rho
e material }

{ Absortância da telha marfim, função da geometria e material }

fca=1,21

{ Fator de correção para telha ondulada, ver Roriz (2007) }

(2007)}

q_dir=Irr_dir*alpha_2*Area

{ Calor por irradiação direta, W }

q_dif=Irr_dif*(1-FF)*alpha_2*Area*fca

{ Calor por irradiação difusa, W }

q_solar=q_dir+q_dif

{ Calor por irradiação solar, W }

end

"FUNÇÃO DIURNA 2 - CONVECÇÃO NA TELHA"

"Função para calcular o calor extraído por convecção do telhado durante o dia"

Function q_conv_telha(T_p;T_BS;T_dew;Vel_vento;comp_telha;larg_telha)

\$VarInfo T_p Units='C'

\$VarInfo T_BS Units='C'

\$VarInfo T_dew Units='C'

\$VarInfo Vel_vento Units='m/s'

\$VarInfo comp_telha Units='m'

\$VarInfo larg_telha Units='m'

Area=larg_telha*comp_telha

{ Área, m²}

Perim=2*(larg_telha+comp_telha)

{ Perímetro, m }

L_n=Area/Perim

{ Comprimento característico para convecção natural, m }

L_f=Area^(1/2)

{ Comprimento característico para convecção forçada, m }

m }

T_0=273,15 [K]

{ Temperatura de referência, K }

P_atm=101,2 [kPa]

{ Pressão atmosférica, kPa }

P_0=101,325 [kPa]

{ Pressão de referência, kPa }

g=9,81 [m/s²]

{ Gravidade, m/s²}

"Propriedades do ar externo"

$T_filme=(T_BS+T_p)/2$
 { Temperatura de filme externa, °C }
 $k_Ext=Conductivity(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)*convert(W/m-K;W/m-C)$
 { Condutividade térmica do ar úmido, W/m.°C }
 $cp_Ext=Cp(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)$ { Calor
 específico do ar úmido, kJ/kg.C }
 $mu_Ext=Viscosity(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)$
 { Viscosidade dinâmica do ar úmido, Pa.s }
 $rho_Ext=Density(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)$ { Massa
 específica do ar úmido, kg/m³ }
 $nu_Ext=mu_Ext/rho_Ext$
 { Viscosidade cinemática do ar úmido, m²/s }

$v_Ext=Volume(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)$ { Volume
 específico do ar úmido, m³/kg }
 $omega_Ext=HumRat(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)$
 { Umidade absoluta, kg/kg ar seco }
 $P_Ext_sat=P_omega_sat(ConvertTemp(C;K;T_filme))*convert(Pa;kPa)$
 { Pressão de saturação, kPa }

$omega_Ext_sat=0,62198*(P_Ext_sat/(P_atm-P_Ext_sat))$ { Umidade
 de saturação, kg/kg ar seco }

"Convecção natural e forçada"
 $beta_Ext=1/(ConvertTemp(C;K;T_filme))$ { Coeficiente
 de expansão térmica, K⁻¹ }
 "Número de Prandtl"
 $Pr_Ext=cp_Ext*mu_Ext/k_Ext$
 "Número de Grashof"
 $Gr_Ext=abs(g*beta_Ext*(L_n^3)*(T_BS-T_p)/nu_Ext^2)$
 "Número de Rayleigh"
 $Ra_Ext=Gr_Ext*Pr_Ext$
 "Número de Reynolds"
 $Re_Ext=Vel_vento*L_f/nu_Ext$

"Convecção natural"
 $Nuss_Ext_n=Nusselt_natural(Ra_Ext)$ { Número de Nusselt }

$h_Ext_n=Nuss_Ext_n*k_Ext/L_n$ { Coeficiente convectivo
 natural, W/m².K }
 $q_conv_Ext1=h_Ext_n*Area*(T_BS-T_p)$
 "Convecção forçada"
 $Nuss_Ext_f=0,037*Re_Ext^(4/5)*Pr_Ext^(1/3)$ { Número de Nusselt }

$h_Ext_f=Nuss_Ext_f*k_Ext/L_f$ { Coeficiente convectivo
 forçado, W/m².K }
 $q_conv_Ext2=h_Ext_f*Area*(T_BS-T_p)$

$R=(Gr_Ext/Re_Ext^2)$ { Razão Grashoff-Reynolds }

```

if R<1 then
q_conv_telha=q_conv_Ext2           {Calor por convecção,
W}
else
q_conv_telha=q_conv_Ext1           {Calor por convecção, W}
endif

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 3 - IRRADIAÇÃO DE ONDAS LONGAS NA TELHA"

```

Function q_radlong_telha(T_p;T_BS;T_dew;C_nuv;comp_telha;larg_telha)
$VarInfo T_p Units='C'
$VarInfo T_BS Units='C'
$VarInfo T_dew Units='C'
$VarInfo C_nuv Units='-'
$VarInfo comp_telha Units='m'
$VarInfo larg_telha Units='m'

Area=larg_telha*comp_telha      {Área, m²}
stefan=5,6697E-08                {Constante de Stefan_Boltzmann}
fca=1,21                          {Fator de correção para telha ondulada, ver Roriz (2007)}
FF=0,192                          {Fator de forma para troca radiante}

epsilon_telha=0,90                {Emitância da telha}
P_atm=101,2 [kPa]                {Pressão atmosférica, kPa}

v_Ext=Volume(AirH2O;T=T_BS;D=T_dew;P=P_atm)           {Volume
específico do ar úmido, m³/kg}
omega_Ext=HumRat(AirH2O;T=T_BS;D=T_dew;P=P_atm)       {Umidade
absoluta, kg/kg ar seco}

P_v=(omega_Ext*P_atm)/(0,62198+omega_Ext)
{Pressão de vapor no ar, kPa}
epsilon_ceu=0,6905*(P_v*convert(kPa;Pa)/ConvertTemp(C;K;T_BS))^(0,0881)
{Emissividade do céu}
T_ceu=ConvertTemp(C;K;T_BS)*(epsilon_ceu+0,8*(1-epsilon_ceu)*C_nuv)^(1/4)
{Temperatura do céu, K}
q_radlong_telha=epsilon_telha*stefan*(1-FF)*Area*fca*(T_ceu^4-
(ConvertTemp(C;K;T_p))^4)           {Calor por irradiação de ondas longas, W}

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 4 - EVAPORAÇÃO DA PELÍCULA D'ÁGUA NA TELHA"

```

Function q_evap_telha(T_p;T_BS;T_dew;Vel_vento;comp_telha;larg_telha)

```

"Dados de entrada"

$T_0=273,15$ [K] {Temperatura de referência, K}
 $P_{atm}=101,2$ [kPa] {Pressão atmosférica, kPa}
 $P_0=101,325$ [kPa] {Pressão de referência, kPa}
 $stefan=5,6697E-08$ {Constante de Stefan_Boltzmann}
 $g=9,81$ [m/s²] {Gravidade, m/s²}
 $Area=larg_telha*comp_telha$ {Área, m²}
 $fca=1,21$ {Fator de correção de área}
 $Perim=2*(larg_telha+comp_telha)$ {Perímetro, m}
 $L_n=Area/Perim$ {Comprimento característico para convecção natural, m}
 $L_f=Area^{(1/2)}$ {Comprimento característico para convecção forçada, m}
 $C_{dva}=2,11E-5$ [m²/s] {Constante de difusividade do vapor no ar, m²/s}

"Propriedades do ar externo"

$T_{filme}=(T_{BS}+T_p)/2$
 {Temperatura de filme externa, °C}
 $k_{Ext}=Conductivity(AirH2O;T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})*convert(W/m-K;W/m-C)$
 {Condutividade térmica do ar úmido, W/m.°C }
 $cp_{Ext}=Cp(AirH2O;T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})$ {Calor específico do ar úmido, kJ/kg.C}
 $mu_{Ext}=Viscosity(AirH2O;T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})$
 {Viscosidade dinâmica do ar úmido, Pa.s}
 $rho_{Ext}=Density(AirH2O;T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})$ {Massa específica do ar úmido, kg/m³}
 $nu_{Ext}=mu_{Ext}/rho_{Ext}$
 {Viscosidade cinemática do ar úmido, m²/s}

$v_{Ext}=Volume(AirH2O;T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})$ {Volume específico do ar úmido, m³/kg}
 $omega_{Ext}=HumRat(AirH2O;T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})$
 {Umidade absoluta, kg/kg ar seco}
 $P_{Ext_sat}=P_{omega_sat}(ConvertTemp(C;K;T_p))*convert(Pa;kPa)$ {Pressão de saturação, kPa}

$omega_{Ext_sat}=0,62198*(P_{Ext_sat}/(P_{atm}-P_{Ext_sat}))$ {Umidade de saturação, kg/kg ar seco}

$beta_{Ext}=1/(ConvertTemp(C;K;T_{filme}))$ {Coeficiente de expansão térmica, K⁻¹}
 $Pr_{Ext}=cp_{Ext}*mu_{Ext}/k_{Ext}$ {Número de Prandtl}
 $Gr_{Ext}=abs(g*beta_{Ext}*(L_n^3)*(T_p-T_{BS})/nu_{Ext}^2)$
 {Número de Grashoff}
 $Ra_{Ext}=Gr_{Ext}*Pr_{Ext}$ {Número de Rayleigh}
 $Re_{Ext}=Vel_{vento}*L_f/nu_{Ext}$ {Número de Reynolds}
 "Convecção natural"
 $Nuss_{Ext_n}=Nusselt_natural(Ra_{Ext})$ {Número de Nusselt natural}
 $h_{Ext_n}=Nuss_{Ext_n}*k_{Ext}/L_n$ {Coeficiente convectivo natural, W/m².K}
 "Convecção forçada"

```

Nuss_Ext_f=Nusselt_forcado(Re_Ext;Pr_Ext)           {Número de Nusselt
forçado}
h_Ext_f=Nuss_Ext_f*k_Ext/L_f                       {Coeficiente
convectivo forçado, W/m².K}

"Evaporação - CHIASSON 2000"
DELTAh_Ext=Enthalpy_vaporization(Water;T=T_p)
Dva_Ext=C_dva*(ConvertTemp(C;K;T_filme)/T_0)^(1,94)*(P_0/P_atm)
{Difusividade do vapor no ar, ANDRÉAS, 2005}
alfa_Ext=ThermalDiffusivity(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)
{Difusividade térmica do ar úmido, m²/s}
Le_Ext=alfa_Ext/Dva_Ext                            {Número de Lewis}
h_massa_Ext=h_Ext_f/(cp_Ext*Le_Ext^(2/3))         {Coeficiente de
transferência de massa, kg/m².s}
m_dot=h_massa_Ext*(omega_Ext-omega_Ext_sat)        {Taxa de evaporação
no telhado, kg/m².s}
rho_agua=Density(Water;T=T_p;P=P_atm)             {Massa específica da água,
kg/m³}
V_dot=(m_dot/rho_agua)*Area                        {Volume evaporado por
segundo, m³/s}
V_dot_litro=V_dot*convert(m^3/s;L/h)              {Volume evaporado por hora,
L/h}

q_evap_telha=m_dot*Area*fca*DELTAh_Ext           {Calor por
evaporação, W}

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 5 - CONDUÇÃO PELA TELHA"

```

Function q_cond_telha(T_p;T_si;comp_telha;larg_telha;L_telha;k_telha)
$VarInfo T_p Units='C'
$VarInfo T_si Units='C'
$VarInfo comp_telha Units='m'
$VarInfo larg_telha Units='m'
$VarInfo L_telha Units='m'
$VarInfo k_telha Units='W/m-C'

Area=larg_telha*comp_telha   {Área, m²}
fca=1,21                     {Fator de correção de área}

q_cond_telha=k_telha*Area*fca*(T_si-T_p)/L_telha

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 6 - CONDUÇÃO NA SUPERFÍCIE INTERNA DA TELHA"

```

Function q_cond_si(T_si;T_p;comp_telha;larg_telha;L_telha;k_telha)
$VarInfo T_p Units='C'
$VarInfo T_si Units='C'

```

```

$VarInfo comp_telha Units='m'
$VarInfo larg_telha Units='m'
$VarInfo L_telha Units='m'
$VarInfo k_telha Units='W/m-C'

```

```

Area=larg_telha*comp_telha    {Área, m²}
fca=1,21                      {Fator de correção de área}

```

```

q_cond_si=k_telha*Area*fca*(T_p-T_si)/L_telha

```

```

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 7 - RADIAÇÃO DE ONDAS LONGAS DA SUPERFÍCIE INTERNA DO TELHADO"

```

Function q_radlong_si(T_si;T_w;comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w;alt_at;epsilon_si)

```

```

$VarInfo T_si Units='C'

```

```

$VarInfo T_w Units='C'

```

```

$VarInfo comp_telha Units='m'

```

```

$VarInfo larg_telha Units='m'

```

```

$VarInfo comp_w Units='m'

```

```

$VarInfo larg_w Units='m'

```

```

$VarInfo alt_at Units='m'

```

```

$VarInfo epsilon_si Units='- '

```

```

epsilon_w=0,96                {Emitância da lâmina d'água}

```

```

Area_w=larg_w*comp_w          {Área, m²}

```

```

fca=1,21                      {Fator de correção para telha ondulada, ver Roriz (2007)}

```

```

Area_si=Area_w*fca            {Área da telha ondulada, m²}

```

```

stefan=5,6697E-08             {Constante de Stefan_Boltzmann}

```

```

"Cálculo dos fatores de forma com as paredes e a lâmina"

```

```

FF_ij=F3D_2(comp_w;alt_at;larg_w)

```

```

FF_ik=F3D_2(larg_w;alt_at;comp_w)

```

```

FF_il=F3D_2(comp_w;alt_at;larg_w)

```

```

FF_im=F3D_2(larg_w;alt_at;comp_w)

```

```

FF_w_si=1-FF_ij-FF_ik-FF_il-FF_im    {Fator de forma entre a lâmina e a telha}

```

```

FF_si_w=(Area_w/Area_telha)*FF_w_si

```

```

q_radlong_si=stefan*(ConvertTemp(C;K;T_w)^4-ConvertTemp(C;K;T_si)^4)/((1-
epsilon_si)/(epsilon_si*Area_si)+1/(Area_si*FF_si_w)+(1-
epsilon_w)/(epsilon_w*Area_w))

```

```

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 8 - RADIAÇÃO DE ONDAS LONGAS PELA LÂMINA D'ÁGUA"

```

Function q_radlong_w(T_w;T_si;comp_telha;larg_telha;comp_w;larg_w;alt_at;epsilon_si)

```

```

$VarInfo T_si Units='C'
$VarInfo T_w Units='C'
$VarInfo comp_telha Units='m'
$VarInfo larg_telha Units='m'
$VarInfo comp_w Units='m'
$VarInfo larg_w Units='m'
$VarInfo alt_at Units='m'

Area_w=larg_w*comp_w      {Área, m²}
fca=1,21                  {Fator de correção para telha ondulada, ver Roriz (2007)}
Area_si=Area_w*fca       {Área da telha ondulada, m²}
epsilon_w=0,96           {Emitância da lâmina d'água}
stefan=5,6697E-08[W/m^2-K^4] {Constante de Stefan_Boltzmann}

"Cálculo do fator de forma entre a lâmina e o telhado"
FF_ij=F3D_2(comp_w;alt_at;larg_w)
FF_ik=F3D_2(larg_w;alt_at;comp_w)
FF_il=F3D_2(comp_w;alt_at;larg_w)
FF_im=F3D_2(larg_w;alt_at;comp_w)

FF_w_si=1-FF_ij-FF_ik-FF_il-FF_im    {Fator de forma entre a lâmina e a telha}
FF_si_w=(Area_w/Area_telha)*FF_w_si

q_radlong_w=stefan*(ConvertTemp(C;K;T_si)^4-ConvertTemp(C;K;T_w)^4)/((1-
epsilon_w)/(epsilon_w*Area_w)+1/(Area_w*FF_w_si)+(1-
epsilon_si)/(epsilon_si*Area_si))

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 9 - CONDUÇÃO POR MEIO DO ÁTICO"

```

Function q_cond_atsti(T_si;T_w;comp_at;larg_at;alt_at)
$VarInfo T_si Units='C'
$VarInfo T_w Units='C'
$VarInfo comp_at Units='m'
$VarInfo larg_at Units='m'
$VarInfo alt_at Units='m'

P_atm=101,2[kPa]          {Pressão do ar úmido, aproximada}
Area=comp_at*larg_at     {Área da seção transversal, m²}

"Condutividade térmica do ar saturado"
T_at=(T_si+T_w)/2
k_at=Conductivity(AirH2O;T=T_at;r=1;P=P_atm)*convert(W/m-K;W/m-C)

q_cond_atsti=k_at*Area*(T_w-T_si)/alt_at

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 10 - CONDUÇÃO POR MEIO DO ÁTICO"

```

Function q_cond_atw(T_w;T_si;comp_at;larg_at;alt_at)
$VarInfo T_si Units='C'
$VarInfo T_w Units='C'
$VarInfo comp_at Units='m'
$VarInfo larg_at Units='m'
$VarInfo alt_at Units='m'

P_atm=101,2[kPa]                                {Pressão do ar úmido,aproximada}
Area=comp_at*larg_at                            {Área da seção transversal, m²}

"Condutividade térmica do ar saturado"
T_at=(T_si+T_w)/2
k_at=Conductivity(AirH2O;T=T_at;r=1;P=P_atm)*convert(W/m-K;W/m-C)

q_cond_atw=k_at*Area*(T_si-T_w)/alt_at

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 11 - CONDUÇÃO DA LÂMINA ATRAVÉS DO FORRO"

```

Function q_cond_w(T_w;T_fo;comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)
$VarInfo T_w Units='C'
$VarInfo T_fo Units='C'
$VarInfo comp_fo Units='m'
$VarInfo larg_fo Units='m'
$VarInfo L_fo Units='m'
$VarInfo k_fo Units='W/m-C'
$VarInfo L_ved Units='m'
$VarInfo k_ved Units='W/m-C'

Area_fo=comp_fo*larg_fo                        {Área do forro, m²}
R_t_fo=L_fo/(k_fo*Area_fo)                     {Resistência térmica do forro, C/W}
R_t_ved=L_ved/(k_ved*Area_fo)                  {Resistência térmica do forro, C/W}

q_cond_w=(T_fo-T_w)/(R_t_fo+R_t_ved)

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 12 - CONDUÇÃO DO FORRO ATRAVÉS DA LÂMINA"

```

Function q_cond_fo(T_fo;T_w;comp_fo;larg_fo;L_fo;k_fo;L_ved;k_ved)
$VarInfo T_w Units='C'
$VarInfo T_fo Units='C'
$VarInfo comp_fo Units='m'

```

\$VarInfo larg_fo Units='m'
 \$VarInfo L_fo Units='m'
 \$VarInfo k_fo Units='W/m-C'
 \$VarInfo L_ved Units='m'
 \$VarInfo k_ved Units='W/m-C'

Area_fo=comp_fo*larg_fo {Área do tanque, m²}
 R_t_fo=L_fo/(k_fo*Area_fo) {Resistência térmica do forro, C/W}
 R_t_ved=L_ved/(k_ved*Area_fo) {Resistência térmica do forro, C/W}

$q_{cond_fo}=(T_w-T_{fo})/(R_{t_fo}+R_{t_ved})$

end

"FUNÇÃO DIURNA 13 - CONVECÇÃO NO FORRO"

Function q_conv_fo(T_fo;T_in;phi_in;V_in;comp_fo;larg_fo)

\$VarInfo T_fo Units='C'
 \$VarInfo T_in Units='C'
 \$VarInfo V_in Units='m/s'
 \$VarInfo comp_fo Units='m'
 \$VarInfo larg_fo Units='m'

P_atm=101,2[kPa]
 g=9,81 [m/s²] {Gravidade, m/s²}
 Area_fo=comp_fo*larg_fo {Área do forro, m²}
 Perim_fo=2*(larg_fo+comp_fo) {Perímetro do forro, m}
 L_n_int=Area_fo/Perim_fo {Comprimento
 característico para convecção natural, m}
 L_f_int=Area_fo^(1/2) {Comprimento
 característico para convecção forçada, m}

T_filme4=(T_in+T_fo)/2 {Temperatura
 de filme interna, °C}
 k_Int=Conductivity(AirH2O;T=T_filme4;r=phi_in;P=P_atm)*convert(W/m-K;W/m-C)
 {Condutividade térmica do ar úmido, W/m.K }
 cp_Int=Cp(AirH2O;T=T_filme4;r=phi_in;P=P_atm) {Calor
 específico do ar úmido, kJ/kg.C}
 mu_Int=Viscosity(AirH2O;T=T_filme4;r=phi_in;P=P_atm)
 {Viscosidade dinâmica do ar úmido, Pa.s}
 rho_Int=Density(AirH2O;T=T_filme4;r=phi_in;P=P_atm) {Massa
 específica do ar úmido, kg/m³}
 nu_Int=mu_Int/rho_Int {Viscosidade
 cinemática do ar úmido, m²/s}

v_Int=Volume(AirH2O;T=T_filme4;r=phi_in;P=P_atm) {Volume
 específico do ar úmido, m³/kg}
 omega_Int=HumRat(AirH2O;T=T_filme4;r=phi_in;P=P_atm) {Umidade
 absoluta, kg/kg ar seco}

```

P_Int_sat=P_omega_sat(ConvertTemp(C;K;T_filme4))*convert(Pa;kPa)      {Pressão
de saturação, kPa}

omega_Int_sat=0,62198*(P_Int_sat/(P_atm-P_Int_sat))                    {Umidade
de saturação, kg/kg ar seco}

beta_Int=1/(ConvertTemp(C;K;T_filme4))                               {Coeficiente
de expansão térmica, K^-1}
"Número de Prandlt"
Pr_Int=cp_Int*mu_Int/k_Int
"Número de Grashof"
Gr_Int=abs(g*beta_Int*(L_n_int^3)*(T_in-T_fo)/nu_Int^2)
"Número de Rayleigh"
Ra_Int=Gr_Int*Pr_Int
"Número de Reynolds"
Re_Int=V_in*L_f_int/nu_Int
"Convecção natural"

If T_fo>T_in then
Nuss_Int_n=Nusselt_interno(Ra_Int)
h_Int_n=Nuss_Int_n*k_Int/L_n_int                                     {Coeficiente
convectivo natural, W/m².K}
q_conv_Int1=h_Int_n*Area_fo*(T_in-T_fo)

Else
Nuss_Int_n=Nusselt_natural(Ra_Int)
h_Int_n=Nuss_Int_n*k_Int/L_n_int                                     {Coeficiente
convectivo natural, W/m².K}
q_conv_Int1=h_Int_n*Area_fo*(T_in-T_fo)

Endif

"Convecção forçada"
Nuss_Int_f=Nusselt_forcado(Re_Int;Pr_Int)
h_Int_f=Nuss_Int_f*k_Int/L_f_int
{Coeficiente convectivo forçado, W/m².K}
q_conv_Int2=h_Int_f*Area_fo*(T_in-T_fo)

R=(Gr_Int/Re_Int^2)                                                {Razão Grashoff-Reynolds}

if R<1 then
q_conv_fo=q_conv_Int2                                             {Calor por convecção,
W}
else
q_conv_fo=q_conv_Int1                                             {Calor por convecção, W}
endif

end

```

"FUNÇÃO DIURNA 14 - IRRADIAÇÃO DE ONDAS LONGAS NO FORRO"

Function q_radlong_fo(T_fo;T_in;comp_fo;larg_fo)

\$VarInfo T_fo Units='C'

\$VarInfo T_in Units='C'

\$VarInfo comp_fo Units='m'

\$VarInfo larg_fo Units='m'

Area_fo=comp_fo*larg_fo

{Área do forro, m²}

h_radlong_forro=5,5[W/m²-C]

{Coeficiente radiante médio}

q_radlong_fo=h_radlong_forro*Area_fo*(T_in-T_fo)

{Com base em Rhee et al., 2017}

end

"FUNÇÃO NOTURNA 1 - RADIAÇÃO DE ONDAS LONGAS"

"Essa função recebe os valores instantâneos de temperatura da lâmina e calcula a taxa de transferência de calor por ondas longas em W"

Function q_radlong_noite(T_w;T_BS;T_dew;C_nuv;comp_w;larg_w;alt_at;comp_ret)

\$VarInfo T_w Units='C'

\$VarInfo T_BS Units='C'

\$VarInfo T_dew Units='C'

\$VarInfo C_nuv Units='-'

\$VarInfo comp_w Units='m'

\$VarInfo larg_w Units='m'

\$VarInfo alt_at Units='m'

P_atm=101,2[kPa]

Area_w=comp_w*larg_w

{Área do tanque, m²}

Area_ceu=Area_w-larg_w*comp_ret

{Área exposta ao céu, m²}

epsilon_w=0,96

{Emissividade da lâmina d'água}

stefan=5,6697E-8[W/m²-K⁴]

{Constante de Stefan-Boltzmann,

W/m².K⁴}

"Fatores de forma"

FF_ij=F3D_2(comp_w;alt_at;larg_w)

FF_ik=F3D_2(larg_w;alt_at;comp_w)

FF_il=F3D_2(comp_w;alt_at;larg_w)

FF_im=F3D_2(larg_w;alt_at;comp_w)

FF_in=F3D_14(0[m];7,92[m];0[m];4,08[m];0[m];7,92[m];3,2[m];4,08[m];0,683[m])

FF_w_ceu=1-FF_ij-FF_ik-FF_il-FF_im-FF_in

v_Ext=Volume(AirH2O;T=T_BS;D=T_dew;P=P_atm)

{Volume específico

do ar úmido, m³/kg}

omega_Ext=HumRat(AirH2O;T=T_BS;D=T_dew;P=P_atm)

{Umidade absoluta,

kg/kg ar seco}

```

P_v=(omega_Ext*P_atm)/(0,62198+omega_Ext)
{Pressão de vapor no ar, kPa}
epsilon_ceu=0,6905*(P_v*convert(kPa;Pa)/ConvertTemp(C;K;T_BS))^(0,0881)
{Emissividade do céu}
T_ceu=ConvertTemp(C;K;T_BS)*(epsilon_ceu+0,8*(1-epsilon_ceu)*C_nuv)^(1/4)
{Temperatura do céu, K}

```

```

q_radlong_noite=stefan*(T_ceu^4-ConvertTemp(C;K;T_w)^4)/((1-
epsilon_w)/(epsilon_w*Area_w)+1/(Area_w*FF_w_ceu)+(1-
epsilon_ceu)/(epsilon_ceu*Area_ceu))

```

```
end
```

"FUNÇÃO NOTURNA 2 - CONVECÇÃO"

"Função que calcula as propriedades psicrométricas do ar úmido e, com base na velocidade do ar, calcula a taxa de transferência de calor por convecção natural ou forçada"

```

Function q_conv_noite(T_w;T_BS;T_dew;Vel_vento;comp_w;larg_w)
$VarInfo T_w Units='C'
$VarInfo T_BS Units='C'
$VarInfo T_dew Units='C'
$VarInfo Vel_vento Units='m/s'
$VarInfo comp_w Units='m'
$VarInfo larg_w Units='m'

```

```

P_atm=101,2[kPa]
g=9,81[m/s^2]

```

"Dados do tanque"

```

Area_w=comp_w*larg_w
Perim_w=2*(larg_w+comp_w)           {Perímetro do tanque, m}
L_n=Area_w/Perim_w                 {Comprimento característico para
convecção natural, m}
L_f=comp_w                          {Comprimento característico para
convecção forçada, m}

```

"Propriedades do ar úmido"

```

T_filme=(T_w+T_BS)/2
k_Ext=Conductivity(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)*convert(W/m-K;W/m-C)
{Condutividade térmica do ar úmido, W/m.°C}
mu_Ext=Viscosity(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)
{Viscosidade dinâmica do ar úmido, Pa.s}
rho_Ext=Density(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)           {Massa
específica do ar úmido, kg/m³}
nu_Ext=mu_Ext/rho_Ext
{Viscosidade cinemática do ar úmido, m²/s}
cp_Ext=Cp(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)                 {Calor
específico do ar úmido, kJ/kg.C}

```

```

v_Ext=Volume(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)           {Volume
específico do ar úmido, m³/kg}
omega_Ext=HumRat(AirH2O;T=T_filme;D=T_dew;P=P_atm)
{Umidade absoluta, kg/kg ar seco}
P_Ext_sat=P_omega_sat(ConvertTemp(C;K;T_filme))*convert(Pa;kPa)
{Pressão de saturação, kPa}

omega_Ext_sat=0,62198*(P_Ext_sat/(P_atm-P_Ext_sat))       {Umidade
de saturação, kg/kg ar seco}

beta_Ext=1/(ConvertTemp(C;K;T_filme))                   {Coeficiente de
expansão térmica, K^-1}
Pr_Ext=cp_Ext*mu_Ext/k_Ext                               {Número de Prandtl}
Gr_Ext=abs(g*beta_Ext*(L_n^3)*(T_w-T_BS)/nu_Ext^2)
{Número de Grashof}

Ra_Ext=Gr_Ext*Pr_Ext                                    {Número de Rayleigh}

Re_Ext=Vel_vento*L_f/nu_Ext                              {Número de Reynolds}

Re_cr=500000                                             {Número de Reynolds crítico}
x_cr=Re_cr*nu_Ext/Vel_vento                             {x crítico de camada limite}

"Convecção forçada"
if (x_cr/L_f)<0,95 then
Nuss_Ext_f=(0,037*Re_Ext^(4/5)-871)*Pr_Ext^(1/3)
{Número de Nusselt em regime misto}
else
Nuss_Ext_f=0,664*Re_Ext^(1/2)*Pr_Ext^(1/3)              {Número de Nusselt
laminar}
endif
h_Ext_f=Nuss_Ext_f*k_Ext/L_f                             {Coeficiente
convectivo forçado, W/m².K}

q_conv_noite=h_Ext_f*Area_w*(T_BS-T_w)

end

```

"FUNÇÃO NOTURNA 3 - EVAPORAÇÃO"

"Será calculada a taxa de evaporação da lâmina, e a troca de calor resultante da mesma"

```

Function q_evap_w(T_w;T_BS;T_dew;Vel_vento;comp_w;larg_w)
$VarInfo T_w Units='C'
$VarInfo T_BS Units='C'
$VarInfo T_dew Units='C'
$VarInfo Vel_vento Units='m/s'
$VarInfo comp_w Units='m'
$VarInfo larg_w Units='m'

```

$P_{atm}=101,2[\text{kPa}]$	{Pressão atmosférica, kPa}
$P_0=101,325[\text{kPa}]$	{Pressão de referência, K}
$T_0=273,15[\text{K}]$	{Temperatura de referência, K}
$g=9,81[\text{m/s}^2]$	{Gravidade, m/s ² }
$C_{dva}=2,11\text{E-}5[\text{m}^2/\text{s}]$ ar, m ² /s}	{Constante de difusividade do vapor no
"Dados do tanque"	
$Area_w=comp_w*larg_w$	{Área do tanque, m ² }
$Perim_w=2*(larg_w+comp_w)$	{Perímetro do tanque, m}
$prof=0,1[\text{m}]$	{Profundidade da lâmina, m}
$Vol=Area_w*prof$	{Volume inicial, m ³ }
$L_n=Area_w/Perim_w$ convecção natural, m}	{Comprimento característico para
$L_f=Area_w^{(1/2)}$ convecção forçada, m}	{Comprimento característico para
"Propriedades do ar úmido"	
$T_{filme}=(T_w+T_{BS})/2$	
$k_{Ext}=Conductivity(\text{AirH}_2\text{O};T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})*convert(\text{W/m-K};\text{W/m-C})$	
{Condutividade térmica do ar úmido, W/m.°C}	
$\mu_{Ext}=Viscosity(\text{AirH}_2\text{O};T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})$	
{Viscosidade dinâmica do ar úmido, Pa.s}	
$\rho_{Ext}=Density(\text{AirH}_2\text{O};T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})$	{Massa
específica do ar úmido, kg/m ³ }	
$\nu_{Ext}=\mu_{Ext}/\rho_{Ext}$	
{Viscosidade cinemática do ar úmido, m ² /s}	
$cp_{Ext}=Cp(\text{AirH}_2\text{O};T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})$	{Calor
específico do ar úmido, J/kg.C}	
$v_{Ext}=Volume(\text{AirH}_2\text{O};T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})$	{Volume
específico do ar úmido, m ³ /kg}	
$\omega_{Ext}=HumRat(\text{AirH}_2\text{O};T=T_{filme};D=T_{dew};P=P_{atm})$	
{Umidade absoluta, kg/kg ar seco}	
$P_{Ext_sat}=P_{\omega_sat}(ConvertTemp(C;K;T_{filme}))*convert(\text{Pa};\text{kPa})$	
{Pressão de saturação, kPa}	
$\omega_{Ext_sat}=0,62198*(P_{Ext_sat}/(P_{atm}-P_{Ext_sat}))$	{Umidade
de saturação, kg/kg ar seco}	
$\beta_{Ext}=1/(ConvertTemp(C;K;T_{filme}))$	{Coeficiente de
expansão térmica, K ⁻¹ }	
$Pr_{Ext}=cp_{Ext}*\mu_{Ext}/k_{Ext}$	{Número de Prandlt}
$Gr_{Ext}=abs(g*\beta_{Ext}*(L_n^3)*(T_w-T_{BS})/\nu_{Ext}^2)$	
{Número de Grashoff}	
$Ra_{Ext}=Gr_{Ext}*Pr_{Ext}$	{Número de Rayleigh}
$Re_{Ext}=Vel_{vento}*L_f/\nu_{Ext}$	{Número de Reynolds}
"Convecção natural"	
$Nuss_{Ext_n}=Nusselt_{natural}(Ra_{Ext})$	{Número de Nusselt
natural}	

APÊNDICE IV – Algoritmo do MATLAB para cálculo de carga térmica

```

%% AQUISIÇÃO DE DADOS CLIMÁTICOS DO INMET %%
%Esse algoritmo permite o acesso e manipulação dos dados disponibilizados
%pele INMET em formato EPW, e convertidos para formato CSV.
clear all;
close all;
clc;

% Set up the Import Options and import the data
opts = delimitedTextImportOptions("NumVariables", 21);

% Specify range and delimiter
opts.DataLines = [19, Inf];
opts.Delimiter = ";";

% Specify column names and types
opts.VariableNames = ["Data", "Hora", "Fonte", "TBS", "Tdew", "Umi_Rel", "P_atm",
"Rad_Ext", "Rad_Ext_Direta", "Horiz_ceu", "Global_Horiz", "Dir_normal", "Dif_horiz",
"Ilum_global", "Ilum_direta", "Ilum_difusa", "Zen_ilum", "Dir_vento", "Vel_vento",
"C_nuv_total", "C_nuv_opaque"];

opts.VariableTypes = ["string", "string", "string", "double", "double", "double", "double",
"double", "double", "double", "double", "double", "double", "double", "double",
"double", "double", "double", "double", "double"];

% Specify file level properties
opts.ExtraColumnsRule = "ignore";
opts.EmptyLineRule = "read";

% Specify variable properties
% opts = setvaropts(opts, ["Var22", "Var23", "Var24", "Var25", "Var26", "Var27",
"Var28", "Var29", "Var30", "Var31", "Var32", "Var33", "Var34", "Var35", "Var36",
"Var37", "Var38", "Var39", "Var40", "Var41", "Var42", "Var43", "Var44", "Var45",
"Var46", "Var47", "Var48", "Var49"], "WhitespaceRule", "preserve");

```

```
% opts = setvaropts(opts, ["LatitudeNS", "LongitudeEW", "Var22", "Var23", "Var24",
"Var25", "Var26", "Var27", "Var28", "Var29", "Var30", "Var31", "Var32", "Var33",
"Var34", "Var35", "Var36", "Var37", "Var38", "Var39", "Var40", "Var41", "Var42",
"Var43", "Var44", "Var45", "Var46", "Var47", "Var48", "Var49"], "EmptyFieldRule",
"auto");
```

```
% opts = setvaropts(opts, "LocationTitle", "InputFormat", "dd/MM/yyyy");
```

```
% Import the data
```

```
%DADOS = readtable("G:\Google Drive\simula\joaopessoacsv.csv", opts);
```

```
%fi=-7.08; %Latitude de João Pessoa (Ângulo fi)
```

```
DADOS = readtable("G:\Google Drive\simula\quixeramobimcsv.csv", opts);
```

```
fi=-5.18; %Latitude de Quixeramobim (Ângulo fi)
```

```
% Clear temporary variables
```

```
clear opts
```

```
%% MÓDULO 1 - AQUISIÇÃO DE VARIÁVEIS/CÁLCULO DE MÍNIMAS, MÉDIAS
E MÁXIMAS ANUAIS %%
```

```
TBS=DADOS{:,4}; % Temperatura de bulbo seco (°C)
```

```
Tdew=DADOS{:,5}; % Temperatura externa de ponto de orvalho (°C)
```

```
Humrel=DADOS{:,6}/100; % Umidade relativa externa
```

```
Patm=DADOS{:,7}/1000; % Pressão atmosférica (kPa)
```

```
Irrglobal=DADOS{:,11}; % Irradiação global horizontal (Wh/m2)
```

```
Irrdir=DADOS{:,12}; % Irradiação direta (Wh/m2)
```

```
Irrdif=DADOS{:,13}; % Irradiação difusa (Wh/m2)
```

```
Dirvento=DADOS{:,18}; % Ângulo de direção do vento em relação ao Norte (°)
```

```
Velvento=DADOS{:,19}; % Velocidade do vento (m/s)
```

```
Cnuv=DADOS{:,20}/10; % Cobertura de nuvens
```

```
% Cálculo da temperatura interna para ventilação natural (°C)(KRUGER, 2010)
```

```
T_int=0.31*TBS+17.8;
```

```

% for ti=1:1:8760
% T_int(ti)=25;
% end

%Correção da velocidade do ar
%A velocidade do ar foi corrigida em função altura da coberta, e foi
%calculada a componente X (perpendicular às esquadrias do ático)oara
%cálculos de convecção.
%O vetor Angvento é a direção do vento em relação á direção norte ou sul, e
%portanto, sempre fica entre 0° e 90°. A ideia é facilitar o cálculo da
%projeção do mesmo sobre a direção normal das esquadrias, independente de
%vir da direção norte ou sul, e posterior cálculo do coeficiente de
%pressão.
for v=1:1:8760
    Angvento(v)=abs(Dirvento(v)-180);    % Ângulo de incidência do vento
    if (0<=Dirvento(v))&&(Dirvento(v)<=90)    %Primeiro quadrante
        Angvento(v)=Dirvento(v);
    elseif (90<Dirvento(v))&&(Dirvento(v)<=180)    %Segundo quadrante
        Angvento(v)=180-Dirvento(v);
    elseif (180<Dirvento(v))&&(Dirvento(v)<=270)    %Terceiro quadrante
        Angvento(v)=Dirvento(v)-180;
    elseif (270<Dirvento(v))&&(Dirvento(v)<=360)    %Quarto quadrante
        Angvento(v)=360-Dirvento(v);
    else
        Angvento(v)=Dirvento(v)-360;
    end
end

Vel_corr=Velvento.*(0.8*3^(0.17)); % Velocidade do vento corrigida (m/s)
Vel_corr_X=(Velvento.*cosd(transpose(Angvento))).*(0.8*3^(0.17)); %Componente x
%-----

```

%% MÓDULO 2 - DADOS GEOMÉTRICOS DA CONSTRUÇÃO %%

%ÁREAS DAS ESQUADRIAS E PORTA

%Esquadria 1 (10 - Peitoril e superior opacos)

h_e1=0.2; %Altura (m)

l_e1=0.77; %Largura (m)

a_e1=h_e1*l_e1; %Área unitária (m²)

%Esquadria 2 (6 - Janela basculante com vidro)

h_e2=0.2; %Altura (m)

l_e2=0.77; %Largura (m)

esp_v2=0.003; %Espessura do vidro (m)

a_e2=h_e2*l_e2; %Área unitária (m²)

%Esquadria 3 (10 - Lanternim basculante com vidro)

h_e3=0.2; %Altura (m)

l_e3=1.54; %Largura (m)

esp_v3=0.003; %Espessura do vidro (m)

a_e3=h_e3*l_e3; %Área unitária(m)

%Porta

h_po=2.1; %Altura (m)

l_po=2.82; %Largura (m)

esp_po=0.15; %Espessura (m)

a_po=h_po*l_po; %Área unitária (m²)

%ÁREAS DE TROCA DE CALOR DAS PAREDES

%Parede 1

H_P1=2.32; %Altura (m)

L_P1=7.96; %Largura (m)

A_P1=(H_P1*L_P1)-(10*a_e1)-(12*a_e2)-(10*a_e3)-a_po; %Área com esquadrias(m²)

%Parede 2

h_P2=2.32; %Altura menor trapezoidal (m)

H_P2=2.32; %Altura maior trapezoidal (m)

```

L_P2=4.14;           %Largura (m)
A_P2=(h_P2+H_P2)*L_P2/2;   %Área(m^2)
%Parede 3
H_P3=2.32;           %Altura (m)
L_P3=7.96;           %Largura (m)
A_P3=(H_P3*L_P3)-(10*a_e1)-(12*a_e2)-(10*a_e3)-a_po; %Área com esquadrias(m^2)
%Parede 4
h_P4=2.32;           %Altura menor trapezoidal (m)
H_P4=2.32;           %Altura maior trapezoidal (m)
L_P4=4.14;           %Largura (m)
A_P4=(h_P4+H_P4)*L_P4/2;   %Área(m^2)

%ÁREA DO PISO
L_Pi=7.92;           %Largura (m)
C_Pi=4.08;           %Comprimento (m)
A_Pi=L_Pi*C_Pi;       %Área (m^2)
esp_Pi=0.03;         %Espessura (m)

%ÁREA DA COBERTA (Livre de equipamentos)
L_Co=8.36;           %Largura (m)
C_Co=4.54;           %Comprimento (m)
i_Co=2.86;           %Inclinação (graus)
A_Co=L_Co*C_Co;       %Área resultante (m^2)

%GEOMETRIA DAS PAREDES COMPOSTAS
%camada 1
esp_1=0.02;          %Espessura (m)
%camada 2
esp_2=0.16;          %Espessura (m)
%camada 3

```

esp_3=0.02; %Espessura (m)

%VOLUME INTERNO (m³)

C_in=L_P1; %Comprimento interno (m)

H_in=H_P3; %Altura maior interna (m)

h_in=H_P1; %Altura menor interna (m)

L_in=L_P4; %Largura interna (m)

Vol_in=(H_in+h_in)*(L_in/2)*C_in;% Volume interno (m³)

%LISTA DE MATERIAIS E PARÂMETROS TÉRMICOS

%Compensado naval

k_compensado=0.055; %Condutividade térmica (W/m.K) para compensado comum, Incropera (2006)

eps_compensado=(0.82+0.92)/2; %Faixa de emissividade hemisférica para madeira segundo Incropera (2006)

alf_compensado=0.93; %Absortividade do compensado, ver Boulet et al.,2012.

dens_compensado=320; %Densidade (kg/m³), média entre compensados comuns (290) e o valor do Manual da Casa Nordeste(320-350)

caesp_compensado=1300; %Calor específico para compensado comum segundo Incropera (2006)

%Telha (Polisossianurato + Galvalume)

%Valores especificados pelo fabricante de telhas térmicas sanduíche KINGSPAN

%(<https://loja.kingspan-isoeste.com.br/telha-termica.html>)

Re_telha=(1/0.40); %Resistência térmica da telha(m².K/W)

%Camada de ar (não ventilada)

%O valor foi retirado da tabela B.1 da NBR 15220, onde se especifica

%diretamente as resistências térmicas para câmaras de ar não ventiladas com

%fluxo de calor horizontal.O valor é válido para emissividade > 0.8.

Re_camada_ar=0.17; %Resistência térmica (m².K/W)

```

% Vidro comum (janelas)
k_vidro_com=0.8;          % Condutividade térmica (W/m.K)
alf_vidro_com=0.07;      % Absortividade (adimensional)
ro_vidro_com=0.08;      % Reflectividade (adimensional)
tal_vidro_com=0.85;     % Transmissividade (adimensional)
% Lã de rocha
k_rocha=0.03;           % Condutividade térmica (W/m.K)
%-----
%% MÓDULO 3 - CONDUÇÃO E CONVECÇÃO %%
% Cálculo da transferência de calor resultante da diferença entre TBS e
% T_int.
% Para o cálculo das resistências em materiais opacos, será utilizada a modelagem
% proposta pela NBR
% 15220.

% RESISTÊNCIA GLOBAL DAS PAREDES E ESQUADRIAS (m^2.K/W)
% Para as paredes, serão consideradas todas as camadas de material com fluxo
% de calor horizontal em série. Será estimado o valor dos coeficientes
% convectivos interno (constante) e externo (dependente da velocidade do ar
% exterior)
hint=8; % Coeficiente convectivo interno (W/m^2.K) recomendado por Frota & Schiffer
(2001)

vel=[0, 0.5, 1, 3, 9, 18]; % Velocidade do ar externo (m/s)
h_ext_est=[8, 10, 13, 21, 35, 50]; % Valores estimados para coeficiente externo
(m^2.K/W)
fun=@(v) interp1(vel,h_ext_est,v); % Função de interpolação
for hx=1:1:8760
    hext(hx)=fun(Vel_corr(hx)); % Cálculo horário do coeficiente externo
end

```

```

%(esp_2/k_rocha)
for Re=1:1:8760

%Resistência variável da parede 1

Re_P1(Re)=(1/hext(Re))+(1/hint)+(esp_1/k_compensado)+(esp_2/k_rocha)+(esp_3/k_co
mpensado);

%Resistência variável da parede 2

Re_P2(Re)=(1/hext(Re))+(1/hint)+(esp_1/k_compensado)+(esp_2/k_rocha)+(esp_3/k_co
mpensado);

%Resistência variável da parede 3

Re_P3(Re)=(1/hext(Re))+(1/hint)+(esp_1/k_compensado)+(esp_2/k_rocha)+(esp_3/k_co
mpensado);

%Resistência variável da parede 4

Re_P4(Re)=(1/hext(Re))+(1/hint)+(esp_1/k_compensado)+(esp_2/k_rocha)+(esp_3/k_co
mpensado);

%Resistência global da cobertura

Re_Co(Re)=Re_telha+(1/hext(Re))+(1/hint);

%Resistência global das esquadrias e portas

Re_e1(Re)=(1/hext(Re))+(1/hint)+(esp_1/k_compensado);
Re_e2(Re)=(1/hext(Re))+(1/hint)+(esp_v2/k_vidro_com);
Re_e3(Re)=(1/hext(Re))+(1/hint)+(esp_v3/k_vidro_com);
Re_po(Re)=(1/hext(Re))+(1/hint)+(esp_po/k_compensado);

end

%GANHOS DE CALOR POR CONDUÇÃO (Wh)

%O fluxo será calculado considerando a variação de temperatura interna de KRUGER et
al. (2010). A

%temperatura externa varia em função do arquivo climático.

%Parede 1

for Cond=1:1:8760

```

```

Qcond_P1(Cond)=A_P1*(1/Re_P1(Cond))*(TBS(Cond)-T_int(Cond)); %Fluxo de calor
(Wh)

%Parede 2

Qcond_P2(Cond)=A_P2*(1/Re_P2(Cond))*(TBS(Cond)-T_int(Cond)); %Fluxo de calor
(Wh)

%Parede 3

Qcond_P3(Cond)=A_P3*(1/Re_P3(Cond))*(TBS(Cond)-T_int(Cond)); %Fluxo de calor
(Wh)

%Parede 4

Qcond_P4(Cond)=A_P4*(1/Re_P4(Cond))*(TBS(Cond)-T_int(Cond)); %Fluxo de calor
(Wh)

%Esquadria 1

Qcond_e1(Cond)=20*a_e1*(1/Re_e1(Cond))*(TBS(Cond)-T_int(Cond)); %Fluxo de
calor (Wh)

%Esquadria 2

Qcond_e2(Cond)=24*a_e2*(1/Re_e2(Cond))*(TBS(Cond)-T_int(Cond)); %Fluxo de
calor (Wh)

%Porta

Qcond_po(Cond)=2*a_po*(1/Re_po(Cond))*(TBS(Cond)-T_int(Cond)); %Fluxo de calor
(Wh)

%Coberta

Qcond_Co(Cond)=A_Co*(1/Re_Co(Cond))*(TBS(Cond)-T_int(Cond)); %Fluxo de calor
(Wh)

end

%Ganho de calor total por condução (Wh)

Qcond_Total=Qcond_P1+Qcond_P2+Qcond_P3+Qcond_P4+Qcond_e1+Qcond_e2+Qcond_po;

Qcond_Total_Telha=Qcond_P1+Qcond_P2+Qcond_P3+Qcond_P4+Qcond_e1+Qcond_e2
+Qcond_po+Qcond_Co;

Qcond_med=mean(Qcond_Total);

%-----

```

```
%% MÓDULO 4 - ABSORÇÃO SOLAR %%
```

```
% Neste módulo, os ganhos de calor por irradiação serão computados, a partir
```

```
% dos modelos matemáticos encontrados em Duffie & Beckman (2014). Em seguida, será calculada a
```

```
% absorção solar em cada parede opaca.
```

```
% DECLINAÇÃO SOLAR (Ângulo delta)
```

```
% A declinação solar varia entre  $-23,45^\circ$  e  $+23,45^\circ$  ao longo do ano, em
```

```
% função do número de dias passados n. Será calculada, portanto, em termos
```

```
% de n dias passados.
```

```
n_dias=1;
```

```
for d=1:1:8760
```

```
    dia8760(d)=n_dias;
```

```
    if mod(d,24)==0
```

```
        n_dias=n_dias+1;
```

```
    else
```

```
        n_dias=n_dias;
```

```
    end
```

```
    delta_sol(d)=23.45*sind(360*(284+n_dias)/365);
```

```
end
```

```
% ÂNGULO HORÁRIO SOLAR (Ângulo ômega)
```

```
% Ângulo relativo à posição do sol na abóbada celeste, com relação ao zênite.
```

```
% Aumenta  $15^\circ$  a cada hora, sendo negativo pela manhã, e positivo à tarde.
```

```
% Vetor de horas do dia
```

```
for h=1:1:8760
```

```
    Hora(h)=mod(h,24);
```

```
    if Hora(h)==0
```

```
        Hora(h)=Hora(h)+24;
```

```
end
end

for h=1:1:8760
    omega_sol(h)=-180+15*Hora(h);
end

%ORIENTAÇÃO DA CONSTRUÇÃO (Ângulo azimutal das superfícies - gama)
%Cálculo dos ângulos azimutais das superfícies às paredes e
%coberta. O ângulo gama é o ângulo entre a projeção da normal da superfície
%no plano horizontal com o meridiano local. É igual a zero no sul,
%positivo no oeste e negativo no leste. O ângulo beta é a inclinação do
%plano com a horizontal.

%Parede 1
gama_P1=0;
beta_P1=90;
%Parede 2
gama_P2=gama_P1-270;
beta_P2=90;
%Parede 3
gama_P3=gama_P1-180;
beta_P3=90;
%Parede 4
gama_P4=gama_P1-90;
beta_P4=90;
% Coberta
gama_Co=gama_P1;
beta_Co=0;
```

%GANHOS POR IRRADIAÇÃO DIRETA SOBRE AS PAREDES (Wh)

%Será calculada a irradiação incidente sobre todas as fachadas, transmitidas através da paredes opacas.

%Cálculo do ângulo de incidência teta e intensidade de radiação (Wh/m²)

for irr=1:1:8760

%Parede 1

```
teta_P1(irr)=acosd(sind(delta_sol(irr))*sind(irr)*cosd(beta_P1)-
sind(delta_sol(irr))*cosd(fi)*sind(beta_P1)*cosd(gama_P1)+cosd(delta_sol(irr))*cosd(fi)*
cosd(beta_P1)*cosd(omega_sol(irr))+cosd(delta_sol(irr))*sind(fi)*sind(beta_P1)*cosd(ga
ma_P1)*cosd(omega_sol(irr))+cosd(delta_sol(irr))*sind(beta_P1)*sind(gama_P1)*sind(o
mega_sol(irr)));
```

```
if teta_P1(irr)<=90
```

```
Irr_P1(irr)=Irrglobal(irr)*cosd(teta_P1(irr));
```

```
else
```

```
Irr_P1(irr)=0;
```

```
end
```

```
Qrad_P1(irr)=A_P1*(1/Re_P1(irr))*Irr_P1(irr)*alf_compensado/hext(irr); %Ganho de
calor por irradiação (Wh)
```

%Parede 2

```
teta_P2(irr)=acosd(sind(delta_sol(irr))*sind(fi)*cosd(beta_P2)-
sind(delta_sol(irr))*cosd(fi)*sind(beta_P2)*cosd(gama_P2)+cosd(delta_sol(irr))*cosd(fi)*
cosd(beta_P2)*cosd(omega_sol(irr))+cosd(delta_sol(irr))*sind(fi)*sind(beta_P2)*cosd(ga
ma_P2)*cosd(omega_sol(irr))+cosd(delta_sol(irr))*sind(beta_P2)*sind(gama_P2)*sind(o
mega_sol(irr)));
```

```
if teta_P2(irr)<=90
```

```
Irr_P2(irr)=Irrglobal(irr)*cosd(teta_P2(irr));
```

```
else
```

```
Irr_P2(irr)=0;
```

```
end
```

```
Qrad_P2(irr)=A_P2*(1/Re_P2(irr))*Irr_P2(irr)*alf_compensado/hext(irr); %Ganho de
calor por irradiação (Wh)
```

%Parede 3

```
teta_P3(irr)=acosd(sind(delta_sol(irr))*sind(fi)*cosd(beta_P3)-
sind(delta_sol(irr))*cosd(fi)*sind(beta_P3)*cosd(gama_P3)+cosd(delta_sol(irr))*cosd(fi)*
cosd(beta_P3)*cosd(omega_sol(irr))+cosd(delta_sol(irr))*sind(fi)*sind(beta_P3)*cosd(ga
ma_P3)*cosd(omega_sol(irr))+cosd(delta_sol(irr))*sind(beta_P3)*sind(gama_P3)*sind(o
mega_sol(irr)));
```

```
if teta_P3(irr)<=90
```

```
Irr_P3(irr)=Irrglobal(irr)*cosd(teta_P3(irr));
```

```
else
```

```
Irr_P3(irr)=0;
```

```
end
```

```
Grad_P3(irr)=A_P3*(1/Re_P3(irr))*Irr_P3(irr)*alf_compensado/hext(irr); %Ganho de
calor por irradiação (Wh)
```

```
%Parede 4
```

```
teta_P4(irr)=acosd(sind(delta_sol(irr))*sind(fi)*cosd(beta_P4)-
sind(delta_sol(irr))*cosd(fi)*sind(beta_P4)*cosd(gama_P4)+cosd(delta_sol(irr))*cosd(fi)*
cosd(beta_P4)*cosd(omega_sol(irr))+cosd(delta_sol(irr))*sind(fi)*sind(beta_P4)*cosd(ga
ma_P4)*cosd(omega_sol(irr))+cosd(delta_sol(irr))*sind(beta_P4)*sind(gama_P4)*sind(o
mega_sol(irr)));
```

```
if teta_P4(irr)<=90
```

```
Irr_P4(irr)=Irrglobal(irr)*cosd(teta_P4(irr));
```

```
else
```

```
Irr_P4(irr)=0;
```

```
end
```

```
Grad_P4(irr)=A_P4*(1/Re_P4(irr))*Irr_P4(irr)*alf_compensado/hext(irr); %Ganho de
calor por irradiação (Wh)
```

```
%Coberta
```

```
teta_Co(irr)=acosd(sind(delta_sol(irr))*sind(fi)*cosd(beta_Co)-
sind(delta_sol(irr))*cosd(fi)*sind(beta_Co)*cosd(gama_Co)+cosd(delta_sol(irr))*cosd(fi)*
cosd(beta_Co)*cosd(omega_sol(irr))+cosd(delta_sol(irr))*sind(fi)*sind(beta_Co)*cosd(ga
ma_Co)*cosd(omega_sol(irr))+cosd(delta_sol(irr))*sind(beta_Co)*sind(gama_Co)*sind(o
mega_sol(irr)));
```

```
if teta_Co(irr)<=90
```

```
Irr_Co(irr)=Irrglobal(irr)*cosd(teta_Co(irr));
```

```
else
```

```
Irr_Co(irr)=0;
```

```

end

Qrad_Co(irr)=A_P4*(1/Re_Co(irr))*(Irr_Co(irr)*alf_compensado/hext(irr)-4);% Ganho
de calor por irradiação para telhados (Wh)

%Esquadria 1 (Opaca, paredes 1 e 3)

Qrad_e1(irr)=(20*a_e1)*(1/Re_e1(irr))*(Irr_P1(irr)+Irr_P3(irr))*alf_compensado/hext(irr)
;

%Porta (Opaca, fechada)

Qrad_po(irr)=(2*a_po)*(1/Re_po(irr))*(Irr_P1(irr)+Irr_P3(irr))*alf_compensado/hext(irr);
end

%Ganho de calor total transmissão (Wh)
Qrad_Abs=Qrad_P1+Qrad_P2+Qrad_P3+Qrad_P4+Qrad_e1+Qrad_po;
Qrad_Abs_Telha=Qrad_P1+Qrad_P2+Qrad_P3+Qrad_P4+Qrad_e1+Qrad_po+Qrad_Co;
Qrad_Abs_med=mean(Qrad_Abs);

%-----

%% MÓDULO 5 - TRANSMISSÃO SOLAR

%Cálculo feito pelo fator solar (U*alfa)/he (FROTA & SCHIFFER,2001) para
%superfícies transparentes e translúcidas.

%Esquadria 2 (Janela de vidro, paredes 1 e 3)
for trs=1:1:8760
Qrad_Trans(trs)=(24*a_e2)*(Irr_P1(trs)+Irr_P3(trs))*((1/Re_e2(trs))*alf_vidro_com/hext(
trs)+tal_vidro_com);
end
Qrad_Trans_med=mean(Qrad_Trans);

%-----

%% MÓDULO 6 - VENTILAÇÃO

%Área equivalente de ventilação

%Teste do percentual de horas em que TBS>T_int, para estimar um valor
%racional de abertura da esquadria.

```



```

ro_ar=1.2;                %Densidade do ar (kg/m^3)
for QV=1:1:8760
Qvent_Total(QV)=ro_ar*Vol_in*cp_ar*Nt(QV)*(TBS(QV)-T_int(QV))*0.000277778;
end
Qvent_med=mean(Qvent_Total);
%-----
%% MÓDULO 7 - GANHOS INTERNOS DE CALOR (OCUPANTES +
EQUIPAMENTOS) %%
%Serão estimados com base na rotina de uso dos habitantes (Frota &
%Schiffer) e o uso de eletrodomésticos na casa (Project Manual)

%GANHOS POR OCUPAÇÃO (Wh)
N_adulto=2;      %Número de habitantes adultos
N_crianca=1;    %Número de crianças
Qhum_tr=65;     %Calor sensível dissipado em trabalho de escritório (W)
Qhum_pe=65;     %Calor sensível dissipado em trabalho leve em pé (W)
Qhum_rp=63;     %Calor sensível dissipado em repouso (W)
Qhum_sono=40;   %Calor sensível dissipado durante o sono (W)
%Cálculo horário
for ha=1:1:8760
    if (1<=Hora(ha))&&(Hora(ha)<8)
        Qhum_Total(ha)=(N_adulto+N_crianca)*Qhum_sono;
    elseif (8<=Hora(ha))&&(Hora(ha)<12)
        Qhum_Total(ha)=(N_adulto+N_crianca)*Qhum_tr;
    elseif (12<=Hora(ha))&&(Hora(ha)<14)
        Qhum_Total(ha)=N_adulto*Qhum_pe+N_crianca*Qhum_rp;
    elseif (14<=Hora(ha))&&(Hora(ha)<18)
        Qhum_Total(ha)=N_adulto*Qhum_tr+N_crianca*Qhum_rp;
    elseif (18<=Hora(ha))&&(Hora(ha)<=24)
        Qhum_Total(ha)=(N_adulto+N_crianca)*Qhum_rp;

```

```
end  
end  
Qhum_med=mean(Qhum_Total);  
  
%GANHO INTERNO COM EQUIPAMENTOS (Wh)  
%Segundo a ASHRAE (2009) aproxima-se o valor para 470 Wh.  
for qel=1:1:8760  
Qeletro(qel)=470;  
end  
Qeletro_med=mean(Qeletro);  
%-----  
%% MÓDULO 8 - CARGA TÉRMICA TOTAL %%  
%Esse módulo calcula a carga térmica horária ao longo do ano, e faz  
%plotagem de gráficos para melhor visualização.  
close all  
CARGA=Qcond_Total+Qrad_Abs+Qrad_Trans+Qvent_Total+Qhum_Total+Qeletro;  
CARGA_Telha=Qcond_Total_Telha+Qrad_Abs_Telha+Qrad_Trans+Qvent_Total+Qhum  
_Total+Qeletro;
```