



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

UTILIZAÇÃO DE METODOLOGIAS PARA A ANÁLISE TÉRMICA DE UM SISTEMA
DE AQUECIMENTO DE ÁGUA SOLAR INDUSTRIAL

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

THIAGO PARENTE LIMA

Orientadora: Prof.^a Ana Rosa Mendes Primo, *Ph.D*
Co-orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra

Recife, março de 2010

L732m

Lima, Thiago Parente

Utilização de metodologias para a análise térmica de um sistema de aquecimento de água solar industrial / Thiago Parente Lima. - Recife: O Autor, 2010.

xvii 105 f., il : grafs., tabs., figs.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2010.

Inclui bibliografia.

1. Engenharia Mecânica. 2. Energia solar 2. Análise técnico-econômica. 3. Coletores planos. 4. Aquecimento de água industrial. 5. Simulação numérica. I. Título.

UFPE

621

CDD (22. ed.)

BCTG/2010-050

“UTILIZAÇÃO DE METODOLOGIAS PARA ANÁLISE TÉRMICA DE UM SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA SOLAR INDUSTRIAL”.

THIAGO PARENTE LIMA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

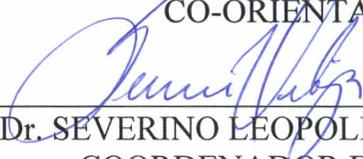
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE



Profa. Dra. ANA ROSA MENDES PRIMO
ORIENTADORA/PRESIDENTE



Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA
CO-ORIENTADOR

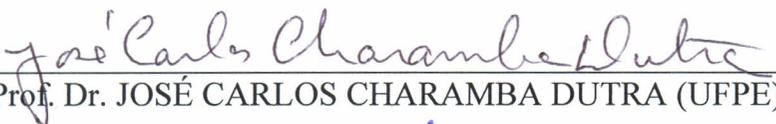


Prof. Dr. SEVERINO LEOPOLDINO URTIGA FILHO
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA:



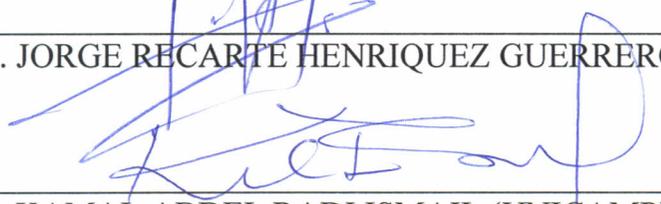
Profa. Dra. ANA ROSA MENDES PRIMO (UFPE)



Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)



Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO (UFPE)



Prof. Dr. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL (UNICAMP)

Agradecimentos

À minha família pelo apoio de sempre.

À professora Ana Rosa Mendes Primo, pela orientação e confiança em meu trabalho desde o início.

Ao professor José Carlos Charamba pela co-orientação e aos professores Jorge Henriquez, Fábio Magnani e Rita de Cássia pela contribuição na minha formação durante o mestrado.

À Erika Rocha, da Lavanderia Hospitalav, pela disponibilidade e atenção que foram de extrema importância para a conclusão desse trabalho.

Ao professor George Santos Marinho e a Francisco Raimundo da Silva “Lampadinha”, do Laboratório de Variáveis Ambientais Tropicais, pela colaboração e contribuição prestadas ao trabalho.

Aos meus amigos do mestrado pelo companheirismo e por tornarem esses dois anos bastante felizes.

À FACEPE pelo apoio financeiro.

Dois e dois: quatro

*Como dois e dois são quatro
sei que a vida vale a pena
embora o pão seja caro
e a liberdade pequena*

*Como teus olhos são claros
e a tua pele, morena*

*como é azul o oceano
e a lagoa, serena*

*como um tempo de alegria
por trás do terror me acena*

*e a noite carrega o dia
no seu colo de açucena*

*- sei que dois e dois são quatro
sei que a vida vale a pena*

*mesmo que o pão seja caro
e a liberdade, pequena.*

Ferreira Gullar

Resumo

Além do uso doméstico, a energia solar possui amplo potencial de aplicação em processos industriais. Hoje a maioria desses processos utiliza como fonte energética combustíveis não renováveis ou biomassa, cuja queima provoca os impactos ambientais já conhecidos. A utilização da energia solar pode reduzir a dependência do uso desses combustíveis e os seus conseqüentes impactos ao meio ambiente. O objetivo desse trabalho é fazer um estudo de viabilidade técnico-econômica de um sistema de aquecimento de água solar aplicado a uma lavanderia na cidade de Recife, no nordeste do Brasil. Para a realização do estudo foi feita a modelagem e simulação do comportamento térmico de um sistema de coletores planos. O dimensionamento do sistema utilizou como parâmetro a economia do ciclo de vida anualizada do sistema solar comparado ao sistema já instalado na indústria, que utiliza gás natural como combustível. Os resultados mostraram que a redução de combustível a ser conseguida através do aquecimento solar é suficiente para tornar viável a utilização dessa fonte alternativa de energia neste tipo de indústria.

Palavras-chave: energia solar, análise técnico-econômica, coletores planos, aquecimento de água industrial, simulação numérica.

Abstract

Besides domestic water heating applications, solar energy has a wide potential of application in water heating for industrial processes. Nowadays, most of these processes use non-renewable energy sources or biomass as combustibles. The burning of these substances causes the well known impacts to the environment. The utilization of solar energy could diminish these impacts and reduce the industry dependency of non-renewable energy sources. In this work an economical feasibility analysis was performed on an industrial solar water heating system applied to a laundry at the city of Recife, Northeast of Brazil. In order to carry out the technical analysis, the thermal behavior of a system composed by flat plat collectors was analyzed. After the modeling of the system components, some parameters as inclination angle, flow and collector area, as well as the volume of the reservoir were determined following the methodology proposed based on the life cycle saving annualized. The results showed that the reduction of fuel induced by the use of a solar heating system turns economically feasible the utilization of this kind of alternative energy for this industry sector.

Keywords: solar energy, economical feasibility analysis, flat plat collector, industrial water heating, numerical simulation.

Conteúdo

Lista de Figuras		p. x
Lista de Tabelas		p. xiv
Lista de Símbolos e Abreviações		p. xv
1 Introdução		p. 1
1.1	Motivação pra o trabalho	p. 2
1.2	Objetivos	p. 4
1.3	Revisão bibliográfica	p. 4
1.4	Estrutura da dissertação	p. 7
2 Fundamentos teóricos para o aquecimento de água através de energia solar		p. 8
2.1	Radiação solar	p. 8
2.1.1	Radiação extraterrestre	p. 8
2.1.2	Radiação incidente na superfície terrestre	p. 9
2.1.2.1	Ângulos solares	p. 10
2.1.2.2	Ângulo ótimo de inclinação do coletor	p. 12
2.1.3	Tempo solar	p. 13
2.1.4	Dados solarimétricos	p. 14
2.1.4.1	Formas de apresentação de dados solarimétricos	p. 16
2.1.5	Determinação da radiação horária a partir de valores diários	p. 17
2.1.6	Determinação da radiação difusa a partir da radiação global	p. 18
2.1.7	Determinação da radiação incidente em um plano inclinado	p. 20
2.2	Sistemas de aquecimento solar	p. 22
2.2.1	Coletor solar	p. 22
2.2.1.1	Coletor de placa plana	p. 22
2.2.1.2	Coletor de tubo evacuado	p. 25
2.2.1.3	Coletor concentrador parabólico	p. 26

2.2.2	Performance dos coletores solares	p. 27
2.2.2.1	Curva de rendimento do coletor	p. 28
2.2.2.2	Fator de correção para o ângulo de incidência	p. 30
2.2.2.3	Efeitos da modificação da vazão	p. 31
2.2.2.4	Coletores em série	p. 31
2.2.3	Reservatório térmico	p. 33
2.2.3.1	Estratificação térmica	p. 34
2.2.3.2	Modelos unidimensionais para reservatórios térmicos es- tratificados	p. 36
2.2.4	Sistemas passivos e ativos	p. 40
2.2.4.1	Baixas vazões em sistemas ativos	p. 41
2.2.5	Sistemas indiretos e diretos	p. 42
2.3	Sistemas industriais de aquecimento solar	p. 43
2.3.1	Integração de sistemas industriais de aquecimento solar	p. 43
2.3.2	Configurações dos bancos de coletores	p. 46
2.3.2.1	Sombreamento	p. 46
2.3.2.2	Ligações entre coletores	p. 47
2.4	Análise financeira de sistemas de aquecimento solar	p. 48
2.4.1	Valor do dinheiro no tempo	p. 50
3	Metodologia	p. 52
3.1	Programa desenvolvido	p. 52
3.1.1	Tratamento dos dados solarimétricos	p. 54
3.1.2	Modelo para o coletor solar	p. 56
3.1.3	Modelo para as perdas térmicas na tubulação	p. 57
3.1.4	Modelo para o reservatório térmico	p. 57
3.1.5	Análise financeira	p. 59
3.2	Definição do estudo de caso	p. 61
3.2.1	Sistema proposto	p. 62
3.2.2	Dimensionamento do sistema	p. 63
3.3	Custos e índices econômicos	p. 63
4	Resultados e discussão	p. 68

4.1	Influência dos dados de radiação em simulações de longo prazo de sistemas de aquecimento solar	p. 68
4.2	Determinação do ângulo de inclinação dos coletores	p. 77
4.3	Determinação da vazão nos coletores	p. 83
4.4	Determinação da área de coletores	p. 86
4.5	Determinação do volume do reservatório	p. 89
4.6	Avaliação da sensibilidade do projeto frente às variáveis econômicas	p. 93
4.6.1	Sensibilidade ao custo dos coletores	p. 93
4.6.2	Sensibilidade ao custo do reservatório	p. 94
4.6.3	Sensibilidade à tarifa do combustível	p. 96
5	Conclusões e sugestões	p. 99
	Referências	p. 100

Lista de Figuras

1.1	Capacidade total de coletores solares instalados no final de 2007 (fonte: IEA (2009))	p. 2
1.2	Radiação global diária (média anual) no Brasil (fonte: Tiba <i>et al.</i> (2004)) . . .	p. 3
1.3	Divisão da demanda de aquecimento industrial por nível de temperatura (fonte: IEA (2008))	p. 3
1.4	Sistemas solares de aquecimento - divisão por setores da indústria (fonte: IEA (2008))	p. 4
2.1	Radiação direta, difusa e refletida (Fonte: Duffie e Beckman (1991))	p. 10
2.2	Representação dos ângulos solares	p. 11
2.3	Piranômetro utilizado para a medição de radiação global	p. 14
2.4	Piranômetro equipado com anel de sombra para medição de radiação difusa .	p. 15
2.5	Gráfico $K_{DF}^h - K_T^h$, onde K_{DF}^h é a razão I_d/I_g para valores medidos na cidade de São Paulo, as linhas verticais pontilhadas indicam o intervalo de validade do polinômio de 4° grau ajustado (Fonte: Oliveira <i>et al.</i> (2002))	p. 19
2.6	Esquema de um coletor de placa plana	p. 23
2.7	Formas de fixação dos tubos na placa coletora (fonte: Kalogirou (2009)) . . .	p. 24
2.8	Coletores de placa plana sem cobertura fabricados em material polimérico instalados na lateral de um prédio	p. 24
2.9	Coletor de tubo evacuado (esq.) e seus tipos constitutivos: tipo U (sup.) e tubo de calor (inf.)	p. 25
2.10	Coletor concentrador parabólico	p. 26
2.11	Curva característica de um coletor de placa plana sem cobertura ensaiado segundo a norma NBR 10184 (Fonte: adaptado de LABSOLAR (2001)) . . .	p. 29
2.12	Variação do fator de correção do ângulo de incidência em função de $[1/\cos(\theta) - 1]$ (Fonte: Kalogirou (2009))	p. 30
2.13	Coletores conectados em série	p. 32
2.14	Evolução de um perfil estratificado em um tanque através de modelo de simulação tri-dimensional (escala de temperatura em $[K]$) (Fonte: Ievers e Lin (2009))	p. 34
2.15	Condução adicional entre nós devido as paredes do tanque	p. 38

2.16	Simulação através do modelo de múltiplos nós de um perfil de temperatura interno de um tanque sujeito apenas a convecção natural mostrando o problema de inversão térmica	p. 39
2.17	Simulação através do modelo de múltiplos nós com algoritmo de mistura por média de um perfil de temperatura interno de um tanque sujeito apenas a convecção natural mostrando a correção do problema de inversão térmica . . .	p. 40
2.18	Esquema de um sistema de aquecimento solar indireto com trocador de calor interno (superior) e externo (inferior)	p. 42
2.19	Esquema de um sistema de aquecimento solar direto	p. 43
2.20	Circuito aberto com recuperação de calor (Fonte: CRES (2005))	p. 44
2.21	Circuito aberto sem recuperação de calor (Fonte: CRES (2005))	p. 45
2.22	Circuito fechado de vapor (Fonte: CRES (2005))	p. 45
2.23	Alimentação direta com reservatório (Fonte: CRES (2005))	p. 46
2.24	Alimentação direta sem reservatório (Fonte: CRES (2005))	p. 46
2.25	Distância mínima entre coletores (Fonte: Kalogirou (2009))	p. 47
2.26	Formas de ligação para módulos de coletores: externa (esq.) e interna (dir.) . . .	p. 48
2.27	Banco de coletores em paralelo com ligação utilizando retorno invertido	p. 48
3.1	Fluxograma básico do programa desenvolvido	p. 53
3.2	Aplicação dos filtros a dados de radiação global da cidade de Natal-RN (02/01/2008) .	p. 55
3.3	Aplicação dos filtros a dados de radiação difusa da cidade de Natal-RN (02/01/2008) .	p. 56
3.4	Volume de controle aplicado a tubulação que liga os coletores ao tanque	p. 57
3.5	Descarregamento com perfil inicial estratificado	p. 59
3.6	Carregamento e descarregamento com perfil inicial uniforme	p. 59
3.7	Resfriamento com perfil inicial estratificado sem o termo de condução ($\dot{m}_{co} = 0,004kg/s$, $\dot{m}_l = 0,002kg/s$, $T_{co} = 35^\circ C$ e $T_r = 25^\circ C$)	p. 60
3.8	Perfil de demanda de água quente ($60^\circ C$) utilizado no estudo de caso	p. 62
3.9	Esquema do sistema de aquecimento solar proposto	p. 63
3.10	Série histórica do IPCA para o período de janeiro de 2005 até dezembro de 2009 (fonte: Banco Central (2010))	p. 64
3.11	Série histórica da taxa SELIC para o período de janeiro de 2005 até dezembro de 2009 (fonte: Banco Central (2010))	p. 65
3.12	Ajuste de curva para o custo dos reservatórios fabricados em aço inox	p. 66
3.13	Ajuste de curva para o custo dos reservatórios fabricados em aço carbono	p. 66
4.1	Radiação global média diária na cidade de Natal-RN para os 12 meses do ano ($\beta = \phi + 10$)	p. 69

4.2	Radiação global média diária na cidade de Natal-RN para os 12 meses do ano ($\beta = \phi + 30$)	p. 71
4.3	Radiação global na cidade de Natal-RN (16/12/2009), $K_t = 0,72$ e $\beta = \phi + 10$	p. 72
4.4	Radiação global na cidade de Natal-RN (16/12/2009), $K_t = 0,72$ e $\beta = \phi + 30$	p. 72
4.5	Radiação global na cidade de Natal-RN (11/06/2009), $K_t = 0,17$ e $\beta = \phi + 10$	p. 73
4.6	Radiação global na cidade de Natal-RN (11/06/2009), $K_t = 0,17$ e $\beta = \phi + 30$	p. 73
4.7	Radiação global medida e estimada num plano horizontal para cidade de Natal-RN (17/01/2008), $K_t = 0,57$	p. 74
4.8	Radiação global medida e estimada num plano horizontal para cidade de Natal-RN (01/01/2008), $K_t = 0,74$	p. 75
4.9	Radiação global medida e estimada num plano horizontal para cidade de Natal-RN (30/01/2008), $K_t = 0,33$	p. 75
4.10	F_{solar} e $\eta_{en.coletor}$ para dados de radiação estimados	p. 76
4.11	F_{solar} e $\eta_{en.coletor}$ para dados de radiação medidos	p. 76
4.12	Variação da ECVA com o ângulo de inclinação dos coletores	p. 78
4.13	Variação da período de retorno do investimento com o ângulo de inclinação dos coletores	p. 78
4.14	Variação da TIR com o ângulo de inclinação dos coletores	p. 79
4.15	Variação da F_{solar} com o ângulo de inclinação dos coletores	p. 79
4.16	Variação da $\eta_{en.coletor}$ com o ângulo de inclinação dos coletores	p. 80
4.17	Otimização do ângulo de inclinação dos coletores para cada mês do ano (julho a agosto)	p. 81
4.18	Otimização do ângulo de inclinação dos coletores para cada mês do ano (julho a agosto)	p. 82
4.19	Radiação global na cidade de Natal-RN (29/07/2008), ($K_t = 0,68$), para um $\beta_{otim.} = 30$	p. 83
4.20	Otimização sazonal do ângulo de inclinação dos coletores	p. 83
4.21	Variação da ECVA em função da vazão nos coletores	p. 84
4.22	Variação do período de retorno do investimento em função da vazão nos coletores	p. 85
4.23	Variação da TIR em função da vazão nos coletores	p. 85
4.24	Variação da F_{solar} em função da vazão nos coletores	p. 86
4.25	Variação do $\eta_{en.coletores}$ em função da vazão nos coletores	p. 86
4.26	Variação da ECVA em função do número de coletores	p. 87

4.27	Varição do período de retorno do investimento em função do número de coletores	p. 87
4.28	Varição da TIR em função do número de coletores	p. 88
4.29	Varição do F_{solar} em função do número de coletores	p. 88
4.30	Varição do $\eta_{en.coletores}$ em função do número de coletores	p. 89
4.31	Varição da ECVA em função da razão V_r/A_{co}	p. 90
4.32	Varição do período de retorno do investimento em função da razão V_r/A_{co}	p. 90
4.33	Varição da TIR em função da razão V_r/A_{co}	p. 91
4.34	Varição do F_{solar} em função da razão V_r/A_{co}	p. 91
4.35	Varição do $\eta_{en.coletores}$ em função da razão V_r/A_{co}	p. 92
4.36	Varição da ECVA em função do custo dos coletores	p. 93
4.37	Varição do período de retorno do investimento em função do custo dos coletores	p. 94
4.38	Varição da TIR em função do custo dos coletores	p. 94
4.39	Varição da ECVA em função do custo do reservatório	p. 95
4.40	Varição do período de retorno do investimento em função do custo do reservatório	p. 95
4.41	Varição da TIR em função do custo do reservatório	p. 96
4.42	Varição da ECVA em função da tarifa do combustível	p. 97
4.43	Varição do período de retorno do investimento em função da tarifa do combustível	p. 97
4.44	Varição da TIR em função da tarifa do combustível	p. 98

Lista de Tabelas

2.1	Características para diferentes tipos de coletores (fonte: Kalogirou (2009)) . . .	p. 27
3.1	Exemplo de um processo de lavagem realizado pela lavanderia	p. 62
3.2	Parâmetros utilizados no caso base para as simulações realizadas	p. 64
3.3	Índices e custos utilizados nas simulações	p. 67
4.1	Valores de K_t e K_d para os meses do ano	p. 69
4.2	Resultados da simulação do caso base para cada modelo de radiação em superfície inclinada	p. 71
4.3	Resultados da simulação do caso base utilizando dados de radiação medida e estimada através de modelos para a cidade de Natal-RN	p. 74
4.4	Ângulos ótimos de inclinação para os meses do ano	p. 80
4.5	Resultados obtidos na simulação do sistema para de três casos de otimização de inclinação do coletor	p. 84
4.6	Características do sistema proposto para o estudo de caso	p. 92

Lista de Símbolos e Abreviações

Letras latinas

A	Área	$[m^2]$
b	Largura do anel de sombra	$[m]$
B	Coefficiente de expansão volumétrica	$[-]$
C	Fator de correção de Drummond	$[\$]$
C_D	Fator de correção de Drummond	$[-]$
C_{conc}	Taxa de concentração	$[-]$
c_p	Calor específico	$[J/kg^\circ C]$
d	Taxa mínima atrativa	[decimal]
E	Equação do tempo	$[min]$
F	Fator de anisotropia	$[-]$
F_r	Fator de remoção do coletor	$[-]$
F_{solar}	Fração solar	$[-]$
F'	Fator de eficiência do coletor	$[-]$
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
G_{sc}	Constante solar	$[W/m^2]$
H	Radiação solar média diária	$[J/m^2]$
i	Taxa de inflação	[decimal]
I	Radiação solar	$[W/m^2]$
k	Coefficiente de condutividade térmica	$[W/m^\circ C]$
K_t	Índice de claridade	$[-]$
K_θ	Fator de correção para o ângulo de incidência	$[-]$
L	Longitude do observador	[graus]
m	Massa	$[kg]$
\dot{m}	Fluxo mássico	$[kg/s]$
$payback$	Período de retorno do investimento	[anos]
\dot{Q}	Fluxo de energia	$[W]$
r	Raio do anel de sombra	$[m]$
r_b	Fator de conversão geométrico	$[-]$
$r_{vazão}$	Fator de correção da vazão no coletor	$[-]$
Ri	Número de Richardson	$[-]$
S	Energia absorvida	$[W/m^2]$
SG	Série geométrica	$[\$]$
SU	Série uniforme	$[\$]$
T	Temperatura	$[^\circ C]$
t	Tempo	$[s]$

U_l	Coeficiente global de transferência de calor do coletor	$[W/^\circ C m^2]$
v	Velocidade	$[m/s]$
V	Volume	$[m^3]$
VF	Valor futuro	$[\$]$
VP	Valor presente	$[\$]$

Letras gregas

α	Altitude solar	[graus]
β	Ângulo de inclinação dos coletores	[graus]
γ	Ângulo de azimute de uma superfície	[graus]
δ	Ângulo de declinação	[graus]
Δ	Altura do nó	$[m]$
θ	Ângulo de incidência	[graus]
θ_z	Ângulo zenital	[graus]
η	Rendimento	$[-]$
$(\tau\alpha)$	Produto transmitância-absortância	$[-]$
ϕ	Latitude	[graus]
ω	Ângulo horário	[graus]
ω_s	Ângulo horário do pôr-do-sol	[graus]

Subscritos

ab	Abertura
amb	Ambiente
b	Direta
co	Coletor
$comb$	Combustível
$conv$	Sistema convencional
$corr$	Corrigida
d	Difusa
en	Energético
f	Fluido
g	Global
i	Entrada
ins	Instalação
n	Normal a uma superfície
man	Manutenção
mp	Média da placa absorvedora
obs	Observador
o	Saída
$otim$	Ótimo
par	Parede do reservatório
r	Refletida
s	Reservatório

<i>solar</i>	Sistema solar
<i>std</i>	Fuso horário padrão
<i>rec</i>	Receptador
<i>t</i>	Superfície inclinada
<i>tr</i>	Transversal
<i>u</i>	Útil
<i>verd</i>	Verdadeira
<i>0</i>	Extraterrestre

Sobrescritos

<i>i</i>	Tempo
<i>j</i>	Nó do tanque

Abreviações

CPP	Coletor de placa plana
CCV	Custo do ciclo de vida
CCVA	Custo do ciclo de vida anualizado
ECV	Economia do ciclo de vida
ECVA	Economia do ciclo de vida anualizada
ETC	Coletor de tubo evacuado
FGV	Fundação Getúlio Vargas
FIPE	Fundação Instituto de Pesquisas Econômicas
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IPCA	Índice de preços ao consumidor amplo
LAVAT	Laboratório de Variáveis Ambientais e Tropicais
NREL/SRRL	<i>National Renewable Energy Laboratory/Solar Radiation Research Laboratory</i>
SELIC	Sistema Especial de Liquidação e Custódia
TIR	Taxa interna de retorno
TMA	Taxa mínima atrativa
UTC	Tempo universal coordenado
WRMC	<i>World Radiation Monitoring Center</i>

1 *Introdução*

A utilização de energias renováveis muitas vezes tem como função reduzir ou substituir o uso dos combustíveis convencionais utilizados para a mesma função. Devido a isso, a preocupação com o aproveitamento de fontes renováveis ao longo dos anos esteve sempre atrelada às variações de preços dos combustíveis, principalmente o petróleo. Ou seja, fontes renováveis passavam a se tornar interessantes e alvo de investimentos apenas em épocas de alta de preço dos combustíveis.

Hoje, além da alta de preços dos combustíveis e o interesse de alguns países em diminuir sua dependência econômica do petróleo, mais um tema tem impulsionado a utilização e pesquisa em energias renováveis. A preocupação com a questão ambiental está fazendo muitos países adotarem metas para a redução de emissões de gases que aceleram o aumento da temperatura do planeta. Muitas dessas emissões são causadas pela queima de combustíveis industriais e é nesse ponto que entra o uso de energias renováveis. Apesar da causa ambiental ser aparentemente nobre, ainda assim essa possui um caráter econômico bastante forte visto que os custos para remediar as conseqüências do aquecimento global tendem a ser cada vez maiores caso os países não comecem agir rapidamente.

Contudo, independentemente de qual aspecto se pretende atender, deve-se aproveitar a oportunidade em que os olhos se voltam às energias renováveis para disseminar o seu uso e, principalmente, tentar estabelecer uma cultura de utilização dessas fontes. Fazendo com que seu uso não esteja mais vinculado a nenhum tipo de crise mundial e que estas possam ser opções permanentes ao se pensar em fontes energéticas.

A energia solar é uma fonte renovável de energia que aproveita a radiação solar e a transforma em calor ou energia elétrica para ser utilizada das mais diversas formas. Neste trabalho será discutido apenas o uso da energia solar para fins de aquecimento. Os sistemas de aquecimento solar utilizam coletores solares para transformar a radiação solar em calor. A tecnologia utilizada nesses sistemas já vem sendo estudada desde a primeira metade do século XX e hoje pode ser considerada bem desenvolvida, com diversos avanços na área de materiais, métodos de fabricação e *etc.*

A utilização de energia solar para aquecimento doméstico pode ser considerada como uma tecnologia bem disseminada, ou seja, é sabido do público em geral que é possível utilizá-la para fins de aquecimento. Porém, a barreira entre o conhecimento da tecnologia e sua aplicação de fato, ainda não foi totalmente ultrapassada.

Já a utilização da energia solar para fins comerciais ou industriais ainda carece de maior divulgação quanto a sua aplicabilidade. Utilizando a tecnologia apropriada de coletores, é possível, através da energia solar, atingir as temperaturas utilizadas em grande parte dos processos industriais. O emprego dessa fonte alternativa de energia pode trazer benefícios tanto

econômicos quanto ambientais para o setor.

1.1 Motivação pra o trabalho

Segundo dados da IEA (2009) o Brasil é o oitavo país no mundo em capacidade instalada de coletores solares (figura 1.1). Apesar dessa colocação ser um resultado interessante, quando comparado a países de área territorial semelhante como China e Estados Unidos, vê-se que o Brasil ainda possui um enorme potencial de crescimento. A subutilização do potencial brasileiro também pode ser notada quando países de clima desfavorável e pequena extensão territorial como a Áustria, por exemplo, possui uma capacidade instalada próxima a brasileira.

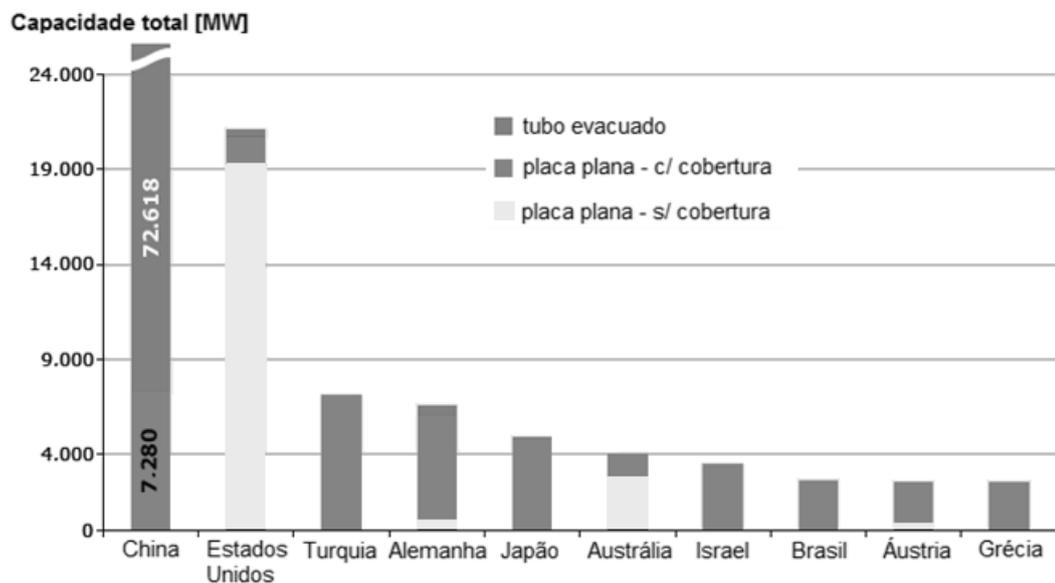


Figura 1.1: Capacidade total de coletores solares instalados no final de 2007 (fonte: IEA (2009))

A posição geográfica do Brasil, próxima a linha do equador, permite que grande parte do país tenha bons níveis de insolação (figura 1.2) e temperaturas médias elevadas, com pouca variação durante o ano. Essas condições são bastante propícias ao uso da energia solar.

No Brasil, assim como na maioria dos países, a energia solar vem sendo aplicada principalmente para o uso em aquecimento doméstico. Apesar do grande potencial que há nesse setor, a aplicação industrial da energia solar também não deve ser desconsiderada. Dois motivos principais são apontados por IEA (2008), em pesquisa realizada em países da união européia. Primeiro, esse setor utiliza cerca de 28% da energia primária total consumida para uso final. Segundo, uma parcela significativa desse consumo está associada a processos de baixa a média temperatura como mostrado na figura 1.3.

Dentro da aplicação no setor industrial, algumas indústrias são mais favoráveis a utilização de energia solar devido às características de seus processos. Indústrias de laticínios, bebidas, têxteis, papel e lavanderias possuem processos que são realizados numa faixa de temperatura adequada para o uso de energia solar. A figura 1.4 mostra a capacidade instalada em sistemas de aquecimento solar industrial em 21 países¹ dividida por tipo de indústria

¹Deve-se ressaltar que a pesquisa acima não inclui países como a China que possui a maior capacidade instalada

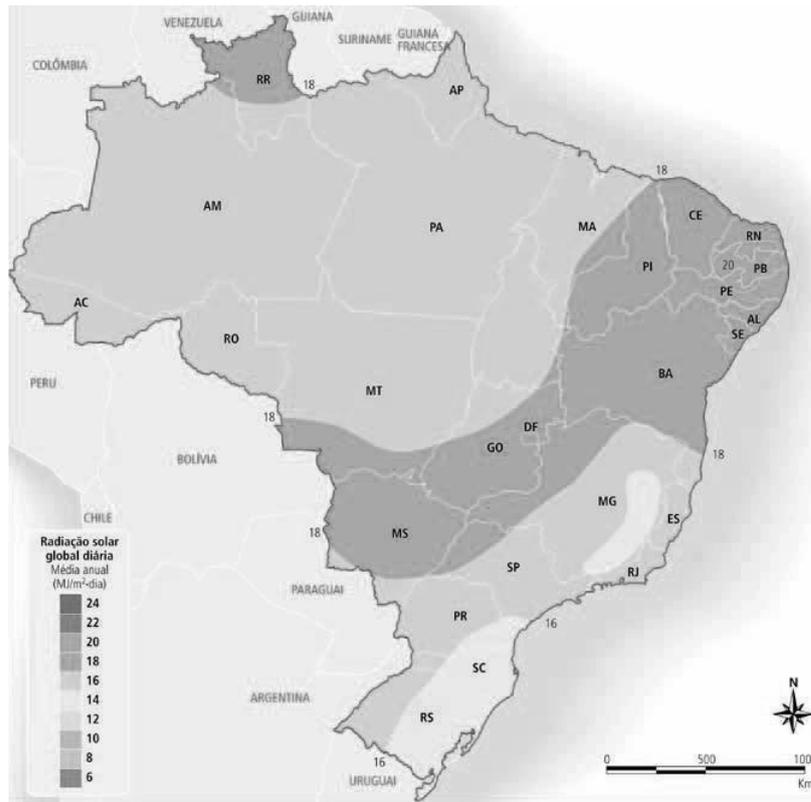


Figura 1.2: Radiação global diária (média anual) no Brasil (fonte: Tiba *et al.* (2004))

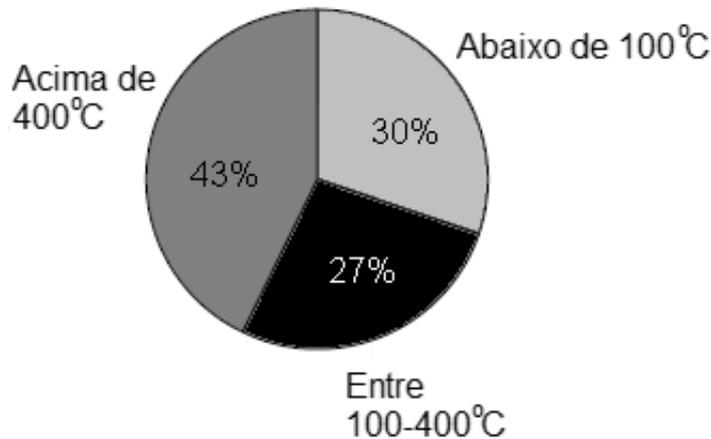


Figura 1.3: Divisão da demanda de aquecimento industrial por nível de temperatura (fonte: IEA (2008))

Mesmo nas indústrias com maior potencial para utilização de energia solar, na maioria dos processos de aquecimento são utilizados combustíveis fósseis ou biomassa como fonte energética. A queima desses combustíveis provoca a emissão de gases e os seus conseqüentes efeitos já conhecidos ao meio-ambiente que são motivo da atual preocupação ambiental comentada anteriormente. A finalidade da utilização de energia solar para o aquecimento em processos industriais é provocar a redução do uso desses combustíveis e seus conseqüentes impactos ao em sistemas de aquecimento solar.

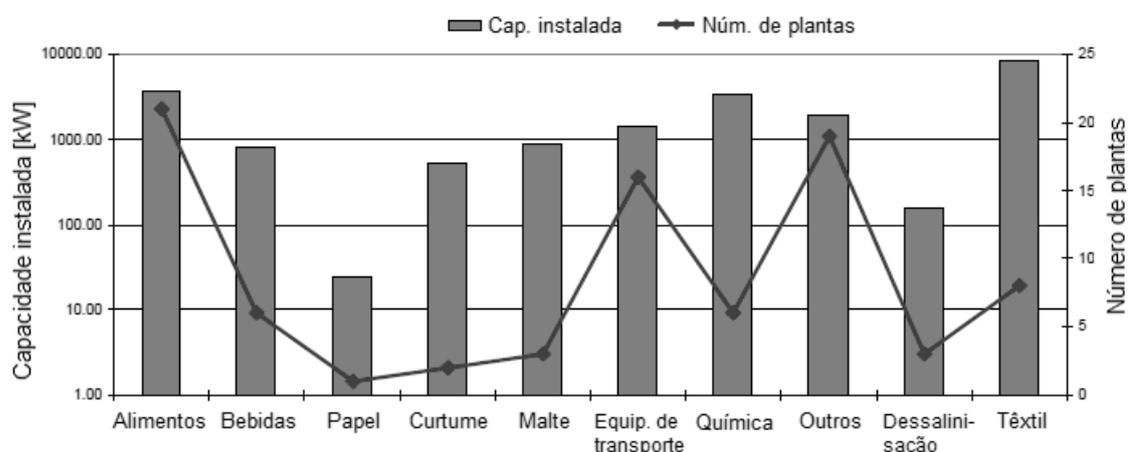


Figura 1.4: Sistemas solares de aquecimento - divisão por setores da indústria (fonte: IEA (2008))

meio ambiente.

1.2 Objetivos

Observando o cenário atual com relação ao uso de energias renováveis, as condições propícias para o aproveitamento da energia solar no território brasileiro e o seu potencial de aplicação no setor industrial, este trabalho tem como objetivo geral:

- Propor a utilização da energia solar para o aquecimento de água em uma lavanderia industrial.

Nesse intuito, pode-se citar como objetivos específicos:

- Construir um programa de simulação de longo prazo de sistemas de aquecimento solar;
- Apresentar uma metodologia para o dimensionamento de sistemas de aquecimento solar;
- Fazer um estudo de viabilidade técnico-econômica da utilização de energia solar em uma lavanderia industrial;
- Contribuir para o aumento do uso de fontes renováveis de energia em processos industriais;
- Contribuir para a redução do impacto ambiental causado pelo uso de combustíveis fósseis e biomassa em processos industriais através do incentivo ao uso de energias renováveis.

1.3 Revisão bibliográfica

Trabalhos produzidos voltados à aplicação da energia solar em sistemas industriais vão desde estudos de caso específicos a determinado tipo de indústria a análises mais amplas envol-

vendo a economia de um país. Nessa sessão será apresentada uma revisão da bibliográfica com relação este tema.

Karagiorgas, Botzios e Tsoutsos (2001) realizaram um estudo cobrindo sistemas de aquecimento solar instalados na Grécia. Segundo os autores, os sistemas da década de 80 tiveram que enfrentar problemas de baixa qualidade de material e manutenção. Já na década de 90, a situação desses sistemas começou a mudar devido à melhor qualidade de material utilizado, manutenção e projetos mais adequados. Fazendo com que os sistemas passassem trazer benefícios ambientais e econômicos. O trabalho traz ainda uma análise financeira baseada nos dados colhidos de sistemas já instalados no país, onde é mostrada a viabilidade econômica da energia solar em substituição a diferentes tipos de combustível empregados na indústria. Por fim, os autores apresentam 10 casos onde a energia solar foi aplicada em indústrias da Grécia, relatando a atual situação dos sistemas.

Abdel-Dayem e Mohamad (2001) realizaram um estudo quanto à viabilidade técnico-econômica de um sistema de aquecimento de água solar para uma indústria têxtil. Duas configurações de sistemas foram escolhidas utilizando coletores planos para fornecer água a uma temperatura de até 85°C . A primeira opção pré-aqueceria a água de alimentação da caldeira enquanto que a segunda alimentaria diretamente o processo da indústria. O dimensionamento do sistema incluiu a área e a vazão dos coletores e utilizou como parâmetro de decisão a economia do ciclo de vida do sistema. A configuração de alimentação direta se mostrou mais economicamente atrativa utilizando uma área de coletores de 2300m^2 , embora a máxima eficiência energética do sistema tenha ocorrido para uma área de 1600m^2 .

Kalogirou (2003) fez um estudo mais amplo sobre o potencial da aplicação da energia solar na indústria. Diversas simulações foram feitas com sistemas utilizando diferentes tecnologias de coletores para o mesmo perfil de demanda sob diferentes faixas de temperatura variando de $60 - 240^{\circ}\text{C}$. O critério adotado para o dimensionamento dos sistemas foi o de maior economia do ciclo de vida. Segundo o autor, todos os tipos de coletores utilizados no trabalho são adequados para utilização em processos de aquecimento industriais sendo os de placa plana mais indicados para faixas de temperaturas mais baixas. A análise econômica do sistema foi feita com base na economia do Chipre, ainda segundo o autor a viabilidade econômica dos sistemas depende do seu custo inicial e da tarifa do combustível. A rentabilidade dos projetos tenderá a aumentar a medida que os coletores se tornarem mais baratos e os subsídios aos combustíveis forem removidos.

Em Schnitzer, Brunner e Gwehenberger (2007), foi investigado o potencial técnico e econômico da utilização de um sistema de solar aplicado a processos de uma indústria de laticínios na Áustria. O autores aplicaram uma nova metodologia para a otimização da integração do sistema do estudo de caso. O uso dessa ferramenta resultou em dois sistemas possíveis com bancos de coletores de 1000 e 1500m^2 , reduzindo as emissões de CO_2 causadas pela queima de gás natural em 170 e 218 toneladas por ano, respectivamente. O investimento no sistema solar apresentou um período de retorno de 3 anos.

Anderson e Duke (2008) utilizaram o método *f-chart* para simular a viabilidade técnica de sistemas solares integrados aos sistemas de aquecimento e refrigeração de uma indústria de laticínios. Foram utilizados quatro tipos diferentes de coletores entres de placa plana e de tubo evacuado. O estudo demonstrou que os quatro tipos de coletores são adequados ao aquecimento de água entre $40 - 80^{\circ}\text{C}$. A comparação entre os coletores foi feita com relação à fração solar. Não foram feitas considerações quanto viabilidade econômica do projeto.

Em seu trabalho Kulkarni, Kedare e Bandyopadhyay (2008) utilizaram a metodologia de “*space design*” para o dimensionamento de um sistema solar aplicado a um processo de pasteurização de uma indústria de laticínios. O sistema utiliza coletores parabólicos concentradores e o armazenamento de água pressurizada. As variáveis utilizadas para o dimensionamento foram a área de coletores, volume do tanque, fração solar, vazão do tanque e tamanho do trocador de calor. Após o dimensionamento do sistema, foi realizada uma otimização econômica utilizando o custo total anualizado do sistema como função objetivo. Segundo o autor, é possível atingir uma redução de até 23% do custo inicial do sistema após sua otimização.

Müller-Steinhagen (2008) faz uma análise do desenvolvimento do mercado de sistemas de energia solar na Europa, abordando todos os tipos de aplicação. O trabalho relata o potencial de crescimento que essa fonte de energia possui em indústrias européias em substituição a utilização de combustíveis fósseis. Segundo o autor, com o emprego de novas tecnologias de armazenamento térmico, indústrias de geração de energia elétrica a partir de energia solar, numa escala de 100 – 1000MW, podem se tornar competitivas daqui a 10-15 anos.

Atkins, Walmsley e Morrison (2009) investigaram formas de integração de um sistema solar a uma indústria de leite em pó na Nova Zelândia através do método *pinch*. Segundo o autor a integração desses sistemas em processos industriais se torna um desafio devido sua natureza não contínua. Para o caso estudado a participação do sistema solar foi considerada modesta, atingido um máximo de 14,4%.

Desideri, Proietti e Sdringola (2009) realizaram um estudo de viabilidade técnico-econômica para a integração de um sistema solar aplicado ao sistema de refrigeração de indústria de alimentos na Itália. A água quente é gerada através de um banco de coletores de tubo evacuado ($90m^2$) e misturada num tanque de água quente que também recebe fluido vindo do sistema de recuperação de calor. A integração do sistema é considerada tecnicamente viável, porém o autor aponta uma série de questões que devem ser atendidas, como por exemplo a instalação de novos tanques de armazenamento. A análise financeira do sistema resultou num período de retorno de investimento de 10 anos. A integração do sistema solar também provoca uma redução de 58% das emissões de CO_2 quando comparado com o sistema existente.

Este trabalho faz parte de uma linha de pesquisa em energia solar desenvolvida pelo Grupo de Engenharia Térmica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco.

Ainda nessa linha, Albuquerque (2005) analisou as condições de funcionamento de um refrigerador solar para a refrigeração de leite. O trabalho propôs a utilização de tais refrigeradores por pequenos produtores de leite da região do semi-árido nordestino que não possuem acesso a rede elétrica, ou esse acesso não permite a instalação de equipamento de refrigeração.

Em Castro (2008) foi desenvolvida uma metodologia para a simulação numérica de um coletor solar de placa plana. A metodologia permite simular o comportamento do coletor determinando assim o seu desempenho. O modelo matemático utilizado é composto por equações de balanço de energia, transferência de calor e um modelo de vazão baseado no efeito termossifão.

1.4 Estrutura da dissertação

No capítulo 2 são apresentados os fundamentos teóricos para sistemas de aquecimento de água através de energia solar. Serão abordados os princípios básicos de solarimetria necessários para os sistemas de aquecimento solar, bem como as características desse sistema. Nessa parte será dada maior ênfase ao coletor e o reservatório térmico, apontando suas principais características bem como modelos utilizados para simulação do seu desempenho. Após a revisão dos seus principais componentes, serão apresentados também alguns fundamentos que caracterizam os sistemas de aquecimento industriais. Por fim, serão apresentados alguns métodos para a análise financeira de sistemas de aquecimento solar bem como uma rápida revisão dos conceitos básicos de engenharia econômica.

No capítulo 3 será detalhada a metodologia utilizada para gerar os resultados finais do trabalho baseada nos fundamentos apresentados no capítulo 2. Serão especificados os modelos utilizados no programa desenvolvido e também definidas as características do estudo de caso escolhido para o trabalho. Ao final será descrita também a metodologia utilizada para a análise financeira realizada.

No capítulo 4 os resultados obtidos a partir das simulações feitas com o programa desenvolvido, seguindo a metodologia mostrada no capítulo anterior, são apresentados e discutidos. Já no capítulo 5 são apresentadas as conclusões bem como algumas sugestões para trabalhos futuros

2 Fundamentos teóricos para o aquecimento de água através de energia solar

Nesse capítulo serão apresentados os fundamentos teóricos para sistemas de aquecimento de água através de energia solar. Serão abordados os princípios básicos de solarimetria, bem como as características de sistemas de aquecimento solar com maior ênfase no coletor e no reservatório térmico. Também serão apresentadas algumas das características específicas dos sistemas de aquecimento industriais. Ao final do capítulo serão apresentados alguns métodos para a análise financeira de sistemas de aquecimento solar assim como uma breve revisão dos conceitos básicos de engenharia econômica.

2.1 Radiação solar

Em sistemas que utilizam a energia solar, o conhecimento das características básicas dessa fonte energética leva ao seu melhor aproveitamento e conseqüentemente ao desenvolvimento de sistemas mais eficientes. Nesta sessão serão apresentados os fundamentos para o entendimento do posicionamento solar, as características da radiação solar e como ela se apresenta na superfície terrestre, as formas de medição e apresentação de dados de radiação medidos em estações solarimétricas, bem como alguns modelos/correlações empregados para a determinação da radiação incidente em superfícies coletoras.

2.1.1 Radiação extraterrestre

O sol emite radiação eletromagnética em uma ampla faixa do espectro. A energia do sol vem da fusão nuclear que ocorre em seu núcleo, na fusão nuclear dois átomos se unem (devido à grande força gravitacional no núcleo do sol) formando um novo núcleo. A produção energética é feita através da conversão de matéria nuclear em energia. As ondas eletromagnéticas viajam pelo espaço e chegam a terra em um tempo médio de $8min$ e $14s$. Parte da radiação visível e infravermelha é bloqueada pela atmosfera. Quase todos os raios ultravioletas e todos os raios X e γ também o são, assim como uma pequena parcela das ondas de rádio (NASA, 2009).

A quantidade de energia emitida pelo sol, por unidade de tempo, que atinge uma superfície de uma unidade de área perpendicular a direção de propagação da radiação, medida à distância média entre o sol e a terra é chamada de constante solar. O valor médio adotado pela ASHRAE

93 (2003) é de $1367W/m^2$. A norma brasileira NBR 10184 (1988) utiliza o valor de $1.353W/m^2$ para a constante solar.

A radiação extraterrestre varia devido à própria mudança da energia emitida pelo sol, como também pela alteração da distância sol-terra. O primeiro fator causa incertezas em torno de 0,03% que podem ser desconsideradas para cálculos de engenharia, porém, a incerteza causada pela alteração da distância sol-terra pode chegar a $\pm 3\%$. A equação abaixo fornece a radiação extraterrestre incidente em um plano normal à direção de propagação da radiação, levando em conta sua variação através dos dias do ano (DUFFIE; BECKMAN, 1991).

$$I_{0,n} = G_{sc} \left(1 + 0,033 \cos \frac{360N}{365} \right) \quad (2.1)$$

Na equação acima G_{sc} é a constante de solar e N é o dia do ano ($1 \leq n \leq 365$). A radiação que atinge a superfície terrestre não é igual à radiação calculada pela equação acima, pois esta ainda sofre uma série de perturbações devido ao posicionamento da terra em relação ao sol, condições atmosféricas, e quantidade de nuvens no céu, entre outros fatores, antes de chegar a superfície terrestre.

2.1.2 Radiação incidente na superfície terrestre

Quando a radiação extraterrestre proveniente do sol entra em contato com a atmosfera da terra sua intensidade é atenuada devido a dois fenômenos principais: absorção e espalhamento. A absorção é causada pela camada de ozônio para a radiação ultravioleta, enquanto que a radiação infravermelha é absorvida em maior quantidade pelas moléculas de água e CO_2 . O espalhamento é resultado da interação da radiação com as moléculas de ar, água e poeiras em suspensão e depende do comprimento de onda da radiação, da massa de ar a qual essa radiação irá atravessar e também das condições atmosféricas locais. Devido a esses fenômenos a radiação incidente na superfície terrestre pode ser dividida em direta e difusa.

A parcela da radiação que não sofre espalhamento ao cruzar a atmosfera é chamada de direta, enquanto que a difusa é a parcela que é espalhada ao atingir a atmosfera terrestre pelas razões descritas anteriormente. A radiação difusa possui uma natureza mais complexa, Duffie e Beckman (1991) dividem a radiação difusa em três partes: uma parte isotrópica recebida uniformemente por todo o entorno, a parte circunsolar difusa concentrada ao redor da região do sol e o brilho do horizonte localizado na região próxima ao horizonte (figura 2.1).

Considerando os sistemas de energia solar, deve-se levar em conta ainda a radiação refletida pelo solo que atinge as superfícies coletoras, já que estas estão posicionadas sob certo ângulo com relação à superfície. Naturalmente, o solo reflete apenas uma parcela da radiação incidente, esta porção é contabilizada através do fator adimensional chamado de albedo (ρ). É comum tanto na literatura científica, como na prática da engenharia considerar o albedo constante e igual a 0,2 já que geralmente esse dado não está disponível.

Gueymard (2009) estudou as incertezas geradas por essa consideração. Dados experimentais mostraram que o albedo varia durante o dia sendo esta variação mais pronunciada em dias de inverno (0,05 a 1,0, média de $0,375 \pm 0,227$) devido a presença de neve e água no solo. Em dias de verão e solo seco essa variação é menor (0,05 a 0,552, média de $0,184 \pm 0,033$). A média anual medida foi de 0,275 mostrando que a consideração feita introduz incertezas nos dados de

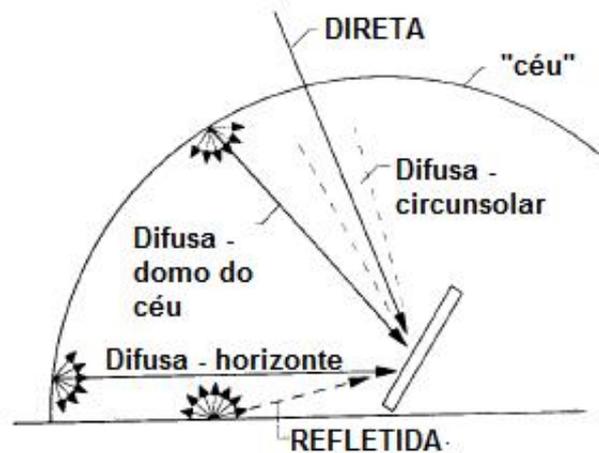


Figura 2.1: Radiação direta, difusa e refletida (Fonte: Duffie e Beckman (1991))

radiação, principalmente para sistemas onde as superfícies coletoras estão em posição vertical (janelas de edifícios, por exemplo). No caso de sistemas de aquecimento de água em regiões próximas ao equador onde não há a presença de neve e as superfícies coletoras possuem ângulos de inclinação pequenos essa incerteza acrescida tende a diminuir.

Assim, a radiação que atinge as superfícies coletoras pode ser dividida em radiação direta, difusa e refletida. A soma dessas três parcelas é mais frequentemente chamada de radiação “global”, havendo também autores que utilizam o termo radiação “total”. Como o último pode ser confundido como a “radiação que cobre todo o espectro”, este não será utilizado neste trabalho.

2.1.2.1 Ângulos solares

No estudo de sistemas de energia solar é importante conhecer a radiação incidente em uma determinada superfície (coletores solares, células fotovoltaicas, janelas de um edifício, *etc*). O posicionamento dessa superfície com relação ao sol deve ser considerado para um melhor aproveitamento da radiação disponível. Isto é feito através da determinação de uma série de ângulos que descrevem o posicionamento da superfície e sua relação com o posicionamento do sol em um determinado instante. Abaixo é apresentada uma descrição destes ângulos segundo NBR 10184 (1988), um esquema com a representação dos ângulos é mostrado na figura 2.2:

- Ângulo zenital (θ_z): ângulo de vértice no observador formado entre a perpendicular a um plano horizontal e a direção do sol ($0^\circ \leq \theta_z \leq 90^\circ$);
- Altitude solar (α): ângulo complementar do ângulo zenital ($0^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$);
- Declinação solar (δ): ângulo de vértice no centro da terra, formado entre o plano do equador a direção do sol, positivo para o hemisfério norte ($-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$);
- Ângulo horário (ω): ângulo com aresta no centro de rotação da terra formado entre o plano que contém o sol e o plano que contém o meridiano local, cada hora do dia é igual a 15° de variação sendo negativo para as manhãs e positivo para as tardes;

- Latitude (ϕ): ângulo de vértice no centro da terra formado pelo plano do equador e a reta do ponto considerado, positivo para o norte e negativo para o sul ($-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$).
- Inclinação de uma superfície (β): ângulo entre a superfície e o plano horizontal ($0^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$);
- Azimute da superfície (γ): ângulo entre o meridiano e a projeção no plano horizontal da reta normal a superfície, positivo quando no sentido horário a partir do meridiano Sul= 0° ($-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$);
- Ângulo de incidência sobre uma superfície (θ): ângulo entre a normal a superfície e reta determinada pela direção do sol ($0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$).

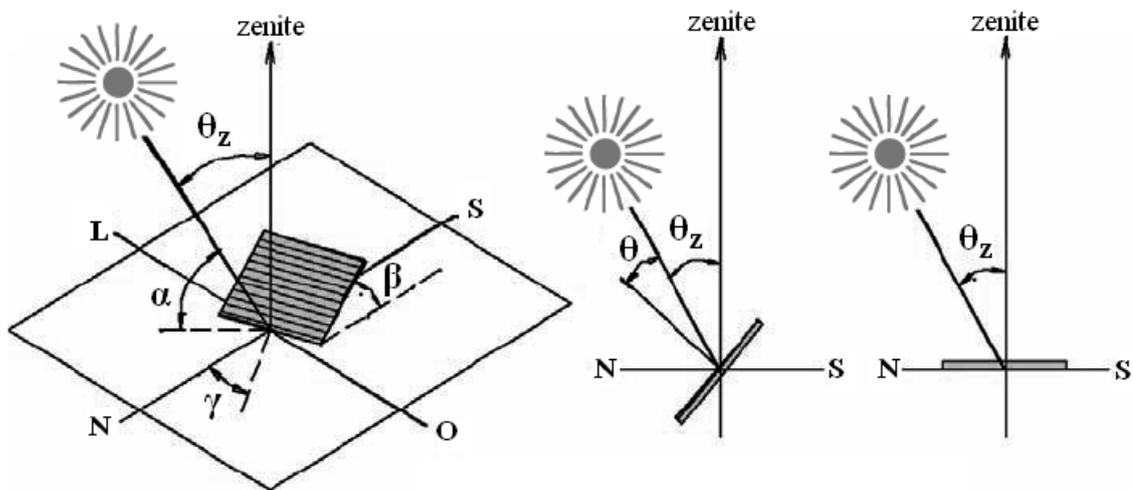


Figura 2.2: Representação dos ângulos solares

Para o cálculo de alguns dos ângulos acima existem modelos que fornecem resultados com diferentes exatidões e que naturalmente tem seus campos de aplicação adequados. Para o cálculo da declinação, Duffie e Beckman (1991) sugerem o uso da equação 2.2, porém não faz comentários a respeito de sua incerteza

$$\delta = 23,45 \text{sen} \left(360 \frac{284 + N}{365} \right) \quad (2.2)$$

O resultado da equação acima é dado em graus. Muneer (2004) apresenta outras formas de cálculo do ângulo de declinação solar e as classificam como de baixa, média e alta exatidão. A comparação feita pelo autor utilizando três diferentes modelos mostra que a diferença entre os modelos de alta e baixa exatidão são da ordem de 1 a 2 graus. A equação 2.3 é indicada pelo autor como sendo de baixa exatidão, porém tem uma aplicação mais simples com relação aos demais modelos que necessitam de pequenos algoritmos para a determinação do ângulo.

$$\delta = \sin^{-1} \{0,39795 \cos [0,98563 (N - 173)]\} \quad (2.3)$$

A equação 2.4 foi desenvolvida por Spencer (apud KALOGIROU, 2009) e também é de simples aplicação fornecendo resultados mais exatos que as equações anteriores. Enquanto as incertezas das equações 2.2 e 2.3 podem chegar a valores maiores que 2° , as da equação abaixo

ficam numa faixa de alguns minutos em comparação com dados experimentais apresentados em Muneer (2004).

$$\begin{aligned} \delta = & 0,006918 - 0,399912\cos(\Gamma) + 0,070257\sen(\Gamma) - 0,006758\cos(2\Gamma) + \\ & \dots + 0,000907\sen(2\Gamma) + 0,002697\cos(3\Gamma) + 0,00148\sin(3\Gamma) \end{aligned} \quad (2.4)$$

Onde Γ , em radianos, é dado por:

$$\Gamma = \frac{2\pi(N-1)}{365} \quad (2.5)$$

Existem várias equações que relacionam os ângulos solares, estas equações são necessárias principalmente em sistemas onde as superfícies coletoras acompanham o posicionamento do sol. Para sistemas fixos os principais ângulos a serem calculados são os de incidência e o zenital, fornecidos pelas equações 2.6 e 2.7, respectivamente.

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \sen(\delta)\sen(\phi)\cos(\beta) - \sen(\delta)\cos(\phi)\sen(\beta)\cos(\gamma) \\ & \dots + \cos(\delta)\cos(\phi)\cos(\beta)\cos(\omega) + \cos(\delta)\sen(\phi)\sen(\beta)\cos(\gamma)\cos(\omega) \\ & \dots + \cos(\delta)\sen(\beta)\sen(\gamma)\sen(\omega) \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\cos(\theta_z) = \cos(\phi)\cos(\delta)\cos(\omega) + \sen(\phi)\sen(\delta) \quad (2.7)$$

A utilização de modelos de baixa exatidão para o cálculo do ângulo de declinação provoca uma incerteza máxima de $0,5^\circ$ nos resultados das equações acima (MUNEER, 2004).

2.1.2.2 Ângulo ótimo de inclinação do coletor

O ângulo de inclinação do coletor (β), assim como o de azimute (γ), é determinado pelo projetista do sistema. Esses dois ângulos influenciam na forma com que as superfícies coletoras recebem a radiação solar e devem ser escolhidos de forma a se obter o melhor desempenho possível do sistema. A melhor maneira de se obtê-lo é utilizando sistemas de posicionamento nas superfícies coletoras fazendo com que elas acompanhem a posição do sol. Essa técnica é comum em sistemas fotovoltaicos e de coletores concentradores, porém são custosos e sendo assim, nem sempre economicamente viáveis. Dessa forma, coletores solares são geralmente posicionados sob ângulos fixos.

Quanto à escolha do ângulo de azimute, há uma concordância entre os autores de que as superfícies coletoras devem estar voltadas para o equador. Dessa forma, $\gamma = 180^\circ$ para o hemisfério sul e $\gamma = 0^\circ$ para o hemisfério norte. Já com relação ao ângulo de inclinação da superfície coletora, não existe um valor definitivo a ser adotado (ELMINIR *et al.*, 2006). O ângulo ótimo de inclinação é geralmente escolhido baseando-se na quantidade máxima de energia incidente na superfície coletora, entretanto, outros critérios podem ser escolhidos fazendo com que as características do próprio sistema e não apenas sua localização geográfica influencie nessa escolha. Skeiker (2009) aponta alguma dessas características:

- Tipo de aplicação, ou seja, superfícies coletoras únicas ou agrupadas;

- Necessidade de maximização da quantidade de energia para todo o ano ou apenas durante certo período;
- Condições climáticas locais, presença de neve, tempestade de areia, poluição, *etc.*

Dessa forma, dependendo do critério adotado, o valor ou faixa de valores para o ângulo ótimo de inclinação podem variar para um mesmo local. Duffie e Beckman (1991) sugerem como regra prática, baseando-se na energia anual recebida pelo coletor, que $\beta = \phi$ seja utilizado. Para os períodos de verão $\beta = \phi - (10 \rightarrow 15)$, e para os períodos de inverno $\beta = \phi + (10 \rightarrow 15)$ são sugeridos. Segundo o autor esses ângulos não são críticos e sua variação produz pequenas mudanças na quantidade total de energia recebida.

Sharia, Al-Akhras e Al-Omari (2009) estudaram a otimização do ângulo de inclinação para duas regiões ao norte e sul da Jordânia (31°N), de acordo com a fração solar anual de um sistema doméstico, utilizando o programa TRNSYS. Os resultados mostraram que o ângulo ótimo depende da forma de operação do sistema. O autor propõe que $\beta = \phi + (0 \rightarrow 10)$ e $\beta = \phi + (0 \rightarrow 20)$ sejam utilizados para a região norte e sul do país, respectivamente. Esses valores foram maiores 5° e 8° do que os valores ótimos obtidos levando em consideração a máxima captação de energia obtida pelos coletores.

Em Elminir *et al.* (2006), a otimização do ângulo de inclinação foi realizada baseando-se na razão radiação absorvida por uma superfície inclinada e por uma superfície horizontal, no índice de claridade e no fator de declinação, para a cidade de Helwan no Egito (29°N). Os métodos utilizados apresentaram resultados próximos com uma maior divergência notada para o método que utiliza o fator de declinação. Os ângulos ótimos mostraram uma grande variação sazonal, sendo aproximadamente $43,3^\circ$ para o período de inverno e próximo da horizontal para períodos de verão. Como regra geral o autor sugere $\beta = \phi \pm 15$.

No trabalho apresentado por Gunerhan e Hepbasli (2007), com dados obtidos para a cidade de Izmir na Turquia ($38,5^\circ\text{N}$), a escolha do ângulo ótimo foi feita a partir da radiação extraterrestre incidente numa superfície. Para essa condição, $\beta = \phi$ faz com que a superfície receba os raios solares próximos a normal durante o verão, havendo uma perda no inverno. Por esse motivo o autor sugere uma alteração mensal no ângulo de inclinação da superfície. Os resultados obtidos por Skeiker (2009) mostram que a alteração mensal do ângulo de inclinação mantém aproximadamente a quantidade ótima de energia recebida pelo coletor se este tivesse seu ângulo de inclinação alterado diariamente.

2.1.3 Tempo solar

O tempo utilizado nos cálculos dos ângulos solares não é o mesmo tempo universal coordenado (UTC) marcado nos relógios comuns. Neste caso é utilizado o tempo solar que é baseado nos movimentos do sol, marcando meio-dia quando o sol cruza o meridiano do observador. Para corrigir o tempo UTC para o tempo solar, algumas equações devem ser aplicadas. A primeira correção deve ser feita para levar o tempo UTC que é marcado com relação a um meridiano padrão ($47^\circ 57' \text{O}$ para toda a região que obedece ao fuso horário de Brasília ou UTC -3:00) para o tempo marcado com relação ao meridiano do observador. Essa correção é feita segundo a equação abaixo:

$$\text{Tempo solar} - \text{Tempo UTC} = 4(L_{std} - L_{obs}) + E \quad (2.8)$$

Na equação 2.8, L_{std} é a longitude do fuso horário padrão, L_{obs} é a longitude do observador, $Tempo\ UTC$ é o tempo no fuso horário local em minutos e E é dado pela equação do tempo. Duffie e Beckman (1991) sugere a seguinte equação:

$$E = 229,2(0,000075 + 0,001868\cos(B) - 0,032077\sin(B) \dots - 0,014615\cos(2B) - 0,04089\sin(2B)) \quad (2.9)$$

Onde $B = (N - 1)\frac{360}{365}$, em graus e E é dados em minutos.

Muneer (2004) apresenta diferentes métodos de cálculo que variam quanto à exatidão e complexidade. Segundo o autor existem modelos que atingem a incerteza de até 3s válidos por um período de 60 séculos. A equação 2.10 é de uso simples e é indicada como de baixa exatidão com uma incerteza da ordem de 20s.

$$E = 0,1236\sin(x) - 0,0043\cos(x) + 0,1538\sin(2x) + 0,0608\cos(2x) \quad (2.10)$$

Onde $x = (N - 1)\frac{360}{365,242}$, em graus e E é dados em horas.

2.1.4 Dados solarimétricos

A radiação solar incidente na superfície terrestre é medida através de instrumentos chamados de piranômetros ou piroeliômetros (figura 2.3) que possuem um sensor que transforma energia térmica em energia elétrica, ou seja, ele fornece uma tensão proporcional à radiação incidente. Os piranômetros e piroeliômetros medem fluxo de energia em W/m^2 , esse fluxo é medido em pequenos intervalos de tempo e uma média é fornecida em intervalo de tempos maiores (1, 5, 30 ou 60min).



Figura 2.3: Piranômetro utilizado para a medição de radiação global

Os piranômetros são utilizados para medir radiação global ou difusa. Esses aparelhos são os mais utilizados em estações solarimétricas, pois são menos custosos que os piroeliômetros. Os piranômetros são estáticos, ou seja, não apresenta sistemas de posicionamento que acompanham a localização do sol no céu. Os piroeliômetros possuem esse sistema e são utilizados

nas medições de radiação direta normal a uma superfície. O sensor do instrumento é orientado de forma a ficar numa posição normal a direção do sol. Isso faz com que o custo do aparelho seja bastante alto com relação aos piranômetros.

Como dito, o piranômetro também é utilizado nas medições de radiação difusa. A medição desse tipo de radiação é mais complexa devido a sua própria natureza. Existem três formas de medi-la: uma indireta e duas diretas. A forma indireta, considerada a mais exata (KUDISH; EVSEEV, 2008; LÓPEZ; MUNEER; CLAYWELL, 2004), é obtida através de dados de radiação global (I_g) medidos através de um piranômetro e de radiação direta normal ($I_{b,n}$) medidas por um piroeliômetro, dessa forma a radiação difusa é determinada pela equação:

$$I_{d,verd.} = I_g - I_{b,n} \cos(\theta_z) \quad (2.11)$$

A radiação obtida pelo método acima é chamada por vários autores de radiação difusa “verdadeira”. Gueymard e Myers (2009) fazem restrições a essa denominação devido a erros experimentais relacionados aos instrumentos utilizados.

Os métodos diretos de medição da radiação difusa utilizam piranômetros equipados com dispositivos que encobrem o sensor do instrumento bloqueando a radiação direta (figura 2.4). Esse bloqueio pode ser feito através de um disco de sombra com um sistema de posicionamento que acompanha a localização do sol, mais uma vez esse tipo de sistema eleva o custo do aparelho que pode chegar a custar até seis vezes mais que a alternativa que utiliza um anel de sombra (LÓPEZ; MUNEER; CLAYWELL, 2004). O anel de sombra tem a mesma função do disco, porém, é estático e deve ser ajustado periodicamente para levar em conta as mudanças no ângulo de declinação solar. Devido ao menor custo, esse instrumento é largamente utilizado em estações solarimétricas.



Figura 2.4: Piranômetro equipado com anel de sombra para medição de radiação difusa

Um dos problemas na utilização dos anéis de sombra é que, por ser fixo, este também bloqueia uma parcela de radiação difusa além da radiação direta. Para compensar essa incerteza introduzida nas medições foram desenvolvidos modelos de correção. Os modelos variam quanto à complexidade e abordagem dividindo-se basicamente em isotrópicos e anisotrópicos. Drummond (apud GUEYMARD; MYERS, 2009) desenvolveu um modelo de simples aplicação que leva em conta basicamente fatores geométricos (equação 2.12) e não considera as características anisotrópicas nem a reflexão causada pela parte interna do anel de sombra. O modelo pode ser

utilizado em qualquer região do planeta, porém o autor percebeu que mesmo após a aplicação do fator de correção se fazia necessária uma correção adicional de até 7% para situações de céu sem nuvens e de até 3% para dias nublados para levar em conta a condição anisotrópica da radiação (LÓPEZ; MUNEER; CLAYWELL, 2004). O fator de correção de Drummond ainda vem sendo utilizado, pois de fato melhora a qualidade das medições apesar de subestimar a radiação difusa incidente. O modelo se mostra mais eficiente quando há altos índices de radiação difusa (MUNEER, 2004).

$$f_D = \frac{2b}{\pi r} \cos^3(\delta) (\omega_s \sin(\phi) \sin(\delta) + \cos(\phi) \cos(\delta) \sin(\omega_s)) \quad (2.12)$$

Onde r é o raio do anel de sombra, b é a largura do anel, ω_s é o ângulo horário no pôr-do-sol e as demais variáveis são ângulos solares já apresentados nessa revisão. Após a obtenção de f_D , o fator de correção que deve ser multiplicado pela radiação difusa pode ser obtido por:

$$C_D = \frac{1}{1 - f_D} \quad (2.13)$$

Após o trabalho de Drummond outros foram desenvolvidos assumindo a característica anisotrópica da radiação difusa. LeBaron, Michalsky e Perez (1990) desenvolveram um modelo que utiliza quatro parâmetros para descrever as condições isotrópicas e anisotrópicas da radiação, dentre eles o fator de correção de Drummond. Esses quatro parâmetros foram separados criando 256 categorias diferentes de condições de céu. O fator de correção é então obtido a partir dessa tabela. Batlles, Olmo e Alados-Arboledas (1995) utilizaram dados de duas regiões da Espanha para desenvolver seu modelo utilizando regressão linear múltipla a partir de quatro parâmetros propostos por LeBaron. O modelo resulta em quatro equações que são função de três parâmetros desenvolvidos por LeBaron e o fator de correção de Drummond. Muneer e Zhang (2002) propuseram um modelo que pode ser obtido a partir da radiação zenital e dois parâmetros que representam a distribuição da radiação nos dois quadrantes do céu, o que contém o sol e o oposto a ele.

López, Muneer e Claywell (2004) e Kudish e Evseev (2008) fazem uma revisão dos modelos de correção citados acima, bem como uma comparação gráfica e estatística usando como parâmetro de comparação a radiação difusa obtida pelo método indireto. Os autores utilizaram dados obtidos em estações no Reino Unido (51,4°N) e Israel (31,4°N). Ambos comentam a dificuldade de estabelecer qual o melhor modelo a ser utilizado, porém demonstram que o modelo isotrópico se comporta pior em dias de céu claro. Já os anisotrópicos apresentam um bom desempenho para esses dias, bem como de maneira geral.

2.1.4.1 Formas de apresentação de dados solarimétricos

Os dados obtidos em estações solarimétricas podem ser disponibilizados de diversas formas: atlas (TIBA *et al.*, 2004; PEREIRA *et al.*, 2006), *softwares* (Radiasol, Meteonorm), banco de dados *online* (National Renewable Energy Laboratory/Solar Radiation Research Laboratory (NREL/SRRL), World Radiation Monitoring Center (WRMC), Laboratório de Variáveis Ambientais e Tropicais (LAVAT)). A forma com que esses dados são apresentados varia conforme o meio de divulgação. O modo mais habitual é a média diária mensal [MJ/m^2], cada ano é representado por doze valores que correspondem a radiação média incidente em um dia para

cada mês. Outra maneira também comum é a média horária mensal [MJ/m^2] onde a radiação média horária para um dia característico de cada mês do ano é informada. Essas formas de apresentação são geralmente disponibilizadas em atlas ou *softwares*, pois permitem que dados de um grande número de estações (mais de 8000) sejam condensados em uma única publicação.

Outro modo de apresentação é através de médias ($[MJ/m^2]$ ou $[W/m^2]$) em intervalos de tempo menores (1, 5, 30min), nesse caso os dados são referentes a todo o ano e não apenas a um dia característico de cada mês. Como isso gera uma grande quantidade de informação, pois deve se levar em conta que uma estação solarimétrica não coleta apenas dados de radiação, essas informações são armazenadas em grandes bancos de dados. Alguns desses bancos de dados são abertos e disponibilizados *online* como nos três exemplos citados acima. Essa abertura serve de fomento a diversos trabalhos relacionados à área já que grupos de pesquisa de todo o mundo podem ter acesso as informações colhidas. Outros bancos, porém, são fechados tendo seu uso restrito a um pequeno grupo de usuários.

2.1.5 Determinação da radiação horária a partir de valores diários

Em simulações de sistemas solares térmicos dados de radiação em intervalos de tempo inferiores a 60min são desejados já que alguns dos modelos incluídos nas simulações utilizam intervalos menores (OLIVESKI; KRENZINGER; VIELMO, 2003), assim se evitaria o uso de interpolações e correlações. Como para a maioria das regiões apenas as médias diárias mensais estão disponíveis, é necessário converter esses dados para intervalos de tempo menores. Esse processo é feito através de correlações empíricas que naturalmente acrescentam incertezas aos dados. Por exemplo, não há como se determinar a partir do valor diário de radiação a presença de nuvens num céu em certo horário do dia. Essas correlações apresentam melhores resultados para dias claros e tendem ser conservativos em estimativas de longos períodos (DUFFIE; BECKMAN, 1991).

A correlação mostrada abaixo transforma um valor diário de radiação global, em valores horários ao longo de um dia. Segundo Collares-Pereira e Rabl (apud KALOGIROU, 2009):

$$\frac{I_g}{H_g} = \frac{\pi}{24} [a + b \cos(\omega)] \frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_s)}{\sin(\omega_s) - \left(\frac{2\pi\omega_s}{360}\right) \cos(\omega_s)} \quad (2.14a)$$

Onde:

$$a = 0,409 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60) \quad (2.14b)$$

$$b = 0,6609 - 0,4767 \sin(\omega_s - 60) \quad (2.14c)$$

No caso da radiação difusa, de acordo com Liu e Jordan (apud KALOGIROU, 2009):

$$\frac{I_d}{H_d} = \frac{\pi}{24} \frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_s)}{\sin(\omega_s) - \left(\frac{2\pi\omega_s}{360}\right) \cos(\omega_s)} \quad (2.15)$$

Nas equações acima o ângulo horário é correspondente ao ponto médio do intervalo de

tempo calculado. As correlações acima consideram que o dia é simétrico em torno do meio-dia solar.

Além do intervalo de tempo, os tipos de radiação disponibilizados também interferem nas incertezas atribuídas a uma simulação. No caso de atlas, *softwares* ou outros formatos que buscam compilar informações de um grande número de estações, a forma mais comum é a apresentação apenas das médias diárias mensais de radiação global. Já os bancos de dados usualmente fornecem informações sobre radiação global, difusa e menos facilmente de radiação direta normal. No caso onde apenas a radiação global é fornecida, é necessária a aplicação de modelos e/ou correlações para a obtenção das parcelas de radiação direta, difusa e refletida.

2.1.6 Determinação da radiação difusa a partir da radiação global

Na maioria dos casos de aplicações da energia solar não se tem disponível o melhor conjunto de informações solarimétricas. No Brasil, apesar do grande potencial de utilização dessa fonte de energia, a rede de estações ainda é bastante esparsa (TIBA, 2000) dado o custo necessário para se instalar e manter uma estação solarimétrica considerando também as dimensões do país. O caso mais comum é quando se têm disponíveis apenas as médias diárias mensais de radiação global.

A necessidade de se conhecer a fração de radiação difusa se dá quando se deseja determinar a radiação incidente em superfícies inclinadas (coletores solares, células fotovoltaicas, *etc.*). Para isto são aplicados modelos que necessitam pelo menos da radiação global e da parcela de radiação difusa. Essa parcela pode ser obtida através da aplicação de correlações empíricas. A forma mais comum na qual essas correlações são construídas é relacionando-se a razão entre a radiação horária difusa e global e o índice de claridade dado por:

$$K_t = \frac{H_g}{H_0} \quad (2.16)$$

Onde H_0 é a radiação global extraterrestre e H_g a radiação global incidente numa superfície horizontal. O mesmo índice pode ser obtido com radiações em outros intervalos de tempo, ou mesmo utilizando-se valores médios, nesse caso é acrescentada uma barra sobre o índice (\bar{K}_t). Apesar de grande parte dessas correlações serem desenvolvidas utilizando-se dados horários, Gueymard (2009) mostrou que as mesmas podem ser igualmente aplicadas utilizando-se dados obtidos em intervalos de tempo menores sem prejuízos sensíveis. O mesmo resultado não é observado com respeito a correlações obtidas através de valores diários e diários médios mensais como mostra Muneer (2004).

A partir da razão da radiação horária difusa sobre a global (I_d/I_g) e dos índices de claridade medidos (k_t), são plotados gráficos como os da figura 2.5 de onde são obtidas correlações, geralmente, para diferentes intervalos de k_t . Abaixo serão mostradas algumas correlações de grande uso na literatura. De acordo com Erbs, Klein e Duffie (apud DUFFIE; BECKMAN, 1991):

$$\frac{I_d}{I_g} = \begin{cases} 1,0 - 0,09k_t & \text{se } k_t \leq 0,22 \\ 0,9511 - 0,1694k_t + 4,388k_t^2 - 16,638k_t^3 + 12336k_t^4 & \text{se } 0,22 < k_t \leq 0,80 \\ 0,165 & \text{se } k_t > 0,80 \end{cases} \quad (2.17)$$

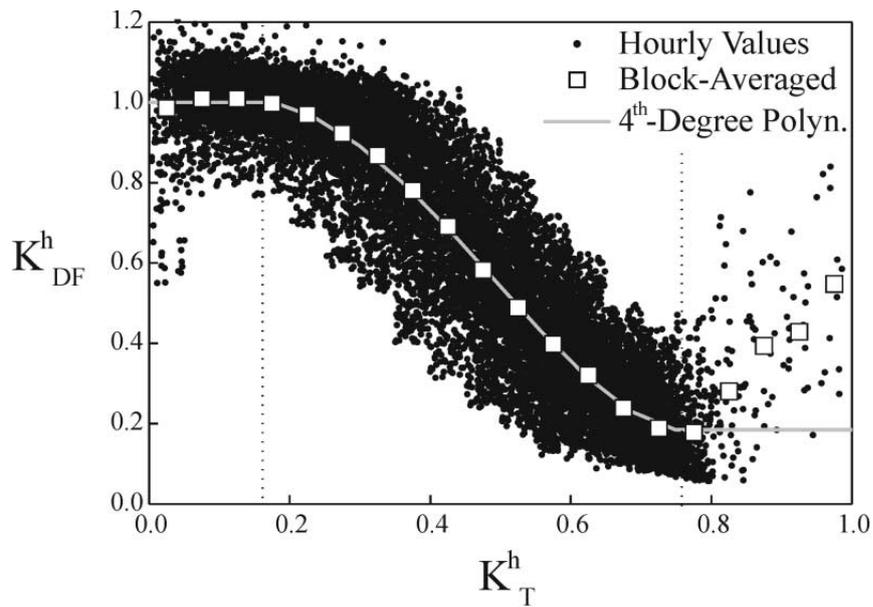


Figura 2.5: Gráfico $K_{DF}^h - K_T^h$, onde K_{DF}^h é a razão I_d/I_g para valores medidos na cidade de São Paulo, as linhas verticais pontilhadas indicam o intervalo de validade do polinômio de 4º grau ajustado (Fonte: Oliveira *et al.* (2002))

O mesmo autor desenvolveu uma correlação para dados de entrada de radiação média diária mensal, para $\omega_s \leq 81,4^\circ$ e $0,3 \leq \bar{K}_t \leq 0,8$:

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}_g} = 1,391 - 3,560\bar{K}_t + 4,189\bar{K}_t^2 - 2,137\bar{K}_t^3 \quad (2.18a)$$

E para $\omega_s \geq 81,4^\circ$ e $0,3 \leq \bar{K}_t \leq 0,8$

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}_g} = 1,311 - 3,022\bar{K}_t + 3,427\bar{K}_t^2 - 1,821\bar{K}_t^3 \quad (2.18b)$$

Outras correlações construídas a partir de dados horários ou médias diárias mensais podem ser encontradas na literatura (DUFFIE; BECKMAN, 1991; MUNEER, 2004; KALOGIROU, 2009).

As correlações mostradas acima foram geradas com dados, em sua grande maioria, obtidos de estações localizadas no hemisfério norte. No Brasil, Oliveira *et al.* (2002) utilizaram dados (1994 a 1999) da cidade de São Paulo ($23,5^\circ S$) para estabelecer correlações de radiação difusa diária e mensal. Soares *et al.* (2004) utilizaram a técnica de redes neurais para gerar uma série de valores de radiação difusa a partir de 2898 pares de dados observados. Os valores gerados foram então comparados com dados observados e apresentaram um bom desempenho segundo o autor. A partir dos dados gerados com a técnica de redes neurais foi ajustado um polinômio de 4º grau.

2.1.7 Determinação da radiação incidente em um plano inclinado

Os dados de radiação encontrados nas diferentes fontes colocadas anteriormente são geralmente obtidos por uma superfície na horizontal. Porém, em sistemas solares térmicos e fotovoltaicos a energia da radiação é captada através de superfícies inclinadas sob diferentes ângulos dependendo da região e aplicação. A inclinação das superfícies coletoras permite uma maior captação da radiação disponível durante o ano ou durante períodos de baixa irradiação como nos meses de inverno por exemplo. Dessa forma, é necessário se conhecer a quantidade de radiação incidente nessas superfícies. Como se torna inviável medir a radiação para vários níveis de inclinações, foram criados modelos que convertem a radiação incidente em uma superfície horizontal na radiação incidente em uma superfície inclinada.

A radiação global incidente em uma superfície inclinada consiste em parcelas de radiação direta, difusa e refletida. A conversão da parcela de radiação direta é uma questão apenas geométrica podendo ser feita através da sua multiplicação pelo fator r_b , dado por :

$$r_b = \max \left[0, \frac{\cos(\theta)}{\tan(\alpha)} \right] \quad (2.19)$$

Assim, a radiação direta numa superfície inclinada β é dada por:

$$I_{b,t} = I_b r_b \quad (2.20)$$

Sendo que a radiação direta numa superfície horizontal (I_b) pode ser calculada através da radiação global e difusa em uma superfície horizontal da seguinte forma:

$$I_b = I_g - I_{d,corr} \quad (2.21)$$

Onde I_g é a radiação global numa superfície horizontal e $I_{d,corr}$ a radiação difusa numa superfície horizontal corrigida conforme mostrado na sessão 2.1.4. Porém, quando se tem disponível a radiação direta normal, a conversão para uma superfície inclinada é feita de acordo com a equação abaixo:

$$I_{b,t} = I_{b,n} \cos(\theta_z) \quad (2.22)$$

Onde $I_{b,n}$ é a radiação direta normal a uma superfície.

Para a determinação da radiação refletida em uma superfície inclinada ($I_{r,\beta}$), a hipótese mais comum assumida é de que o solo é um refletor difuso isotrópico. Assim, essa parcela pode ser calculada a partir da radiação global medida em uma superfície horizontal e do seu albedo como segue:

$$I_{r,t} = \rho I_g \sin^2 \left(\frac{\beta}{2} \right) \quad (2.23)$$

Outros modelos foram desenvolvidos para levar em conta a natureza anisotrópica da radiação refletida. Muneer (2004) apresenta algum desses modelos e comenta que a determinação precisa dessa radiação se torna difícil já que todas as superfícies são em algum grau seletivas com relação ao comprimento de onda da radiação incidente.

A tarefa mais custosa e que gera uma grande quantidade estudos quanto aos modelos de

radiação em plano inclinado é a conversão da parcela de radiação difusa devido a sua natureza complexa. Naturalmente, a parcela de radiação refletida pode se comparar em complexidade com a difusa, porém sua contribuição no total de radiação absorvida pelas placas coletoras é bastante inferior com relação última. Daí a importância de se estudar mais a fundo a sua natureza.

Os modelos de predição de radiação difusa incidente em um plano inclinado podem ser divididos basicamente quanto à consideração da natureza da radiação difusa como sendo isotrópica ou anisotrópica. O modelo de Liu e Jordan (apud DUFFIE; BECKMAN, 1991) considera a radiação difusa como sendo isotrópica, dessa forma a parcela dessa radiação que atinge uma superfície inclinada pode ser encontrada da seguinte forma:

$$I_{d,t} = I_d \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \quad (2.24)$$

Onde $\frac{1 + \cos(\beta)}{2}$ é o fator de forma com relação ao céu para uma superfície com uma inclinação β .

Badescu (2002) construiu um modelo também isotrópico, porém, levando em consideração aspectos tridimensionais, ou seja, utilizando o ângulo zenital e azimutal para descrever o componente de radiação difusa (no modelo isotrópico de Liu-Jordan apenas o ângulo zenital é utilizado (KALOGIROU, 2009)). Assim como no modelo de Liu-Jordan essa consideração também é levada para a radiação refletida resultando em:

$$I_{d,t} = I_d \frac{3 + \cos(2\beta)}{4} \quad (2.25a)$$

$$I_{r,t} = I_g \frac{1 - \cos(2\beta)}{4} \quad (2.25b)$$

Modelos isotrópicos ainda são bastante utilizados devido a sua simplicidade, porém, existem diversos modelos anisotrópicos que fazem uma abordagem mais ampla da natureza da radiação difusa e não acrescentam maiores dificuldades nas suas aplicações. No modelo de Hay (apud DUFFIE; BECKMAN, 1991) a radiação difusa é composta por uma componente isotrópica e outra circumsolar. O fator de anisotropia dado por $F = \frac{I_b}{I_0}$ representa a porção de radiação difusa tratada como circumsolar, ou seja, vinda da posição do sol. O restante da parcela difusa é tido como sendo isotrópica. Assim sua forma final é dada por:

$$I_{d,t} = I_d \left[Fr_b + (1 - F) \cos^2 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] \quad (2.26)$$

Reindl, Beckman e Duffie (apud DUFFIE; BECKMAN, 1991) utilizaram o mesmo fator de anisotropia do trabalho de Hay e acrescentaram uma parcela correspondente ao brilho do horizonte obtendo:

$$I_{d,t} = I_d \left[Fr_b + (1 - F) \cos^2 \left(\frac{\beta}{2} \right) \left(1 + f \operatorname{sen}^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right) \right] \quad (2.27)$$

$$\text{Onde } f = \sqrt{\frac{I_b}{I_g}}$$

Outros modelos bem como uma discussão mais detalhada podem ser encontrados em Muneer (2004). Dada a diversidade de modelos para se determinar a radiação incidente em uma superfície inclinada muitos estudos são realizados (EVSEEV; KUDISH, 2009b; NIJMEH; MAMLOOK, 2000; EVSEEV; KUDISH, 2009a; KAMBEZIDIS; PSILOGLOU; SYNODINOU, 1997; LOUTZENHISER *et al.*, 2007; NOORIAN; MORADI; KAMALI, 2008; DIEZ-MEDIAVILLA; MIGUEL; BILBAO, 2005; NOTTON; CRISTOFARI; POGGI, 2006) para avaliar os mesmos quanto à precisão em descrever o fenômeno em questão. Como resultado pode-se ver que ainda não há um consenso geral quanto ao melhor modelo a ser utilizado sendo que a melhor escolha varia conforme as características do local onde o modelo está sendo aplicado.

2.2 Sistemas de aquecimento solar

Os sistemas de aquecimento solar transformam a energia da radiação incidente nas superfícies coletoras em energia térmica que será utilizada em processos domésticos ou industriais. Os componentes principais de um sistema são o coletor solar e o tanque de armazenamento, dependendo da sua configuração outros componentes como fonte de energia auxiliar, bomba e controlador podem ser utilizados. A energia térmica gerada é transportada através de um fluido que pode ser a água, ar ou soluções água-fluido refrigerante. Neste trabalho apenas os sistemas que trabalham com líquidos serão discutidos, sendo tratados simplesmente como sistemas de aquecimento solar, exceto quando disposto em contrário. Esta sessão apresentará os principais tipos e características dos sistemas de aquecimento solar e seus componentes.

2.2.1 Coletor solar

O coletor é o elemento mais importante de um sistema de aquecimento solar. Ele é responsável pela conversão da energia disponível na radiação solar em energia térmica que por sua vez é transferida ao fluido de trabalho. Existem diversas tecnologias de coletores objetivando tanto o alto desempenho, como o baixo custo. A escolha da melhor tecnologia a ser utilizada em um projeto depende de vários fatores tais como: temperatura que se quer atingir com o coletor, custo do projeto, características ambientais locais, *etc.* A seguir serão apresentadas algumas características dos principais tipos de coletores utilizados.

2.2.1.1 Coletor de placa plana

O coletor de placa plana (CPP) representa aproximadamente a metade dos coletores em operação no mundo. No Brasil este tipo de coletor é largamente utilizado para o aquecimento doméstico e corresponde praticamente à totalidade dos coletores em operação (IEA, 2009). O amplo uso desses coletores se deve basicamente o seu aspecto construtivo bastante simples e a possibilidade de fabricação de coletores de baixo custo. Instalações que utilizam esse tipo de coletor não apresentam sistemas de posicionamento com relação à posição do sol. Os CPP podem ser divididos em dois grupos principais: coletores com e sem cobertura.

Coletores de placa plana com cobertura: O CPP absorve a radiação solar quando esta é transmitida através de sua cobertura de vidro e atinge a placa absorvedora, fabricada em cobre ou alumínio, coberta com um material cuja característica é a alta absorvidade. A energia absorvida pela placa absorvedora é então transferida para o fluido que circula através de tubos fixados a placa. A parte inferior e lateral do coletor é isolada pra diminuir as perdas térmicas para o ambiente (figura 2.6).



Figura 2.6: Esquema de um coletor de placa plana

A cobertura de vidro também possui a função de diminuir as perdas para o ambiente. O vidro utilizado nos coletores deve possuir uma alta transmitância com relação à radiação solar incidente (baixa quantidade de ferro) e uma baixa transmitância com relação a radiação emitida pela placa absorvedora. Dessa forma a cobertura “aprisiona” a radiação solar dentro do coletor servindo para reduzir tanto as perdas por convecção como por radiação. Apesar de transmitir a maior parte da radiação solar incidente, parte dessa radiação também é absorvida pelo vidro que aquece provocando perdas por convecção.

O tipo mais comum CPP utiliza apenas uma cobertura, sendo esta de vidro. Porém, existem coletores com mais de uma cobertura que também podem ser fabricadas de outros materiais como o plástico, por exemplo, para reduzir o peso e o custo final do coletor. Entretanto, o uso desse material impõe limitações quanto ao desempenho e tempo de vida do coletor (ALGHOUL *et al.*, 2005).

Sobre a placa absorvedora deve ser aplicada uma fina camada de material que possua uma alta absorvância para a radiação transmitida pela cobertura (comprimentos de onda curtos) e uma baixa emitância para comprimentos de onda longos. Essas características podem ser obtidas através de tratamentos químicos ou eletrolíticos adequados (KALOGIROU, 2009).

Os tubos por onde passa o fluido a ser aquecido são geralmente fabricados de cobre devido a sua boa condutividade térmica e resistência a corrosão. Entretanto, devido ao custo do cobre, outras combinações de material de tubo e placa absorvedora podem ser utilizadas como o alumínio e o aço galvanizado (NAHAR, 2002). Os tubos devem ser fixados a placa de forma a provocar a menor resistência térmica possível entre esses dois elementos, a figura 2.7 mostra algumas formas para essa fixação. Outra variação construtiva dos CPP é quanto à forma dos

tubos. No modelo mais comum a água entra pela parte inferior do coletor e sobe por uma série de tubos paralelos enquanto é aquecida até sua parte superior, numa outra configuração a água ascende no coletor através de um tubo na forma de serpentina.

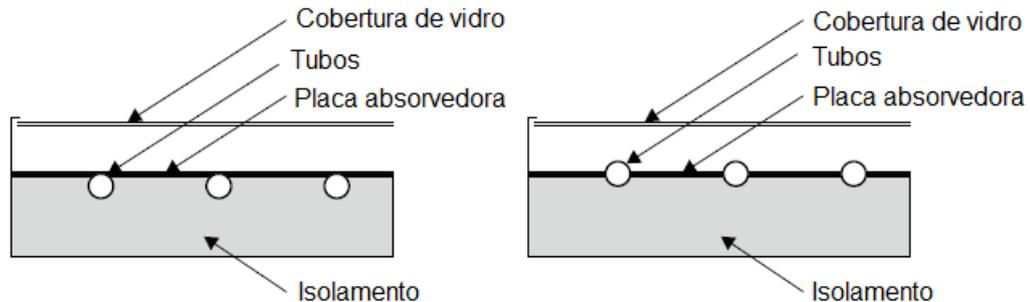


Figura 2.7: Formas de fixação dos tubos na placa coletora (fonte: Kalogirou (2009))

Coletores de placa plana sem cobertura: A grande vantagem dos CPP sem cobertura está no seu custo reduzido. Esses coletores são fabricados em materiais poliméricos (polipropileno, polietileno e borrachas sintéticas) o que os fazem leves, facilitando assim sua instalação (figura 2.8). O principal desafio na utilização desses materiais é fornecer um coletor que suporte a pressão e a temperatura dos sistemas de água quente durante uma vida útil de até 10 anos sem que seu desempenho seja afetado (ALGHOUL *et al.*, 2005).



Figura 2.8: Coletores de placa plana sem cobertura fabricados em material polimérico instalados na lateral de um prédio

Além da ausência de cobertura e isolamento, o que aumenta significativamente as perdas por convecção (essa característica também torna seu desempenho bastante sensível a velocidade do vento), os polímeros possuem uma condutividade térmica inferior a dos materiais utilizados nas placas absorvedoras dos CPP com cobertura. Isso faz com que a aplicação desses coletores esteja limitada a baixas temperaturas como no aquecimento de piscinas. Em regiões tropicais

que apresentam radiação abundante e pequena variação da temperatura ambiente durante o ano, os CPP sem cobertura podem ser empregados de forma satisfatória, técnica e economicamente, no aquecimento doméstico, substituindo o uso dos chuveiros elétricos (COSTA, 2002).

2.2.1.2 Coletor de tubo evacuado

Em climas frios o rendimento dos coletores planos é bastante desfavorável devido às perdas por convecção causadas pelas baixas temperaturas do ambiente. Os coletores de tubo de evacuado (*evacuated tube collector* - ETC) reduzem significativamente esses efeitos devido ao vácuo formado entre sua placa absorvedora e a cobertura de vidro reduzindo as perdas térmicas para o ambiente e permitindo que o coletor opere com temperaturas superiores as dos coletores planos.

Esse tipo de coletor é basicamente formado por uma série de tubos de vidro evacuados com um *manifold* na parte superior. Estes possuem ainda, por trás dos tubos de vidro, refletores que podem ser planos ou parabólicos para um melhor aproveitamento da radiação que não incide diretamente nos tubos. A sua superfície absorvedora é interna ao tubo de vidro e pode ser tanto plana como cilíndrica. Existem basicamente dois tipos construtivos básicos de ETC: os de tubo de calor e os de tipo U (figura 2.9).



Figura 2.9: Coletor de tubo evacuado (esq.) e seus tipos construtivos: tipo U (sup.) e tubo de calor (inf.)

No primeiro tipo, um tubo de calor é inserido dentro do tubo de vidro evacuado. Preso ao tubo de calor (de forma semelhante aos coletores de placa plana) está a placa absorvedora. Dentro do tubo de calor está fluido que opera em ciclos de evaporação-condensação, ou seja, a radiação incide sobre a superfície absorvedora evaporando o fluido que ascende o tubo de calor e transmite o calor para a água que circula pelo *manifold* na parte superior do coletor.

Nos coletores tipo U, um tubo em formato de U é inserido dentro do tubo de vidro evacuado. A água fria entra por um lado do tubo em U e segue trocando calor com a superfície coletora até sua saída na outra ponta do tubo. Nesses coletores a superfície coletora é cilíndrica acompanhando o formato do tubo de vidro.

Os ETC são aplicados quando se deseja obter médias/altas (até 120°C) temperaturas de aquecimento ou para reduzir a área de coletores, naturalmente quanto a essa característica deve

ser levado em consideração o aspecto econômico. A utilização desse tipo de coletor no mundo vem crescendo e já constitui mais da metade da área de coletores em operação no mundo, principalmente devido à China (IEA, 2009). No Brasil sua utilização ainda é muito pequena se comparado aos coletores planos. Em parte, isso se deve as próprias características climáticas do país já que para o aquecimento doméstico, por exemplo, o desempenho dos coletores planos é perfeitamente satisfatório. Outros fatores são o seu custo, ainda elevado no país e a pouca utilização da energia solar na indústria. Este, por sua vez, pode vir a ser um amplo campo para a utilização dos ETC, pois em processos que necessitam de temperatura elevada o uso de coletores planos é tecnicamente inviável.

2.2.1.3 Coletor concentrador parabólico

Certas aplicações necessitam de coletores de alta eficiência e que tenham um bom desempenho a altas temperaturas. Os coletores concentradores parabólicos são estruturas leves e de tecnologia simples que podem ser utilizados para fornecer calor num faixa de 50 a 400°C com um bom desempenho. Basicamente esses coletores são fabricados curvando-se uma chapa de metal numa forma parabólica e posicionado o receptor no ponto focal dessa parábola (figura 2.10). O absorvedor é um cilindro inserido num tubo de vidro para reduzir as perdas térmicas. O fluido é aquecido ao passar por uma tubulação interna ao absorvedor, transformando assim a radiação em energia útil (KALOGIROU, 2009). A forma construtiva desses coletores permite que eles sejam equipados com um sistema de posicionamento de eixo simples (norte-sul ou leste-oeste), que faz com que o coletor siga a posição do sol permitindo que toda a área do receptor esteja voltada sempre para o sol.



Figura 2.10: Coletor concentrador parabólico

A taxa de concentração, dada pela equação abaixo, é a forma mais comum utilizada para classificar os coletores concentradores em geral:

$$C_{conc} = \frac{A_{ab}}{A_{rec}} \quad (2.28)$$

Onde A_{ab} [m^2] é a área de abertura e A_{rec} [m^2] a área do receptor.

Além do concentrador parabólico linear existem diversos outros tipos construtivos de coletores concentradores que variam a forma do concentrador, receptor e sistema de posicionamento. A tabela 2.1 mostra alguns tipos de coletores, a forma de seus absorvedores, taxa de concentração e a faixa de temperatura de operação indicada para uso.

Tabela 2.1: Características para diferentes tipos de coletores (fonte: Kalogirou (2009))

Movimento	Tipo	Absorvedor	A_{ab}/A_{rec}	Tempertura [$^{\circ}C$]
Estacionário	Placa plana	plano	1	30-80
	Tubo evacuado	plano	1	50-200
	Parabólico composto	plano	1-5	60-240
Eixo único	Parabólico composto	plano	5-15	60-300
	Refletor Fresnel	tubular	10-40	60-250
	Cilíndrico	tubular	15-50	60-300
	Parabólico	tubular	10-85	60-400
Eixo duplo	Prato parabólico	ponto	600-2000	100-1500
	Campo heliostático	ponto	300-1500	150-2000

2.2.2 Performance dos coletores solares

Em regime permanente, a energia útil fornecida pelo coletor é a diferença entre a energia da radiação solar absorvida pelo coletor as perdas térmicas para o ambiente. A radiação solar que incide no coletor sofre uma série de perdas óticas devido à cobertura de vidro e seu ângulo de incidência, assim, a radiação absorvida pelo coletor é apenas uma parcela da radiação total incidente. Já as perdas térmicas do coletor para o ambiente podem ser representadas através de um coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela diferença de temperatura entre o ambiente e a placa absorvedora. Dessa forma a energia útil fornecida pelo coletor é dada pela equação (DUFFIE; BECKMAN, 1991):

$$\dot{Q}_u = A_{co}[S - U_l(T_{mp} - T_{amb})] \quad (2.29)$$

Onde A_{co} [m^2] é a área do coletor, S [W/m^2] é a energia absorvida de pela placa absorvedora, U_l [$W/^{\circ}Cm^2$] é o coeficiente global de transferência de calor do coletor, T_{mp} [$^{\circ}C$] é a temperatura média da placa absorvedora e T_{amb} [$^{\circ}C$] é a temperatura ambiente.

Devido à dificuldade de se obter a temperatura média da placa absorvedora, a equação acima é modifica para que fique em função da temperatura do fluido. Essa modificação é realizada acrescentando-se um parâmetro de eficiência chamado de fator de remoção que pode ser obtido analiticamente ou experimentalmente (DUFFIE; BECKMAN, 1991). O fator de remoção F_r é definido como a razão entre a quantidade real de calor transferido pelo coletor ao fluido sobre a máxima quantidade possível dessa transferência:

$$F_r = \frac{\text{Energia transferida real}}{\text{Energia máxima transferida}} \quad (2.30)$$

A taxa máxima de transferência de calor do coletor para o fluido ocorre quando todo o coletor está à temperatura do fluido de entrada o que faz com que as perdas térmicas para o ambiente sejam mínimas. Assim a equação 2.30 pode ser escrita da seguinte forma:

$$F_r = \frac{\dot{m}_{co} c_p (T_{f,o} - T_{f,i})}{A_{co} [S - U_l (T_{f,i} - T_{amb})]} \quad (2.31)$$

Onde \dot{m}_{co} [kg/s] é a vazão de fluido no coletor, c_p [J/kg°C] é o calor específico do fluido e $T_{f,i}$ e $T_{f,o}$ [°C] são as temperaturas de entrada e saída do fluido, respectivamente. Se na equação acima substituirmos o numerador por \dot{Q}_u (energia útil) e a energia solar absorvida S por $I_t (\tau\alpha)$ onde I_t [W/m²] é a energia solar incidente no coletor e $(\tau\alpha)$ o fator que leva em conta suas características óticas, a energia real útil obtida pelo coletor pode ser obtida na forma da equação abaixo:

$$\dot{Q}_u = A_{co} F_r [I_t (\tau\alpha) - U_l (T_{f,i} - T_{amb})] \quad (2.32)$$

A equação acima é igual à equação 2.29 com a diferença que $T_{f,i}$ substitui a T_{mp} a partir do uso de F_r . Na equação 2.32, $T_{f,i}$ depende das características do sistema de aquecimento solar em questão enquanto que F_r é função das características do coletor, do escoamento e do tipo de fluido (KALOGIROU, 2009).

2.2.2.1 Curva de rendimento do coletor

Existem diversas formas de se avaliar a performance de um coletor solar, desde as mais detalhadas que levam em conta as características construtivas e materiais do coletor, as mais simples, baseadas em experimentos. A escolha do método de caracterização do coletor mais adequado varia de acordo com o seu propósito. Em situações onde se deseja estudar as características de projeto, avaliar propriedades de material ou o funcionamento do próprio coletor, os métodos detalhados são mais indicados. Estes variam desde os modelos em regime permanente (DUFFIE; BECKMAN, 1991) aos mais complexos em 3D e regime transiente (VILLAR *et al.*, 2009).

No caso de simulações de sistemas de aquecimento onde o coletor é apenas um dos elementos que compõem o sistema, os métodos baseados em experimentos são mais indicados devido a sua simplicidade. Esses métodos se baseiam no levantamento de alguns parâmetros que vão caracterizar a forma na qual o coletor ensaiado absorve a energia da radiação e perde energia térmica para o ambiente. Os procedimentos para o levantamento desses parâmetros são descritos em normas como a ISO 9806, ASHRAE 93 e EN 12975. No Brasil a norma que rege esses procedimentos é a NBR 10184 (1988). A norma brasileira caracteriza o coletor solar através de três parâmetros sendo que dois demonstram como o coletor absorve a energia da radiação e um indica como este perde energia térmica.

Dois dos parâmetros citados acima fornecidos por NBR 10184 (1988) são apresentados através da curva de rendimento do coletor. O levantamento dessa curva é feito a partir de ensaios a céu aberto realizados com o coletor operando em regime quase permanente, ou seja, a vazão e temperatura do fluido na entrada do coletor são mantidas constantes enquanto a temperatura de saída do fluido sofre variações devido a pequenas variações no fluxo de radiação incidente no coletor. Ainda de acordo com NBR 10184 (1988), um período de ensaio é considerado em regime permanente quando após um tempo no mínimo igual a sua constante de tempo e não inferior a cinco minutos:

- A diferença máxima entre os picos do fluxo de radiação solar total sobre o coletor for inferior a $50W/m^2$;
- Flutuação da temperatura do fluido de entrada for no máximo $0,3^\circ C$;
- Flutuação da temperatura ambiente for no máximo $1^\circ C$;
- Flutuação da vazão mássica média do fluido através do coletor for de no máximo 2%;
- Flutuação da diferença de temperatura entre o fluido de entrada e saída do coletor for de no máximo $0,6^\circ$.

O coletor é então ensaiado em regime quase permanente e a partir dos dados coletados o rendimento do coletor pode ser calculado pela equação abaixo:

$$\eta_{co} = \frac{\dot{m}_{co}c_p(T_{f,o} - T_{f,i})}{A_{co}I_t} \quad (2.33)$$

Os rendimentos calculados a partir dos ensaios são então plotados como mostrado na figura 2.11. Para um coletor operando em regime permanente, os fatores F_r , U_l e $(\tau\alpha)$ podem ser considerados constantes. No caso da norma, os ensaios são feitos em regime quase permanente sobre diferentes temperaturas do fluido de entrada (no mínimo quatro).

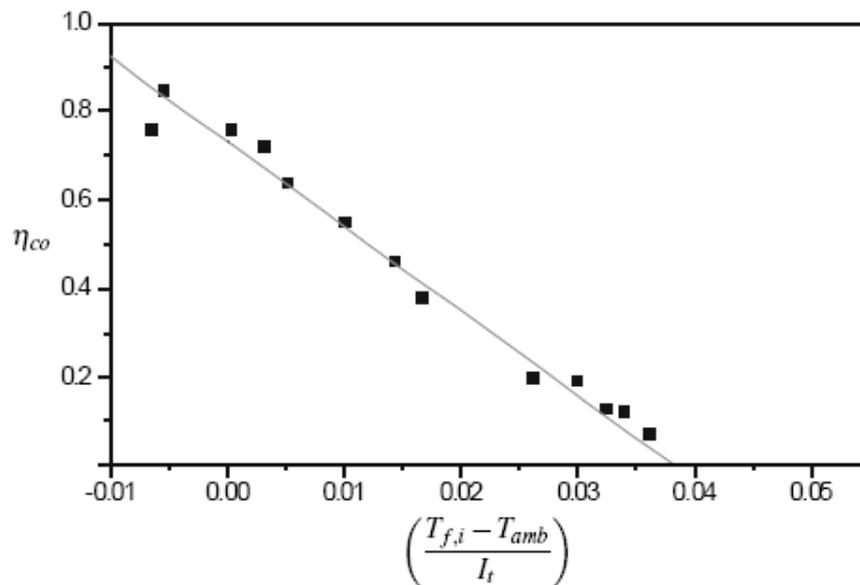


Figura 2.11: Curva característica de um coletor de placa plana sem cobertura ensaiado segundo a norma NBR 10184 (Fonte: adaptado de LABSOLAR (2001))

Se substituirmos o numerador da equação 2.33 pela energia útil dada pela equação 2.32 e dividirmos pela energia fornecida ao coletor ($A_{co}I_t$), a equação 2.34 é obtida e equivale ao rendimento energético do coletor:

$$\eta_{co} = F_r(\tau\alpha)_n - F_rU_l \left(\frac{T_{f,i} - T_{amb}}{I_t}\right) \quad (2.34)$$

A equação acima nada mais é do que a reta ajustada para os vários rendimentos obtidos através dos ensaios do coletor mostrados na figura 2.11. Assim, a partir o gráfico levantado nos ensaios do coletor pode-se determinar os valores de $F_r(\tau\alpha)_n$ e F_rU_l que são os parâmetros que caracterizam a forma como o coletor absorve a energia solar e perde energia térmica para o ambiente, respectivamente.

2.2.2.2 Fator de correção para o ângulo de incidência

Os ensaios para o levantamento do rendimento do coletor devem ser realizados em dias de céu claro e o coletor deve ser posicionado de forma que sua superfície esteja aproximadamente perpendicular aos raios do sol. Isso garante de certa forma que o produto $(\tau\alpha)_n$ obtido seja referente à radiação direta incidente na direção normal, representada pelo índice n . Porém, como essa situação ocorre apenas em alguns momentos nas aplicações práticas e o fator $(\tau\alpha)$ é função do ângulo de incidência, mais uma série de ensaios deverá ser realizada para diferentes ângulos de inclinação do coletor. Os ensaios determinarão o fator de correção do ângulo de incidência que deverá ser multiplicado a $F_r(\tau\alpha)_n$ para corrigi-lo quanto a essas mudanças. O fator K_θ obtido nos ensaios é dado por:

$$K_\theta = \frac{\eta_t}{\eta_n} \quad (2.35)$$

Onde η_n é o rendimento obtido com o coletor perpendicular aos raios do sol e η_t é o rendimento obtido com o coletor a uma dada inclinação. Os diversos valores de K_θ são plotados em função de $[1/\cos(\theta) - 1]$ e uma reta é ajustada (figura 2.12) obtendo uma equação da forma:

$$K_\theta = 1 - b_0 \left[\frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \right] \quad (2.36)$$

Onde b_0 é a inclinação da reta. Para coletores de placa plana com uma cobertura de vidro o valor de b_0 é próximo de 0,1 (KALOGIROU, 2009).

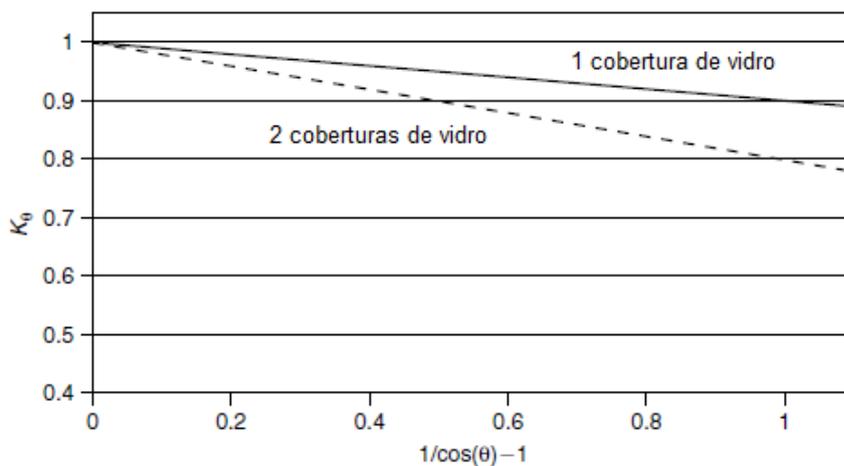


Figura 2.12: Variação do fator de correção do ângulo de incidência em função de $[1/\cos(\theta) - 1]$ (Fonte: Kalogirou (2009))

2.2.2.3 Efeitos da modificação da vazão

Os parâmetros fornecidos pela curva de rendimento do coletor são obtidos apenas para uma determinada vazão prevista em norma, porém diferentes vazões podem ser utilizadas na prática. A vazão de fluido no coletor irá afetar o gradiente de temperatura entre a entrada e a saída, modificando assim os fatores $F_r(\tau\alpha)$ e $F_r U_l$. Uma correção analítica pode ser feita nesses dois valores para levar em conta este aspecto. Para tanto é considerado que a mudança na vazão não afetará o coeficiente de convecção do fluido. Dessa maneira, segundo (DUFFIE; BECKMAN, 1991), o fator de correção é dado por:

$$\begin{aligned} r_{vazão} &= \frac{F_r U_l|_{uso}}{F_r U_l|_{teste}} = \frac{F_r(\tau\alpha)|_{uso}}{F_r(\tau\alpha)|_{teste}} \\ &= \frac{\frac{\dot{m}_{co} c_p}{A_{co} F' U_l} \left[1 - \exp\left(\frac{A_{co} F' U_l}{\dot{m}_{co} c_p}\right) \right] \Big|_{uso}}{\frac{\dot{m}_{co} c_p}{A_{co} F' U_l} \left[1 - \exp\left(\frac{A_{co} F' U_l}{\dot{m}_{co} c_p}\right) \right] \Big|_{teste}} \end{aligned} \quad (2.37)$$

Na equação acima o valor de $F' U_l$ nas condições de teste pode ser calculado por $F_r U_l$ através da equação 2.38. Para líquidos, o valor calculado é próximo do valor para as condições de uso e pode ser utilizado nos dois casos.

$$F' U_l = \frac{\dot{m}_{co} c_p}{A_{co}} \ln \left(1 - \frac{A_{co} F_r U_l}{\dot{m}_{co} c_p} \right) \quad (2.38)$$

2.2.2.4 Coletores em série

Normalmente os dados obtidos através dos ensaios do coletor são levantados utilizando-se apenas um único coletor. Esses dados não podem ser utilizados em coletores conectados em série utilizando a mesma vazão dos ensaios. Porém se N coletores forem conectados em série e a vazão utilizada for multiplicada N vezes os mesmos dados podem ser empregados (KALOGIROU, 2009).

Nos coletores em série, a saída de um coletor está conectada a entrada do próximo (figura 2.13), ou seja, o coletor seguinte da série receberá o fluido numa temperatura elevada diminuindo assim seu rendimento. A configuração em série é utilizada quando se deseja obter temperaturas acima das usuais para o coletor em questão. Nesse caso, devido à queda de rendimento provocada no segundo coletor, a utilização de outro tipo de coletor também deve ser avaliada. Para dois coletores conectados em série, a energia útil fornecida é dada por (DUFFIE; BECKMAN, 1991):

$$\begin{aligned} Q_{u,1} + Q_{u,2} &= A_{co,1} F_{r,1} [I_t(\tau\alpha)_1 - U_{l,1}(T_{f,i} - T_{amb})] + \\ &\quad \dots + A_{co,2} F_{r,2} [I_t(\tau\alpha)_2 - U_{l,2}(T_{f,o1} - T_{amb})] \end{aligned} \quad (2.39)$$

Onde $T_{f,o1}$ é a temperatura de saída do primeiro coletor, que pode ser obtida em função da

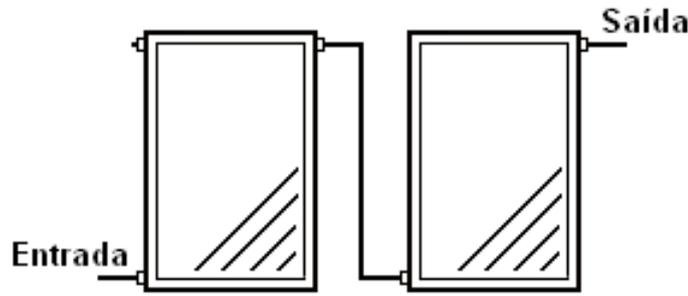


Figura 2.13: Coletores conectados em série

temperatura de entrada do primeiro coletor:

$$T_{f,o1} = T_{f,i} + \frac{Q_{u,1}}{\dot{m}_{co}c_p} \quad (2.40)$$

Substituindo a equação acima na anterior têm-se:

$$Q_{u,1+2} = [A_{co,1}F_{r,1}(\tau\alpha)_1(1-K)A_{co,1}F_{r,1}(\tau\alpha)_2]I_t \\ \dots + [A_{co,1}F_{r,1}(\tau\alpha)_1(1-K) + A_{co,2}F_{r,2}(\tau\alpha)_2](T_{f,i} - T_{amb}) \quad (2.41)$$

Onde K é dado por:

$$K = \frac{A_{co,2}F_{r,2}U_{l,2}}{\dot{m}_{co}c_p} \quad (2.42)$$

A equação 2.41 pode ser interpretada como a energia útil fornecida por um único coletor de área $A_{co} = A_{co,1} + A_{co,2}$ e os seguintes parâmetros:

$$F_r(\tau\alpha) = \frac{A_{co,1}F_{r,1}(\tau\alpha)_1(1-K) + A_{co,2}F_{r,2}(\tau\alpha)_2}{A_{co}} \quad (2.43)$$

$$F_rU_l = \frac{A_{co,1}F_{r,1}U_{l,1}(1-K) + A_{co,2}F_{r,2}U_{l,2}}{A_{co}} \quad (2.44)$$

Para N coletores idênticos, a aplicação subsequente das equações acima resulta em:

$$F_r(\tau\alpha) = F_{r,1}(\tau\alpha)_1 \frac{1 - (1-K)^N}{NK} \quad (2.45)$$

$$F_rU_l = A_{co,1}F_{r,1}U_{l,1} \frac{1 - (1-K)^N}{NK} \quad (2.46)$$

Caso coletores sejam conectados em série e a vazão por unidade de área for a mesma das condições e teste, então, não haverá modificação quanto a vazão para os parâmetros que caracterizam o coletor.

2.2.3 Reservatório térmico

O reservatório térmico é um dos elementos mais importantes de um sistema de aquecimento solar e a ele, assim como ao coletor, cabe uma atenção maior. A função do reservatório é acumular energia térmica para os períodos de demanda onde há baixos (ou nenhum) níveis de irradiação. Alguns sistemas onde a demanda coincide com os períodos de insolação podem dispensar o reservatório, porém, esses sistemas ficam mais suscetíveis as condições climáticas e menos flexíveis a alterações no perfil de demanda. Em sistemas de aquecimento solar o material mais comum para o armazenamento térmico é a própria água devido a simplicidade construtiva, outros métodos são possíveis com a utilização de materiais com mudança de fase (ALGHOUL *et al.*, 2005), porém estes não serão discutidos nesse trabalho.

Reservatórios de pequeno porte para sistemas domésticos possuem a parte interna fabricada geralmente com chapas de aço inoxidável, outros materiais como aço carbono vitrificado e polietileno também podem ser empregados resultando num custo final menor. O isolamento mais comum é feito com poliuretano expandido. A capacidade desses reservatórios varia entre 100 e 1000 litros e são vendidos devidamente acabados. Sistemas industriais exigem reservatórios de maior capacidade que podem ser feitos sob encomenda, os materiais empregados variam conforme a aplicação que se destinam.

A montagem desses reservatórios pode ser na fábrica ou no próprio local. Mather, Hollands e Wright (2002) propôs um arranjo de tanques múltiplos como opção para sistemas com capacidade de armazenamento superior a 2000 litros. O sistema é formado por diversos tanques (200l cada) conectados em série, a transferência de calor de um tanque para outro é feita através de trocadores de calor na parte inferior de cada tanque por onde circula a água que vem dos coletores, da mesma forma, na parte superior de cada tanque em contracorrente circula a água que segue para o processo. Segundo o autor essa configuração tem sua maior vantagem na redução de custos de instalação e montagem. No trabalho não foram realizados testes comparativos com outros arranjos.

A disposição proposta por Mather, Hollands e Wright (2002) requer tanques adaptados, Cruickshank e Harrison (2004) utilizaram tanques fabricados no mercado para comparar associações em série e paralelo com a utilização de um tanque único. Inicialmente os experimentos e simulações comparando a associação de múltiplos tanques (3 de 270l cada) em série e paralelo mostraram um pequena vantagem para a associação em paralelo no que diz respeito a energia disponibilizada pelos reservatórios. Os resultados foram obtidos com cargas a temperatura constante. Numa segunda etapa o estudo mostra uma comparação entre a associação em série e a configuração com um tanque único de mesmo volume total. Os sistemas foram simulados para uma situação real de consumo de uma família canadense. Para o mesmo nível de insolação e consumo, os dois sistemas apresentaram frações solares bem próximas de 52,7 e 52,4% para o tanque único e o arranjo em série, respectivamente.

Apesar dos resultados iniciais mostrarem uma melhor performance da associação em paralelo, o ajuste das vazões nesse tipo de configuração é complexo tornando a opção de série mais viável. Na comparação entre o sistema de múltiplos tanques e tanque único, os resultados foram bastante semelhantes, dessa forma a escolha do sistema mais adequado irá depender dos custos de montagem e espaço disponível para ambos os sistemas.

2.2.3.1 Estratificação térmica

A estratificação térmica é a formação de camadas de fluido sob diferentes temperaturas na direção vertical do tanque, sendo as camadas de temperatura mais baixa localizadas na sua parte inferior. Esse fenômeno ocorre quando o fluido quente vindo dos coletores entra pela parte superior do tanque.

Os volumes de água quente e fria dentro do reservatório são inicialmente estratificados em duas camadas, intercaladas por outra camada de fluido menor e misturada (figura 2.14). O grau de estratificação de um tanque é influenciado pelo volume e aspecto do reservatório, pela forma e posição das entradas e saídas de fluido, pelas vazões de entrada e saída de fluido e períodos de carga, descarga e armazenamento (ROSEN, 2001).

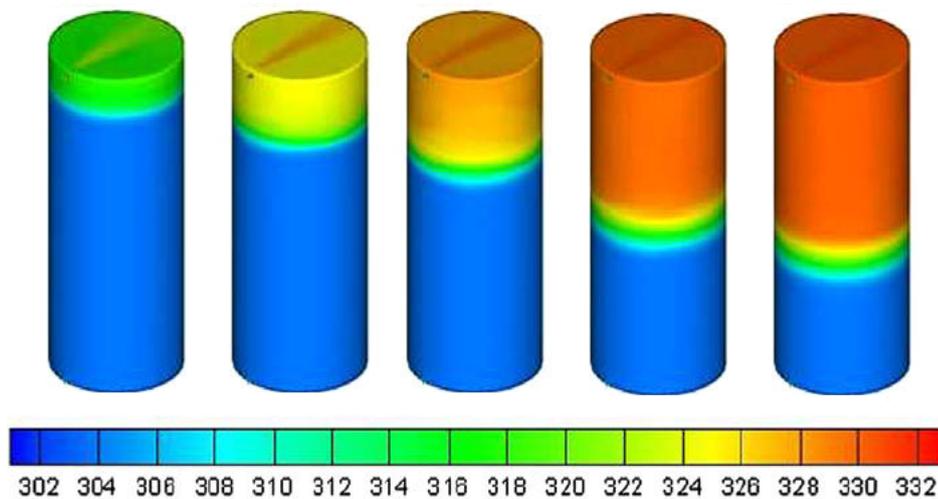


Figura 2.14: Evolução de um perfil estratificado em um tanque através de modelo de simulação tri-dimensional (escala de temperatura em $[K]$) (Fonte: Ievers e Lin (2009))

A estratificação térmica já foi bastante investigada em estudos analíticos, numéricos e experimentais. Hana, Wang e Daia (2009) fazem uma revisão bastante abrangente do assunto abordando aspectos construtivos do tanque, modelos numéricos e os parâmetros influenciam na estratificação. Em Hallera *et al.* (2009) é feita uma revisão dos métodos utilizados para caracterizar a estratificação em tanques de armazenamento bem como uma comparação entre eles.

Em sistemas de aquecimento solar, a vantagem de se obter um perfil de temperatura estratificado com relação ao perfil de um tanque completamente misturado é de que a estratificação permite fornecer fluido em temperaturas mais baixas ao coletor, o que aumenta seu rendimento. Também, a temperatura na parte superior do tanque atinge temperaturas mais altas permitindo que a temperatura de demanda seja alcançada mais eficientemente. Dessa forma, um único reservatório pode funcionar como um tanque de água quente (utilizada para o consumo) e fria (para alimentar os coletores) ao mesmo tempo.

Benefícios da estratificação térmica também podem ser observados do ponto de vista da segunda lei da termodinâmica, segundo Rosen (2001): “a exergia de um reservatório estratificado é maior do que a exergia do mesmo tanque completamente misturado, mesmo quando não há mudanças na energia de ambos”. Assim, é desejável se obter um perfil estratificado para

um melhor aproveitamento da energia disponibilizada pelos coletores. Uma das formas de se conseguir esse perfil é a partir de algumas modificações construtivas nos reservatórios.

Shah e Furbo (2003) estudaram a influência de três diferentes configurações de entrada do fluido quente, tubo vertical simples e com defletor hemisférico e plano, através de experimentos e simulações em CFD. Os resultados mostraram como os diferentes tipos de entrada modificam o padrão do escoamento do fluido e alteram a “qualidade” da energia dentro do tanque. O defletor hemisférico e plano conseguiu reduzir o efeito de pluma causado pela entrada do fluido quente, sendo o melhor desempenho obtido pelo defletor plano.

Zachár, Farkas e Szlivka (2003) analisaram a utilização de placas defletoras nas entradas do reservatório. O tamanho da placa não influenciou significativamente a estratificação térmica quando a entrada do fluido quente ocorre na parte superior do tanque (o que geralmente ocorre na maioria dos casos), porém, foi verificado que é possível o aumento da vazão sem a degradação da estratificação através da utilização de placas maiores.

O uso de obstáculos colocados dentro do tanque foi estudado por Altuntop *et al.* (2005) numericamente. Foram analisadas 12 diferentes configurações que variaram entre placas planas ou cônicas com passagem no centro ou na lateral, posicionados a 0,2m do fundo do tanque de altura 1,5m. Os obstáculos com passagem central obtiveram um melhor desempenho quanto à estratificação e conseqüentemente conseguiram fornecer fluido a temperaturas mais altas.

A estratificação também pode ser obtida através do uso de *manifolds* na entrada do reservatório. A função do *manifold* é fazer com que o fluido vindo dos coletores entre no reservatório numa camada que esteja a uma temperatura próxima da sua, preservando o perfil estratificado. Os *manifolds* podem ser tubos rígidos perfurados ou tubos flexíveis. Se mal projetado os *manifolds* podem acabar contribuindo para a mistura do fluido do tanque, dependendo das condições de temperatura e pressão dentro do tubo (SHAH; ANDERSEN; FURBO, 2005).

Quando o fluido que vem dos coletores está a uma temperatura mais baixa que fluido na parte superior do tanque, sua entrada provoca mistura e a conseqüente degradação da estratificação. Ainda em operação, o segundo circuito do tanque retira o fluido quente da parte superior do tanque e injeta a mesma quantidade de fluido a uma temperatura mais baixa na parte inferior do tanque. A entrada e saída dessa massa de fluido geram turbulência no tanque provocando também a mistura de fluidos sob diferentes temperaturas e a conseqüente degradação da estratificação (HANA; WANG; DAIA, 2009).

As condições do escoamento na entrada e saída do reservatório podem variar em função da temperatura, velocidade e perfil hidrodinâmico do fluido. Dependendo desses parâmetros, a zona de mistura provocada pela quantidade de movimento do fluido que entra no tanque pode ocupar desde pequenas porções a todo o volume do reservatório (OLIVESKI, 2000). Esse efeito pode ser avaliado pelo número de Richardson:

$$Ri = \frac{gB\Delta T L}{v^2} \quad (2.47)$$

Onde g é a aceleração da gravidade, B é o coeficiente de expansão volumétrica da água, ΔT a diferença temperatura de entrada do fluido e sua temperatura nessa região, L a distância vertical entre os níveis de entrada e saída do reservatório e v a velocidade de entrada do fluido. Em problemas de convecção, o número de Richardson representa a importância da convecção natural com relação à forçada. Segundo Zurigat, Liche e Ghajar (apud HANA; WANG; DAIA, 2009)

para números de Richardson menores que 3,6 a geometria de entrada exerce grande influência no perfil estratificado. Para $Ri > 10$, os efeitos da entrada do fluido sobre a estratificação podem ser negligenciados Ghajar e Zurigat (apud HANA; WANG; DAIA, 2009).

Ao longo do tempo, a convecção natural e forçada, provocada pelas perdas térmicas para o ambiente e pelos fluxos de entrada e saída de fluido, respectivamente, leva a degradação do perfil estratificado. Além do fenômeno de convecção, a difusão e a condução térmica entre camadas de fluido que apresentam um gradiente de temperatura provocam o mesmo efeito em menor ou maior grau.

As paredes do reservatório geralmente fabricadas em metal que possuem um alto coeficiente de condutividade térmica. Assim, a condução ao longo da parede do reservatório é mais um fator a se considerar quanto à degradação do perfil estratificado. Shyu, Lin e Fang (apud ALIZADEH, 1999) investigaram esse efeito, bem como o das perdas para o ambiente em tanques verticais com diferentes espessuras de parede e de isolamento. Nesses casos, os reservatórios com isolamento externo tiveram a condução axial pelas paredes acentuada, porém a redução das perdas para o ambiente devido ao isolamento compensa esse aumento. Também foi mostrado que a difusão entre as camadas de fluido do tanque não é um fator significativo na degradação da estratificação.

2.2.3.2 Modelos unidimensionais para reservatórios térmicos estratificados

A modelagem detalhada de um reservatório térmico estratificado é uma tarefa complexa devido aos diversos fenômenos nos quais o fluido dentro do reservatório pode estar sendo submetido. Estes modelos sejam eles bi-dimensionais ou tri-dimensionais são aplicados quando se deseja estudar o comportamento do fluido dentro do tanque. Simulações de longo prazo exigem modelos mais rápidos do ponto de vista computacional. Os modelos unidimensionais possuem essa característica devido a sua formulação mais simplificada e por isso são utilizados para esse fim.

Modelos unidimensionais para reservatórios térmicos estratificados podem ser divididos basicamente em duas categorias: modelos de múltiplos nós e de fluxo pistonado. Nos modelos de múltiplos nós o tanque é geralmente dividido em nós de mesmo volume, formando discos sobrepostos. Após um balanço energético em cada nó, o modelo resulta numa equação diferencial que pode ser representada de uma forma geral pela equação 2.48.

$$m_s c_p \frac{dT}{dt} = \dot{m} c_p \Delta T + k_f A_{tr,f} \Delta x \frac{d^2 T}{dx^2} + U_s A_s (T - T_{amb}) + \dot{Q}_{fonte} \quad (2.48)$$

Onde T é a temperatura do tanque, t é o tempo, \dot{m} é a vazão de fluido que cruza um determinado nó, k_f é o coeficiente de condutividade térmica do fluido $A_{tr,f}$ é a área transversal interna do tanque, A_s é a área superficial do nó e U_s é o coeficiente global de transferência de calor do nó.

Na equação 2.48 o termo do lado esquerdo corresponde à variação da energia interna de um nó em função do tempo. No lado direito o primeiro termo representa a energia cedida e/ou recebida pelo circuito do coletor ou do consumo bem como pelo fluxo ascendente ou descendente resultante dos nós adjacentes. O segundo termo representa a condução entre os nós, seguido pelas perdas térmicas para o ambiente e um termo de fonte interna, que pode ser

uma resistência elétrica instalada dentro do tanque, por exemplo.

Variações da equação 2.48 podem ser obtidas dependendo da forma que é abordado cada termo. A modificação mais importante é feita no primeiro termo do lado direito da equação quanto à posição de entrada e saída de fluido do reservatório. Nesse caso é possível optar pela configuração de entrada fixa ou variável. Na entrada fixa, o fluido entra e sai do reservatório em segmentos específicos do tanque. Geralmente estes são localizados na parte superior (entrada do fluido oriundo dos coletores e saída para o consumo) e inferior (saída para os coletores e entrada do fluido de reposição) do tanque.

Na opção de entrada variável (DUFFIE; BECKMAN, 1991) o fluido entra no tanque no segmento que possui a temperatura mais próxima do fluxo que está entrando. É assumido, por exemplo, que quando o fluido vindo dos coletores entra no tanque e encontra um segmento a uma temperatura superior a sua, essa massa de fluido desce até encontrar um segmento de temperatura mais próxima. Nesse caso, o primeiro termo do lado direito da equação 2.48 é modificado resultando na seguinte expressão determinada para um nó j :

$$\begin{aligned} m_s^j c_p \frac{dT}{dt} = & F_1^j \dot{m}_{co} c_p (T_{co} - T_s^j) + F_2^j \dot{m}_l c_p (T_r - T_s^j) + F_3^j F_4^j c_p (T_s^{j-1} - T_s^j) + \\ & \dots + (1 - F_3^j) F_4^j c_p (T_s^j - T_s^{j+1}) + k_f A_{tr,f} \Delta x \frac{d^2 T}{dx^2} + U_s A_s (T_s^j - T_{amb}) + \dot{Q}_{fonte} \end{aligned} \quad (2.49)$$

Onde \dot{m}_{co} é a vazão dos coletores e \dot{m}_l a vazão de consumo (que deverá ser igual à de reposição). F_1^j e F_2^j , são funções de controle que definem a posição em que o fluido de reposição e o oriundo dos coletores entram no tanque. Quando o fluido entra em um determinado nó, a funções para esse nó assumem o valor de 1 enquanto que para os demais nós é atribuído o valor de 0. As funções F_3^j e F_4^j controlam o fluxo entre nós vizinhos. Esse fluxo pode ser ascendente ou descendente dependendo das posições e vazões de entrada de fluido. As funções F_3^j e F_4^j são definidas como:

$$F_4^j = \dot{m}_{co} \sum_{k=1}^{j-1} F_1^k - \dot{m}_l \sum_{k=j+1}^N F_2^k \quad (2.50)$$

$$F_3^j = \begin{cases} 1 & \text{se } F_4^j > 0 \\ 0 & \text{se } F_4^j \leq 0 \end{cases} \quad (2.51)$$

Para os modelos de entrada fixa, as funções de controle não são necessárias. Nesse caso a equação 2.48 para um nó j pode ser escrita da seguinte forma:

$$\begin{aligned} m_s^j c_p \frac{dT}{dt} = & \dot{m}_{co} c_p (T_{co} - T_s^j) + \dot{m}_l c_p (T_r - T_s^j) + \dot{Q}_{up} + \dot{Q}_{down} + \\ & \dots + k_f A_{tr,f} \Delta x \frac{d^2 T}{dx^2} + U_s A_s (T_s^j - T_{amb}) + \dot{Q}_{fonte} \end{aligned} \quad (2.52)$$

Onde os fluxos ascendente ou descendente entre nós adjacentes, representados pelos termos

\dot{Q}_{up} e \dot{Q}_{down} , são definidos pelas equações abaixo:

$$\dot{Q}_{down} = (\dot{m}_{co} - \dot{m}_l)c_p(T_s^{j-1} - T_s^j) \quad \text{se } \dot{m}_{co} > \dot{m}_l \quad (2.53)$$

$$\dot{Q}_{up} = (\dot{m}_l - \dot{m}_{co})c_p(T_s^{j+1} - T_s^j) \quad \text{se } \dot{m}_{co} < \dot{m}_l \quad (2.54)$$

Quanto ao termo de condução na equação 2.48, alguns autores desprezam o seu efeito. Outra abordagem é feita adicionando-se ao coeficiente de condução do fluido, um coeficiente de condução extra Δk para levar em consideração o efeito de condução entre as paredes do tanque (NEWTON, 1995). A figura 2.15 mostra um segmento do tanque onde é considerada a condução nas paredes do tanque.

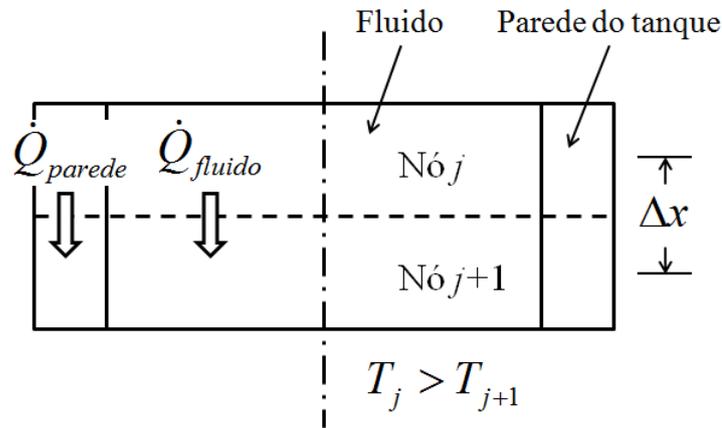


Figura 2.15: Condução adicional entre nós devido as paredes do tanque

Assumindo que para cada nó a temperatura do fluido e das paredes do tanque são as mesmas:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cond} &= \dot{Q}_{parede} + \dot{Q}_{fluido} \\ &= \frac{k_{par}A_{tr,par}}{\Delta x}(T^j - T^{j+1}) + \frac{k_f A_{tr,f}}{\Delta x}(T^j - T^{j+1}) \\ &= \frac{(k_f + \Delta k)A_{tr,f}}{\Delta x}(T^j - T^{j+1}) \end{aligned} \quad (2.55)$$

Onde Δk é dado por:

$$\Delta k = k_{par} \frac{A_{tr,par}}{A_{tr,f}} \quad (2.56)$$

Nas equações acima \dot{Q}_{cond} [W] é a condução entre os nós do tanque, \dot{Q}_{parede} [W] é a parcela de condução pela parede do tanque, \dot{Q}_{fluido} [W] é a parcela de condução entre as camadas de fluido, $A_{tr,par}$ e $A_{tr,f}$ [m^2] são as áreas transversais da região da parede e do fluido no reservatório e k_{par} e k_f [$W/m^\circ C$] são os coeficientes de condutividade térmica da parede e do fluido, respectivamente.

Nos modelos de múltiplos nós, quando não há fluxo entrando ou saindo do tanque, o perfil de temperatura ao longo do eixo vertical do tanque assume um perfil parabólico que é fisicamente inconsistente. Devido à falta de um termo que leve em conta a convecção natural, o

tanque resfria ou aquece como um sólido formando o perfil mostrado na figura 2.16.

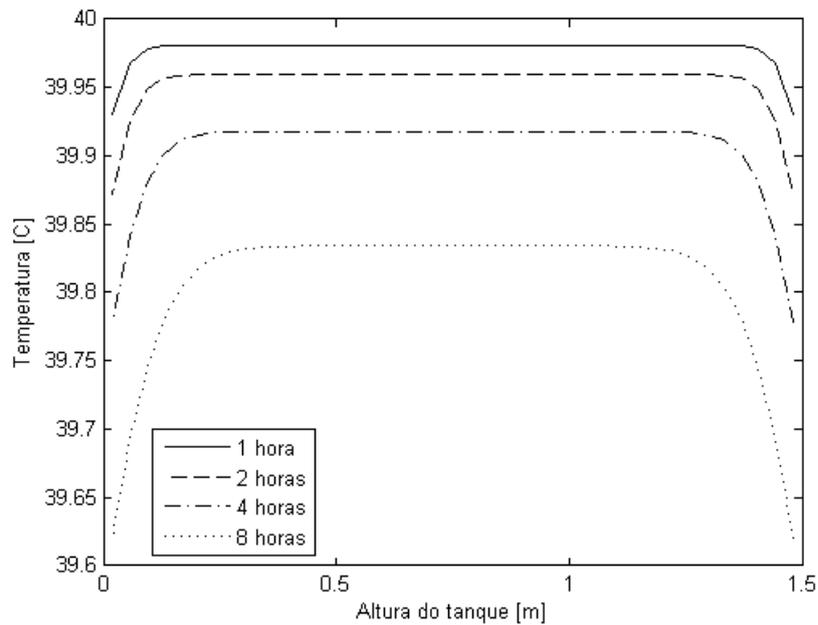


Figura 2.16: Simulação através do modelo de múltiplos nós de um perfil de temperatura interno de um tanque sujeito apenas a convecção natural mostrando o problema de inversão térmica

Esse problema, chamado de inversão térmica, pode ser corrigido por artifícios computacionais que localizam e eliminam regiões do tanque onde há essa inversão. A eliminação da inversão pode ser feita através da simples troca de posição dos nós envolvidos ou através da média entre eles. Transformando os nós onde há inversão térmica em nós de mesma temperatura, sendo essa igual à média entre eles. A figura 2.17 mostra a mesma situação da figura 2.16, agora com a correção feita através do algoritmo de mistura por média de Newton (1995).

Um segundo tipo de modelo unidimensional para reservatórios térmicos estratificados, como mencionado anteriormente, é o de fluxo pistonado. Nesse modelo o reservatório é inicialmente dividido em um número fixo de segmentos. Quando em operação, para um determinado intervalo tempo, os coletores fornecem ao reservatório certo volume de fluido. Supondo que a temperatura desse volume é maior que a do segmento superior do tanque, a sua entrada desloca o perfil existente para baixo. O mesmo ocorre para o volume de água de reposição que entra no tanque e desloca o perfil para cima. Ao final, o deslocamento total do perfil do tanque é igual à diferença entre o volume que vem dos coletores e o volume da água de reposição. Para conservar a massa inicial do reservatório as porções de volume excedentes são cedidas ao consumo e alimentação dos coletores. Nesse modelo também pode ser implementado a entrada fixa ou variável de fluido.

Johannes *et al.* (2005) analisaram experimentalmente o perfil de temperatura dentro de um tanque para avaliar a capacidade de dois modelos unidimensionais e um bi-dimensional de prever esse comportamento. Os resultados mostraram que a hipótese de mistura completa adotada nos modelos unidimensionais provoca um afastamento inicial do perfil previsto pelo modelo em comparação aos resultados experimentais. Os autores também atribuem essa discrepância a configuração do tanque utilizado nos experimentos.

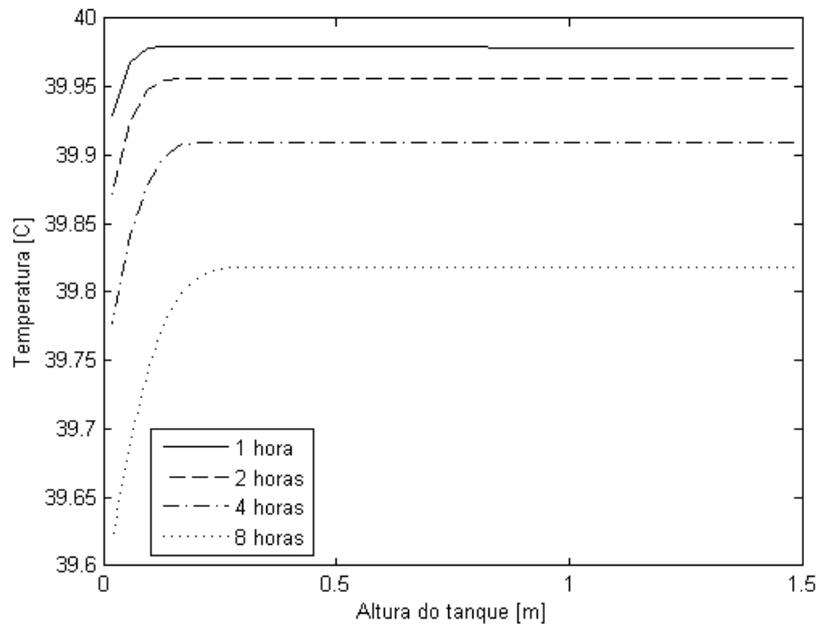


Figura 2.17: Simulação através do modelo de múltiplos nós com algoritmo de mistura por média de um perfil de temperatura interno de um tanque sujeito apenas a convecção natural mostrando a correção do problema de inversão térmica

No estudo realizado por Oliveski, Krenzinger e Vielmo (2003), foi feita uma comparação entre um modelo bi-dimensional e resultados obtidos experimentalmente. Após a validação do modelo, este foi confrontado com resultados obtidos por dois modelos unidimensionais. Segundo os autores, devido ao artifício computacional utilizado nos modelos unidimensionais para compensar a ausência de um termo de convecção natural em sua formulação, estes acabam por reduzir a temperatura interna do tanque. Porém, após as comparações realizadas no estudo os autores afirmam que “*não há razões para o uso de modelos bi-dimensionais em simulações de longo prazo de sistemas de aquecimento de água solar*”. Sendo estes mais adequados para o estudo do comportamento do fluido dentro do tanque.

2.2.4 Sistemas passivos e ativos

Os sistemas de aquecimento solar podem ser classificados, quanto à forma de transporte do fluido através do coletor, de duas maneiras: sistemas passivos e ativos. Nos sistemas passivos, ou de circulação natural, o fluido se movimenta entre o coletor e o reservatório devido ao efeito termossifão provocado pelo gradiente de temperatura entre a entrada do coletor e o reservatório térmico. A diferença de densidade provocada pela variação de temperatura faz com que o fluido se movimente devido às forças de empuxo.

Os sistemas passivos são bastante utilizados em aplicações domésticas principalmente devido ao baixo custo, já que não precisam de uma bomba para proporcionar a circulação do fluido. Também é possível a aplicação em estabelecimentos comerciais (hotéis, pousadas, motéis, etc.) quando estes possuem sistemas individuais de aquecimento.

Em aplicações industriais, devido à configuração e as dimensões das instalações, sistemas

passivos têm seu uso bastante restrito, pois a distância e altura relativa entre o coletor e o tanque deve ser limitada de forma a garantir a circulação pelo efeito termossifão. Outra limitação se dá em regiões de clima frio onde pode ocorrer o congelamento do fluido no coletor devido às baixas temperaturas e velocidades do fluido. Dependendo da região a solução mais comum para esse problema é a utilização de soluções anti-congelamento como fluido, sendo água-etilenoglicol e água-propilenoglicol as mais comuns.

Nos sistemas ativos, ou de circulação forçada, o transporte do fluido é feito através de uma bomba. A aplicação doméstica desses sistemas fica restrita apenas para regiões de clima frio como forma de se evitar o congelamento do fluido dentro do coletor. Porém, em aplicações industriais ou quaisquer outras que possuam grandes distâncias entre os coletores e o tanque, isto é, que as perdas de carga entre o coletor e o tanque não possam ser vencidas pelo efeito termossifão, a circulação forçada deve ser utilizada. Nesses sistemas também é comum o uso de um controlador liga/desliga para a bomba. Esta só é ligada quando existe energia solar suficiente para produzir um aumento na temperatura entre a entrada e saída dos coletores. Nos sistemas industriais ou outros de maior porte que os domésticos, o acréscimo no custo causado pela bomba e controlador tem um impacto muito pequeno no custo final do projeto.

2.2.4.1 Baixas vazões em sistemas ativos

Se considerarmos o coletor isoladamente, o uso de altas vazões faz com que estes trabalhem a baixa temperatura o que provocaria um aumento no seu rendimento. Porém quando o coletor é integrado a um sistema de aquecimento solar deve-se analisar o efeito do uso de altas vazões no sistema como um todo. As altas velocidades devido a magnitude dessas vazões provocam a mistura da água do reservatório, ou seja, a água quente que sai do coletor se mistura total ou parcialmente com a água do tanque de armazenamento que está a uma temperatura mais baixa, causando assim um aumento na temperatura da água de entrada dos coletores e a conseqüente diminuição dos seu rendimento.

Com o uso de baixas vazões se consegue a estratificação térmica do tanque de armazenamento. Assim, a temperatura da água que alimenta os coletores no fundo do tanque permanece a baixas temperaturas aumentando assim o rendimento dos coletores que passam a trabalhar com menores temperaturas da água de entrada. Segundo Duffie e Beckman (1991) outra vantagem do uso de baixas vazões é a redução do custo inicial do sistema já que as tubulações e bombas utilizadas serão menos robustas. O mesmo autor comenta sobre o uso de vazões na faixa de $7 - 25 \text{kg/hm}^2$ em sistemas na Suécia.

Abdel-Dayem e Mohamad (2001) encontrou valores de vazões ótimas de 7,2 e $14,4 \text{kg/hm}^2$ para dois sistemas industriais de grande porte aplicados numa indústria têxtil. Cristofari *et al.* (2003) estudou a influência das baixas vazões em um sistema doméstico (2m^2 e 150l) encontrando um valor ótimo de $9,54 \text{kg/hm}^2$, no caso estudado foi conseguida uma eficiência média anual do sistema de 55,5% e 53% e uma produção média diária de 4,98 e $4,75 \text{kWh}$ para um sistema com tanque estratificado e totalmente misturado, respectivamente. Também em um sistema doméstico, Hobbi e Siddiqui (2009) encontrou vazões ótimas com relação à fração solar anual do sistema para uma faixa de $20 - 40 \text{kg/hm}^2$.

Cuidados durante o projeto devem ser tomados quanto ao uso de baixas vazões. A distribuição do fluxo em alguns pontos do sistema pode ser afetada resultando em áreas superaquecidas e a conseqüente queda no rendimento. Para isso as perdas de carga no sistema devem ser bem

avaliadas para permitir um bom dimensionamento da bomba.

2.2.5 Sistemas indiretos e diretos

O esquema de um sistema indireto é mostrado na figura 2.18. Nos sistemas de aquecimento indiretos o fluido percorre um circuito fechado entre o coletor e o reservatório térmico. A transferência da energia térmica recebida nos coletores para a água do tanque é feita através de trocadores de calor que podem ser internos ou externos ao reservatório. Naturalmente, a presença desses trocadores aumenta consideravelmente o custo desses sistemas.

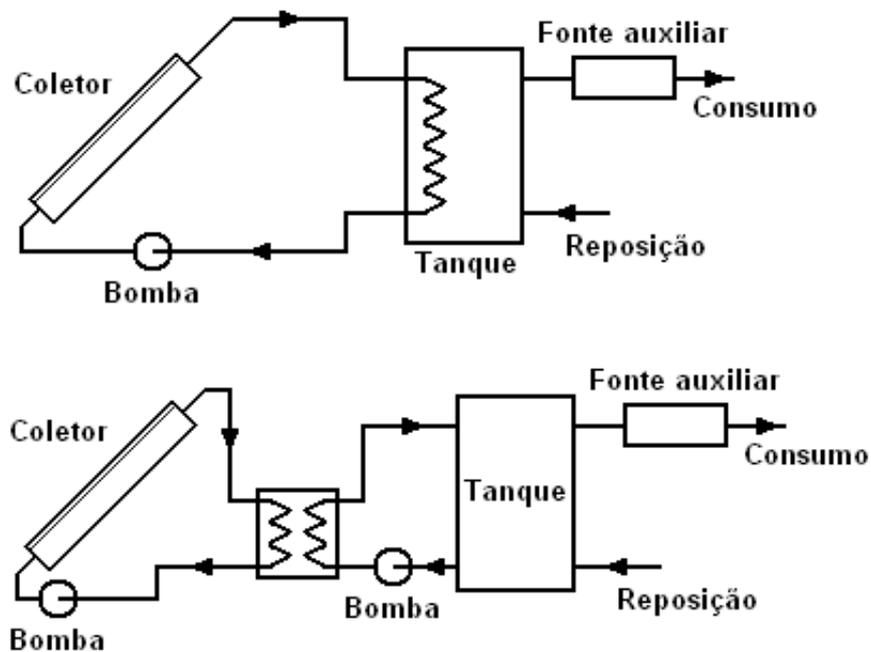


Figura 2.18: Esquema de um sistema de aquecimento solar indireto com trocador de calor interno (superior) e externo (inferior)

Sistemas indiretos são bastante utilizados em regiões de clima frio, onde o fluido que percorre o circuito do coletor é uma mistura de água mais um fluido anti-congelamento. Há também a opção para o uso dessa configuração quando a água que abastece os coletores é de má qualidade podendo provocar corrosão ou entupimento nos tubos do coletor. Essa água pode receber um tratamento já que nos sistemas indiretos o fluido que circula nos coletores não entra em contato com a água do tanque, que muitas vezes deve ser potável.

No Brasil, a utilização de sistemas indiretos é pouco indicada. Mesmo nas regiões do sul do país onde há risco de congelamento, outras soluções mais viáveis economicamente podem ser empregadas, como a utilização de sistemas ativos ou drenagem dos coletores.

Nos sistemas diretos, mostrado na figura 2.19, o fluido utilizado no processo é o mesmo que circula nos coletores. Os sistemas diretos podem possuir ou não reservatórios térmicos, ou seja, dependendo da demanda de água quente, a água aquecida nos coletores pode ser diretamente enviada para o processo. Naturalmente, esses sistemas ficarão comprometidos a noite e no começo e final do dia onde a irradiação solar é reduzida.

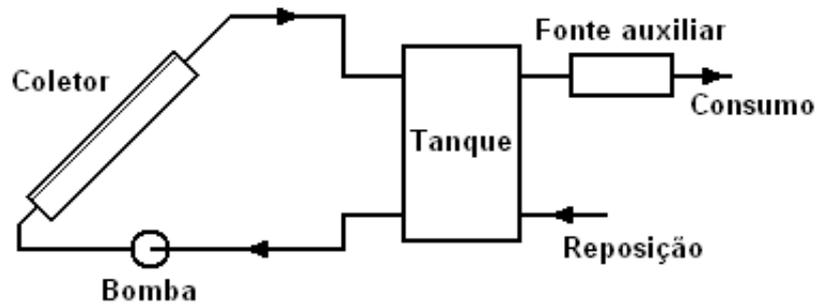


Figura 2.19: Esquema de um sistema de aquecimento solar direto

No Brasil, em aplicações domésticas, o sistema mais comum é o passivo/direto devido ao seu baixo custo e as características climáticas do país. Em aplicações industriais o uso de sistemas ativos/diretos são mais frequentes devido a flexibilidade para o posicionamento dos coletores em relação ao reservatório.

2.3 Sistemas industriais de aquecimento solar

O campo de aplicação da energia solar não está apenas restrito ao aquecimento doméstico ou mesmo de baixas temperaturas. Como já visto nessa revisão, dependendo da tecnologia empregada nos coletores a energia solar pode ser utilizada numa ampla faixa de temperatura (inclusive para a geração de vapor) o que possibilita também sua aplicação na indústria. Evidentemente o emprego das diferentes tecnologias de coletores solares deve ser adequado ao problema específico.

Em se tratando de sistemas industriais, a questão principal sobre a utilização da energia solar não está apenas restrita a faixa de temperatura que os coletores devem atingir. Na maioria dos sistemas industriais, o sistema solar é integrado a um sistema já existente. Dessa forma surgem outros fatores limitantes quanto ao uso da tecnologia como, por exemplo, restrições quanto ao espaço físico. Essa sessão apresentará algumas características de sistemas industriais de aquecimento solar.

2.3.1 Integração de sistemas industriais de aquecimento solar

Existem algumas considerações iniciais a serem tomadas quanto à integração de um sistema de aquecimento solar numa indústria. A primeira delas é quanto à forma de energia que a indústria necessita, ou seja, água quente, vapor ou ar quente. Sistemas solares são capazes de atender a essas três demandas quando empregadas as tecnologias específicas de coletores. Conhecida a forma de energia que o sistema deve fornecer parte-se para as faixas de temperaturas demandadas pela indústria.

Essas duas primeiras considerações vão determinar qual a tecnologia de coletor mais adequada ao problema. Em indústrias que exigem uma demanda em diferentes faixas de temperatura, por exemplo, pode-se empregar mais de um tipo de coletor ou sistema que atenda as demandas específicas (KARAGIORGAS; BOTZIOS; TSOUTSOS, 2001).

Sistemas industriais geralmente são construídos em larga escala e possuem especificidades inerentes a cada tipo de indústria. Dessa forma pode ser arriscado o dimensionamento do sistema tomando como base considerações feitas para sistemas domésticos. Apesar de o princípio ser o mesmo e muitas vezes a diferença ser apenas a escala entre um projeto doméstico e industrial, os sistemas domésticos são projetados para certo perfil de demanda que varia muito pouco de um sistema para outro.

O mesmo não ocorre em sistemas industriais, no qual a demanda varia de uma indústria para outra. Dessa forma, é importante o conhecimento do perfil de demanda da indústria (temperatura, vazão, sazonalidade, *etc.*). Por exemplo, pode não ser interessante projetar um sistema com uma inclinação de coletores que busca captar uma maior quantidade de energia no inverno (comum em sistemas domésticos) quando a indústria possui uma sazonalidade que aumenta a sua demanda nos meses de verão.

Problemas com espaço físico também podem surgir em instalações industriais. A ocupação de um espaço na indústria possui um custo, já que o mesmo poderia ser preenchido por um equipamento que estaria gerando capital para a empresa. Sistemas solares produzem energia térmica a custo de uma grande área, felizmente existe a possibilidade da instalação dos coletores no teto da indústria, que é um espaço geralmente inutilizado. Apesar disso, essa possibilidade também pode trazer custos relacionados tanto às obras civis de reforço no telhado como ao decréscimo na eficiência do sistema já que os coletores podem não ser instalados na sua posição ótima devido à orientação do próprio telhado. Com relação ao reservatório, este é geralmente instalado no solo devido ao seu peso.

Tanto em sistemas residenciais como industriais, a integração de um sistema de aquecimento solar a outro já existente eleva os custos de instalação. A melhor opção seria o projeto e construção de ambos os sistemas (convencional e solar) ao mesmo tempo. Porém, poucas vezes isso é possível e o sistema solar deve ser integrado a um já existente se adequando as restrições já aqui mencionadas. Abaixo serão mostradas algumas possibilidades de configuração de sistemas de aquecimento solar integrados a processos industriais (CRES, 2005).

Circuito aberto de vapor com recuperação de calor: Nessa configuração o sistema solar é utilizado pra o pré-aquecimento da água da caldeira em conjunto com o processo de recuperação de rejeito térmico da indústria. A viabilidade para esta configuração é mais indicada quando a temperatura da água atingida pela recuperação do rejeito térmico é inferior a 50°C . O esquema básico dessa configuração é mostrado na figura 2.20.

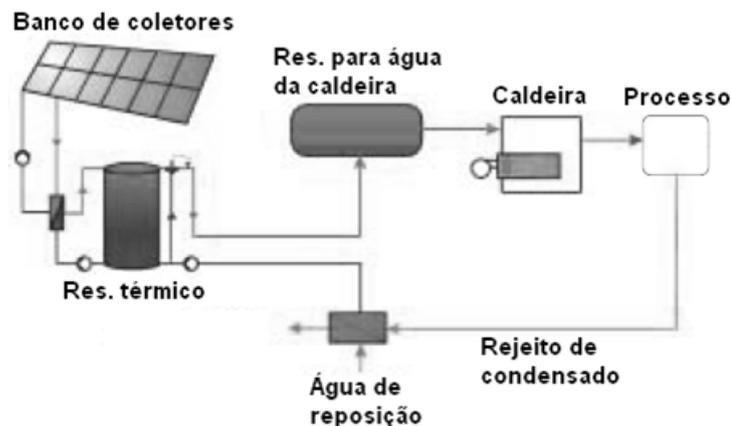


Figura 2.20: Circuito aberto com recuperação de calor (Fonte: CRES (2005))

Circuito aberto de vapor sem recuperação de calor: Esse tipo de configuração (figura 2.21), bastante adequado para o uso de energia solar, também é utilizado para o pré-aquecimento da água da caldeira, porém em indústrias que não possuem um sistema de recuperação de calor ou esta medida não pode ser aplicada.

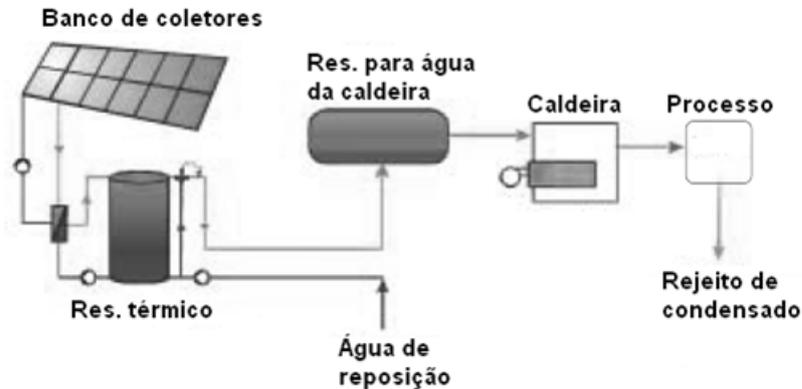


Figura 2.21: Circuito aberto sem recuperação de calor (Fonte: CRES (2005))

Circuito fechado de vapor: Nesse caso a produção de vapor é feita pelo próprio sistema solar auxiliando o sistema convencional. Essa configuração, apresentada na figura 2.22, só é possível com o uso de coletores concentradores.

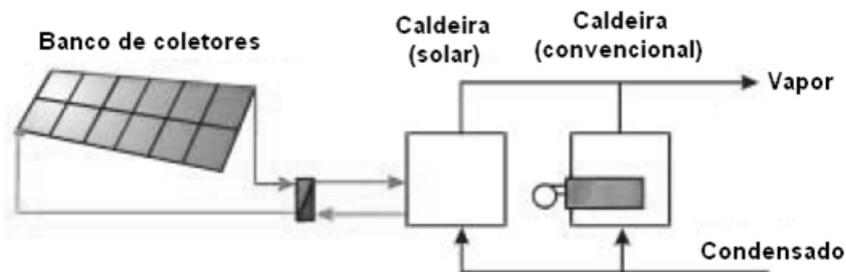


Figura 2.22: Circuito fechado de vapor (Fonte: CRES (2005))

Alimentação direta com reservatório: Processos industriais que utilizam água quente ao invés de vapor também são bastante adequados para o uso da energia solar como forma de aquecimento. Dependendo da faixa de temperatura o sistema solar pode suprir a maior parte da demanda energética para o aquecimento. Nesses casos o sistema solar é utilizado para alimentar diretamente o processo como mostrado na figura 2.23. O reservatório térmico tem a função de assegurar o suprimento de água quente durante os períodos de variação de demanda e de baixos índices de radiação.

Alimentação direta sem reservatório: A alimentação direta também pode ser feita sem a utilização do reservatório, o que reduz o custo inicial do sistema, fazendo com que ele funcione como apenas como um “economizador de combustível”. Essa configuração (figura 2.24) possui maior potencial de aplicação em indústrias que possuem uma maior demanda durante os períodos de maior insolação do dia.

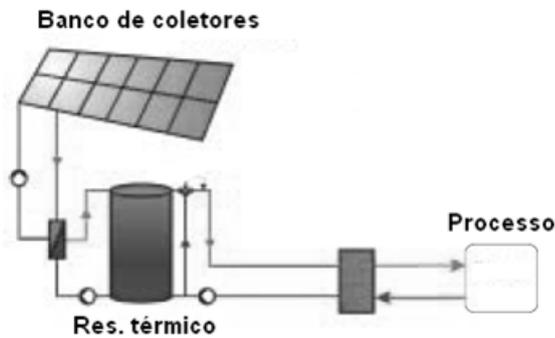


Figura 2.23: Alimentação direta com reservatório (Fonte: CRES (2005))

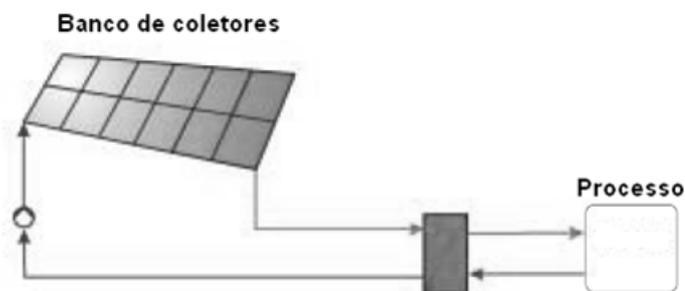


Figura 2.24: Alimentação direta sem reservatório (Fonte: CRES (2005))

2.3.2 Configurações dos bancos de coletores

Um aspecto característico dos sistemas solares de larga escala, assim como os industriais, é o número bem maior de coletores que é necessário em comparação com sistemas domésticos. Esse fator exige quase sempre que os coletores sejam instalados em pequenos grupos (módulos) arranjados em série ou paralelo, dependendo do sistema. Alguns cuidados devem ser tomados com relação à instalação desses coletores para que seu desempenho se mantenha próximo do que é esperado em projeto

2.3.2.1 Sombreamento

O primeiro cuidado diz respeito ao possível sombreamento dos coletores que pode ser causado por obstáculos inerentes ao próprio espaço onde serão instalados, como prédios ou árvores que estejam próximas, por exemplo. Nesse caso um levantamento da área de sombreamento do local deve ser feito para se obter a área real de instalação dos coletores. Métodos para essa análise utilizando cartas ou através de cálculos do posicionamento do sol são apresentados em Duffie e Beckman (1991), Kalogirou (2009).

Outro fator que pode causar o sombreamento nos coletores é o próprio coletor. Quando os módulos de coletores são instalados, uma fileira de coletores pode causar o sombreamento da outra caso sejam instaladas muito próximas, como mostrado na figura 2.25.

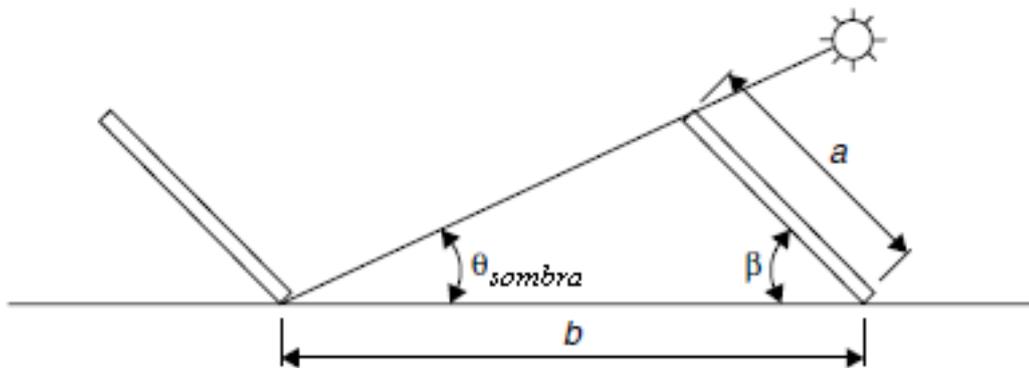


Figura 2.25: Distância mínima entre coletores (Fonte: Kalogirou (2009))

Na figura 2.25, a distância b pode ser calculada segundo a equação abaixo:

$$\frac{b}{a} = \frac{\text{sen}(\beta)}{\text{tan}(\theta_{\text{sombra}})} + \text{cos}(\beta) \quad (2.57)$$

Na equação 2.57, a única variável desconhecida é o ângulo θ_{sombra} . Em instalações onde os coletores estão voltados para o norte ou sul, para se evitar completamente o sombreamento este ângulo deve ser equivalente ao período onde o sol apresenta o seu menor ângulo de altitude. Isso acontece durante o meio dia do solstício de inverno, fenômeno que ocorre em torno do dia 21 de junho para o hemisfério sul e 22 de dezembro para o hemisfério norte. Para regiões próximas a linha do equador distância b é pequena.

2.3.2.2 Ligações entre coletores

Módulos de coletores são instalados conectados a um tubo principal que distribui o fluido entre os coletores, essa ligação pode ser feita de duas formas: interna ou externamente (figura 2.26). Na conexão interna, a tubulação do próprio coletor é utilizada como a tubulação principal. Nessa configuração o número de coletores por módulo é limitado devido ao diâmetro do *manifold* do coletor que normalmente é projetado para a vazão de apenas um coletor. Já no segundo tipo de ligação é utilizada uma tubulação externa. Nesse caso é possível conectar um número maior de coletores por módulo. A conexão de coletores utilizando a tubulação interna do próprio coletor é mais vantajosa para grandes sistemas devido à redução de custos com encanamento extra e isolamento que seriam necessários na conexão utilizando uma tubulação externa (KALOGIROU, 2009).

Os módulos mostrados na figura 2.26 estão conectados em paralelo. Porém, combinações podem ser feitas para o arranjo de módulos em série, paralelo ou série/paralelo. A quantidade de coletores por módulo deve ser determinada de uma forma que permita uma distribuição homogênea da vazão entre os coletores. Quando conectados em paralelo, a vazão nos coletores localizados nas extremidades de um módulo tende a ser maior que a dos coletores do centro. A má distribuição da vazão nos bancos de coletores pode levar a uma queda de desempenho do sistema como um todo (RATZMANN, 1992).

Como dito no início desta sessão, sistemas industriais geralmente necessitam de um grande número de coletores que são agrupados em módulos. Um banco de coletores é formado por um

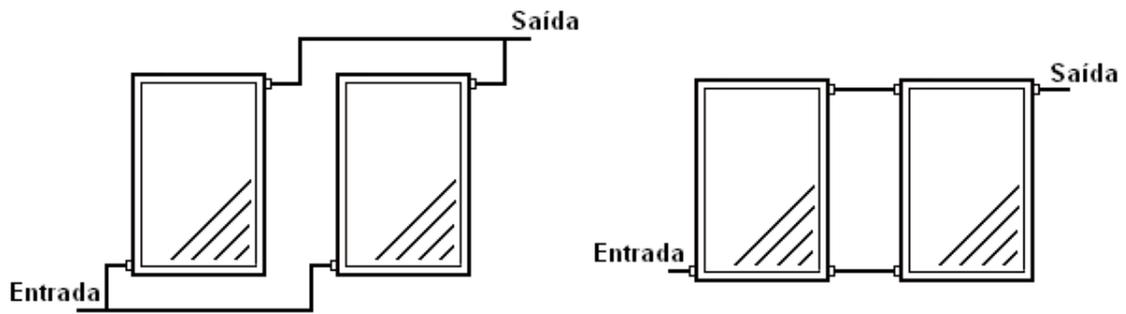


Figura 2.26: Formas de ligação para módulos de coletores: externa (esq.) e interna (dir.)

grupo de módulos. Mais uma vez a distribuição de vazão deve ser considerada, para um balanço correto da vazão um banco de coletores deve ser formado por módulos idênticos.

A forma mais recomendada para a ligação entre módulos é a de retorno invertido ou alimentação invertida. Essa forma de ligação busca manter o equilíbrio hidráulico do sistema sem a necessidade de válvulas para o controle de vazão. O princípio dessa configuração é de que o primeiro módulo a ser alimentado pela vazão será o último a devolvê-la (figura 2.27).

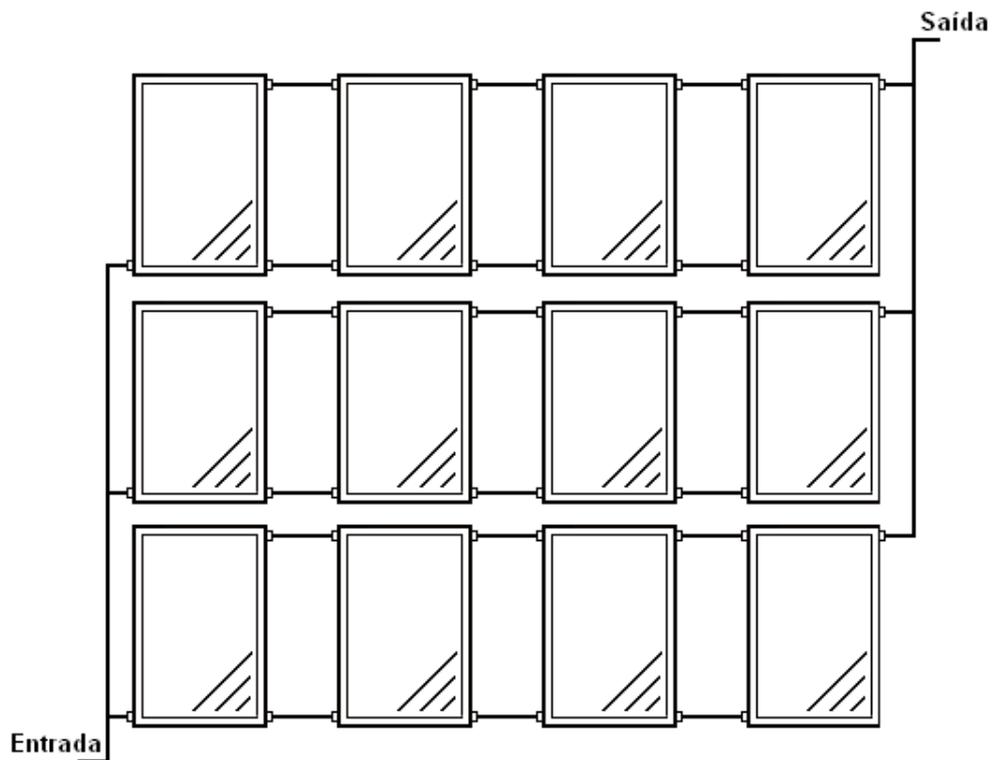


Figura 2.27: Banco de coletores em paralelo com ligação utilizando retorno invertido

2.4 Análise financeira de sistemas de aquecimento solar

É comum em projetos de engenharia a busca por uma máxima eficiência técnica, porém, para se tornar viável o projeto deve também demonstrar uma máxima eficiência financeira

(BORGES, 2000). Sistemas de aquecimento solar são um exemplo de que nem sempre o sistema mais eficiente é o mais economicamente interessante. Nesta sessão serão apresentados alguns dos métodos utilizados para a análise financeira de projetos de sistemas de aquecimento solar, bem como uma breve revisão de conceitos básicos de engenharia econômica.

Costuma-se dizer que a energia solar é uma fonte de energia “grátis”, o que não é completamente verdade já que para o seu devido aproveitamento é necessária a compra de equipamentos que possuem um custo. Ao se investir em um sistema de aquecimento solar é esperado que a economia de combustível e manutenção no sistema convencional causada pela entrada do sistema solar pague o seu custo inicial e operacional ao longo de sua vida útil. Em caso contrário, a utilização de energia solar torna-se economicamente inviável, porém, essa desvantagem econômica pode ser muitas vezes compensada pelos benefícios ambientais do uso de energia solar.

Duffie e Beckman (1991) enumeram diversos critérios de decisão utilizados na análise financeira de sistemas de aquecimento solar, a saber:

- Custo mínimo de energia solar
- Custo do ciclo de vida (CCV)
- Economia do ciclo de vida (ECV)
- Período de retorno do investimento (*payback*)
- Taxa interna de retorno (TIR)

O custo mínimo de energia é utilizado quando a energia solar é a única fonte de energia, o sistema escolhido será o que demonstrar o menor custo ao longo de sua vida útil. Esse critério não é recomendado quando existe a possibilidade do uso de duas fontes de energia. O custo do ciclo de vida consiste em determinar o valor no presente de todos os custos futuros associados ao sistema em questão durante sua vida útil. O objetivo é saber qual seria o investimento necessário a se fazer hoje para se ter o capital disponível quando ele for necessário (DUFFIE; BECKMAN, 1991).

A economia do ciclo de vida é um dos critérios mais adotados quando a energia solar é utilizada como fonte de energia auxiliar. O método consiste em comparar o custo do ciclo de vida do sistema convencional com o custo do ciclo de vida do sistema solar integrado ao sistema convencional (equação 2.58).

$$ECV = CCV_{conv} - CCV_{solar} \quad (2.58)$$

Na equação acima, o custo de equipamentos e serviços que são necessários em ambos os sistemas não tem a necessidade de serem computados. Porém, principalmente nos casos em que ainda não existe um sistema instalado, a integração de um sistema solar pode causar a redução de alguns custos iniciais do sistema convencional como, por exemplo, a redução da capacidade de um *boiler*. Nessa situação os custos iniciais do sistema convencional com e sem o auxílio do sistema solar devem ser levados em consideração. Nos casos em que o sistema convencional já se encontra instalado, a integração do sistema solar pode provocar uma redução na manutenção, assim, os gastos com manutenção de ambos os casos devem entrar nos cálculos da análise financeira.

O custo do ciclo de vida pode ser obtido de forma anualizada (CCVA), ou seja, uma série de pagamentos uniformes que deve ser feita ao final de cada ano que equivale a um investimento único realizado no tempo presente. Situação análoga pode ser aplicada a ECV obtendo-se a economia do ciclo de vida anualizada (ECVA).

Diversas definições podem ser encontradas para o período de retorno do investimento (DUFFIE; BECKMAN, 1991; KALOGIROU, 2009). A mais comum, e que será utilizada neste trabalho, é o tempo necessário para que a economia nos custos de operação do sistema convencional (redução de combustível, manutenção, *etc.*) provocada pela utilização da energia solar se iguale ao seu investimento inicial (KALOGIROU, 2009). Ou seja, o tempo necessário para recuperar o capital investido no sistema de aquecimento solar através da redução dos custos de operação do sistema convencional, naturalmente, considerando o valor do dinheiro no tempo. Para que o investimento seja economicamente viável considerando este critério, seu período de retorno de investimento deve ser menor que a vida útil do sistema.

A taxa interna de retorno é definida como sendo a taxa na qual a economia do ciclo de vida é igual a zero, ou seja, o custo do sistema convencional é o mesmo do sistema utilizando energia solar como fonte auxiliar (KALOGIROU, 2009). Se a TIR for menor do que taxa mínima atrativa, o investimento é economicamente inviável a partir desse critério. A taxa mínima atrativa (TMA), ou taxa mínima de interesse ou de atratividade, é o rendimento mínimo que o investidor possui para aplicar o seu capital. Para a pessoa física comum, por exemplo, o rendimento da caderneta de poupança pode ser considerado como TMA. A análise através da TIR não leva em consideração os riscos associados a cada investimento.

2.4.1 Valor do dinheiro no tempo

Na análise financeira de investimentos deve-se considerar o valor do dinheiro no tempo, por exemplo, um pagamento a ser efetuado hoje não terá o mesmo valor caso ele possa ser pago em um tempo futuro. Isso se deve ao fato de que sobre o capital incide uma série de taxas (inflação, juros de investimento, *etc.*) que alteram seu valor ao longo do tempo. Assim não faz sentido comparar duas quantias monetárias, sejam elas receitas ou despesas a fazer, em períodos de tempo diferentes. O valor presente de um lançamento (receita ou despesa) simples a ser feito no futuro (ao final do período) é determinado por:

$$VP = VF(VP/VF; i; n) = VF \frac{1}{(1+i)^n} \quad (2.59)$$

Onde VP [\$] é o valor presente do lançamento, VF é o valor futuro [\$], d [*decimal*] é a taxa mínima atrativa (TMA) e n [*inteiro*] o número de períodos de capitalização (meses, anos, *etc.*). Se for considerada a inflação no período, o valor presente de um lançamento simples no futuro será dado por:

$$VP = VF(VP/VF; i; d; n) = F \frac{(1+i)^{n-1}}{(1+d)^n} \quad (2.60)$$

Onde i é a taxa de inflação [*decimal*]. As equações acima representam o valor presente de um lançamento. Para uma despesa, por exemplo, o valor presente é a quantidade de dinheiro necessária hoje que se investida a uma taxa de juros d e descontada a taxa de inflação i , será igual à quantia VF daqui a n períodos.

Como mencionado, as equações 2.59 e 2.60 são para um lançamento simples realizado numa data futura. Para uma série de lançamentos uniformes, o valor presente é dado pela equação 2.61.

$$VP = SU(VP/SU; d; n) = SU \frac{(1+d)^n - 1}{d(1+d)^n} \quad (2.61)$$

Onde SU [\$] é o valor do lançamento. Para calcular a série uniforme de um valor presente, têm-se o inverso:

$$SU = VP(SU/VP; d; n) = P \frac{d(1+d)^n}{(1+d)^n - 1} \quad (2.62)$$

Para uma série geométrica de lançamentos, o valor presente é dado pela equação 2.63.

$$VP = SG(VP/SG; i; d; n) = SG \frac{1}{(d-i)} \left[1 - \left(\frac{1+i}{1+d} \right)^n \right] \quad (2.63)$$

Onde SG [\$] é o valor do primeiro lançamento que cresce a uma taxa i . Uma série geométrica de lançamentos pode ser representada, por exemplo, pelo gasto com combustível no qual a tarifa aumenta a cada período a uma taxa conhecida.

3 *Metodologia*

Neste capítulo será apresentada a metodologia, baseando-se nos fundamentos expostos no capítulo anterior, utilizada para gerar os resultados a serem analisados. Inicialmente será detalhado o programa desenvolvido para as simulações, os modelos utilizados para os componentes do sistema e suas devidas considerações. Posteriormente será apresentado um caso base do qual partirão algumas das simulações que foram realizadas e a metodologia empregada para o dimensionamento do sistema.

3.1 Programa desenvolvido

Para a simulação do sistema foi desenvolvido um programa utilizando a plataforma Matlab. A figura 3.1 mostra o fluxograma básico do código.

No início do programa o usuário deve determinar os parâmetros para a simulação (passo de tempo, número de nós do tanque, intervalo de tempo dos dados de radiação) e as características iniciais do sistema (dimensões, propriedades físicas, local, *etc.*). Em seguida os dados são lidos e são aplicadas as correções dos parâmetros do coletor quanto a vazão ou número de coletores em série, caso sejam necessárias.

O programa pode utilizar dados de temperatura ambiente e radiação medidos em qualquer intervalo de tempo assim como médias diárias mensais. No último caso subrotinas para estimar médias horárias e separar a radiação difusa são aplicadas e em seguida os valores são interpolados linearmente para se ajustarem ao passo de tempo escolhido para o programa. Após a preparação dos dados de radiação e temperatura é calculada a temperatura de saída do coletor e a energia útil fornecida. Caso o ΔT fornecido pelo coletor seja menor que $1^{\circ}C$ o programa faz com que a vazão seja igual a zero (o que representa o desligamento da bomba), caso contrário são descontadas as perdas térmicas na tubulação que liga os coletores ao tanque e assim determinada a temperatura do fluido que chegará ao tanque.

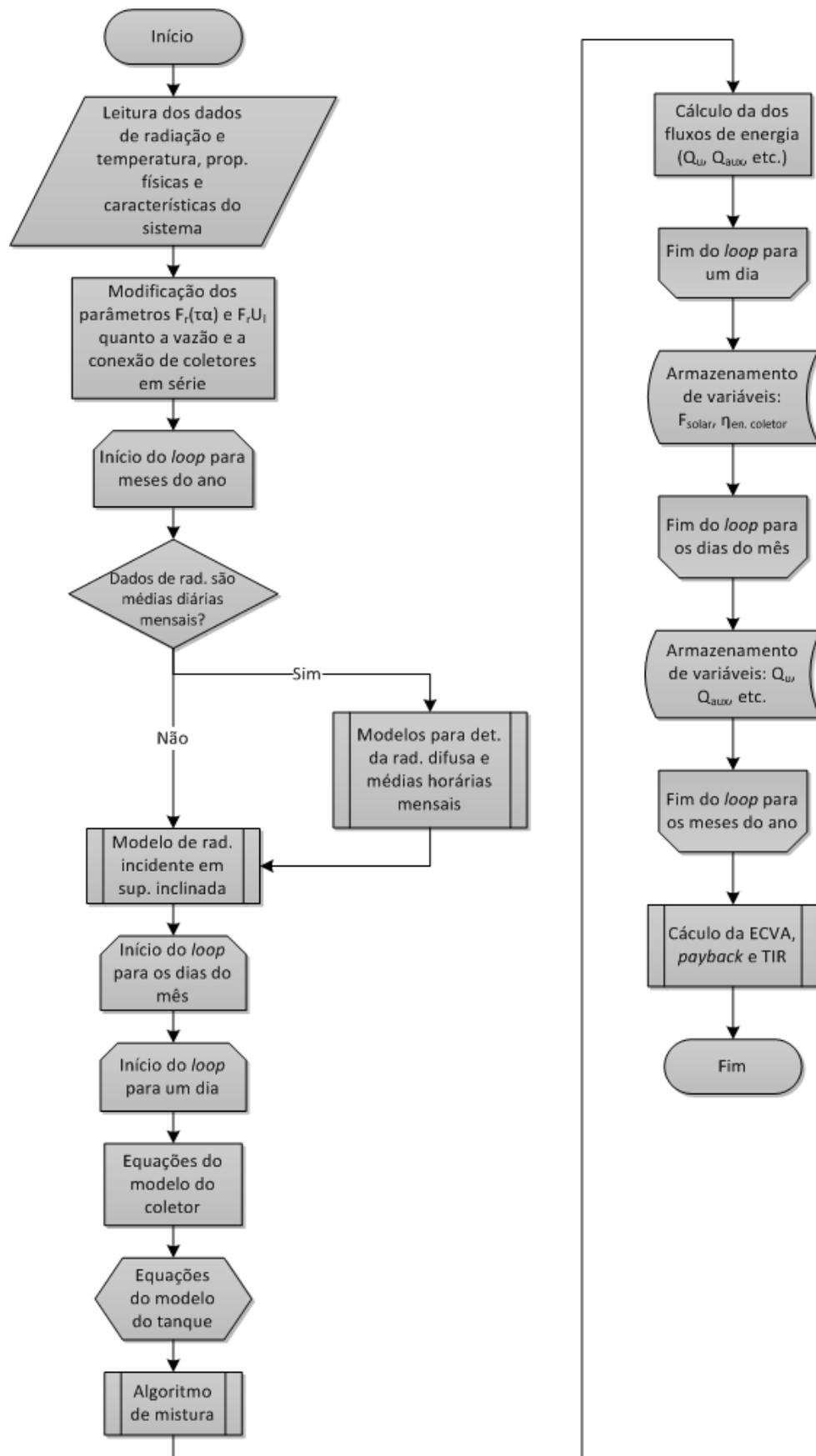


Figura 3.1: Fluxograma básico do programa desenvolvido

Determinada a temperatura de entrada do reservatório, o programa então calcula a temperatura para cada nó e suas respectivas perdas térmicas. Em seguida o mesmo fornece os valores de ECVA, período de retorno do investimento e TIR do sistema e dados de temperatura do coletor e tanque para cada intervalo de tempo simulado. A eficiência energética do coletor e a fração solar média são fornecidas para cada dia do ano. As variáveis energéticas como a energia útil fornecida pelo coletor, energia fornecida pelo sistema de aquecimento solar, energia auxiliar, energia perdida pelo tanque e energia demandada pelo processo, definidas nas equações 3.1 a 3.5, são integradas e fornecidas ao final de cada mês.

$$\dot{Q}_u = A_{co}[I_t K_\theta F_r(\tau\alpha) - F_r U_l(T_s^N - T_{amb})] \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{ls} = \dot{m}_l c_p (T_s^1 - T_r) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{aux} = \dot{m}_l c_p (T_l - T_s^1) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{loss} = \sum_{j=1}^N U_s^j A_s^j (T_{amb} - T_s^j) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_l c_p (T_l - T_r); \quad (3.5)$$

Onde T_s [$^{\circ}C$] é a temperatura do tanque, \dot{Q}_{ls} [W] é a energia fornecida pelo sistema solar, \dot{m}_l [kg/s] é a vazão demandada pelo processo (consumo), T_r [$^{\circ}C$] é a temperatura do fluido de reposição, \dot{Q}_{aux} [W] é a energia auxiliar, T_l [$^{\circ}C$] a temperatura de demanda do processo, \dot{Q}_{loss} [W] é a energia perdida pelo tanque, \dot{Q}_l [W] é a energia total demandada pelo processo, U_s [$W/^{\circ}Cm^2$] é o coeficiente global de transferência de calor do tanque, A_s [m^2] é a área superficial do tanque e j é o índice de representa os nós do tanque variando de 1 até N .

3.1.1 Tratamento dos dados solarimétricos

O programa foi desenvolvido para utilizar dados solarimétricos medidos, ou seja, fornecidos por bancos de dados de estações solarimétricas, bem como dados de médias diárias mensais, que são encontrados em atlas ou *softwares* e são de uso mais comum. Geralmente estações solarimétricas fornecem dados brutos (da mesma forma que foram medidos) ou aplicam filtros mais grosseiros apenas para eliminar variáveis fisicamente impossíveis, como uma temperatura ambiente maior do que $100^{\circ}C$ ou uma radiação global medida maior do que a extraterrestre, por exemplo, antes de disponibilizá-los. Esses dados filtrados geralmente substituídos por zeros.

Dessa forma antes do uso desses dados é necessária uma avaliação de sua qualidade para que sua utilização não provoque alterações indesejadas nos resultados das simulações. Para isso foi criada uma subrotina para o tratamento dos dados tanto de radiação quanto de temperatura. A subrotina consiste na aplicação de filtros para a radiação global, difusa e temperatura ambiente. No caso da radiação os valores filtrados são substituídos por zeros, em seguida estes são substituídos por valores interpolados entre o os dois valores mais próximos não nulos. Abaixo são mostrados os filtros aplicados para os dados de radiação utilizados (KUDISH; EVSEEV, 2008):

- $I_g \leq 0, 8I_0$

- $0,1I_g \leq I_d \leq I_g$
- $\alpha > 5^\circ$

O objetivo dos dois primeiros filtros é de excluir eventos considerados extremamente raros e que possam ter sido causados por erros do instrumento, já o terceiro é freqüentemente utilizado para se evitar dados contidos numa região onde os instrumentos apresentam grande incerteza de medição. Outras metodologias de controle de qualidade em dados solarimétricos pode ser encontradas em Younes, Claywell e Muneer (2005). As figuras 3.2 e 3.3 mostram dados brutos de radiação global e difusa antes e depois do tratamento. Pode-se perceber em ambas, que para ângulos solares menores que 5° os valores medidos apresentam uma grande inconsistência.

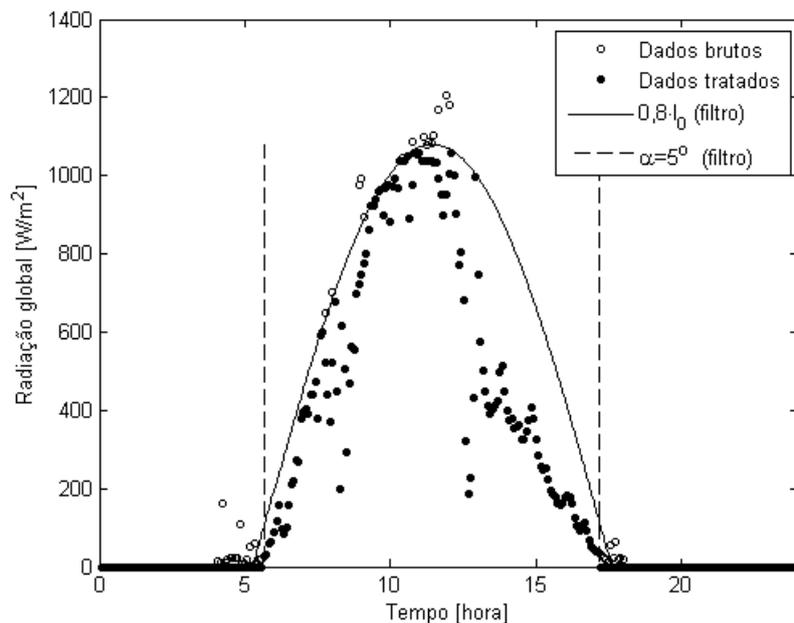


Figura 3.2: Aplicação dos filtros a dados de radiação global da cidade de Natal-RN (02/01/2008)

No caso dos dados de temperatura, foram aplicados filtros através do estabelecimento de uma temperatura máxima e mínima e de um limite para a mudança de temperatura entre duas leituras consecutivas. Diferentemente da radiação, os valores de temperatura filtrados foram substituídos pelas respectivas médias mensais. No caso específico dos dados da cidade de Natal-RN utilizados nesse trabalho, os limites foram de 45 e 15°C para as temperaturas máxima e mínima e de 5°C para o ΔT mínimo entre duas leituras consecutivas com um intervalo de tempo de 5min .

Quando os dados de radiação são introduzidos através de médias diárias mensais, uma subrotina é utilizada para determinar a parcela de radiação difusa e estimar o perfil de radiação média horária a partir das médias diárias. Para a determinação da parcela de radiação difusa foram implementadas as correlações de Collares-Pereira e de Erbs. Já a determinação do perfil de radiação horária, foi utilizado o modelo apresentado na sessão 2.1.5. Nesse caso, se o passo de tempo escolhido para o programa for inferior a 3600s , os dados serão interpolados linearmente.

Para a determinação da radiação incidente nos coletores, além dos modelos de radiação em superfícies inclinadas de Liu-Jordan, Badescu, Reindl e Hay mostrados na sessão 2.1.7, o

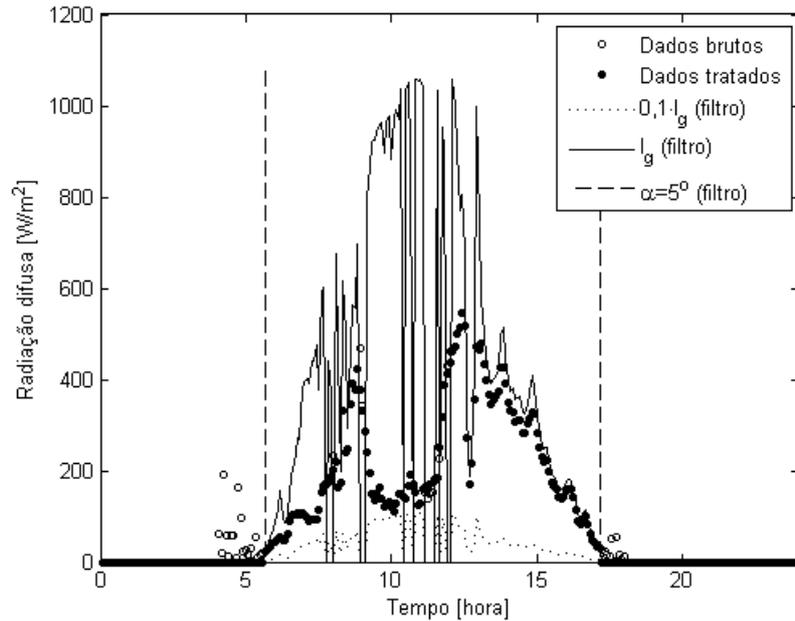


Figura 3.3: Aplicação dos filtros a dados de radiação difusa da cidade de Natal-RN (02/01/2008)

modelo anisotrópico de Temps e Coulson (apud EVSEEV; KUDISH, 2009b) também foi implementado. No seu modelo (equação 3.6) Temps-coulson acrescenta ao modelo de Liu-Jordan, um segundo termo correspondente ao efeito do brilho do horizonte e um terceiro correspondente à radiação circumsolar.

$$I_{d,\beta} = \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right) \left[1 + \text{sen}^3\left(\frac{\beta}{2}\right)\right] \left[1 + \cos^2(\theta)\text{sen}^3(\theta_z)\right] \quad (3.6)$$

3.1.2 Modelo para o coletor solar

Para a simulação do coletor foi utilizado o modelo de rendimento energético em conjunto com os fatores de correção de vazão, ângulo de incidência e de conexão em série cujas equações foram apresentadas na sessão 2.2.2. A determinação dos parâmetros $F_r(\tau\alpha)$ e F_rU_l foi feita a partir da média dos resultados de ensaios em coletores de placa plana realizados em laboratórios credenciados pelo INMETRO e divulgados em INMETRO (2009). Foram utilizados apenas os coletores que possuem o selo do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL). Este é um programa do governo federal para orientação dos consumidores com relação a produtos que apresentem os melhores níveis de eficiência energética dentro de sua categoria.

Ao todo, 72 coletores de placa plana de diferentes fabricantes foram utilizados para compor um valor médio de $F_r(\tau\alpha) = 0,73$ e $F_rU_l = 5,92$. Devido a diversidade de modelos, foi determinada, da mesma forma, uma área média para o coletor de $A_{co} = 1,62m^2$. Os resultados dos ensaios fornecidos por INMETRO (2009) não contêm os valores da constante b_0 utilizada para determinar o fator de correção para o ângulo de incidência (equação 2.36). Dessa maneira, será utilizado o valor de $b_0 = -0,1$ que é típico para coletores com apenas uma cobertura de vidro (DUFFIE; BECKMAN, 1991; KALOGIROU, 2009).

3.1.3 Modelo para as perdas térmicas na tubulação

A tubulação que liga os coletores ao reservatório será considerada como um único nó de capacitância térmica desprezível representado pela figura 3.4

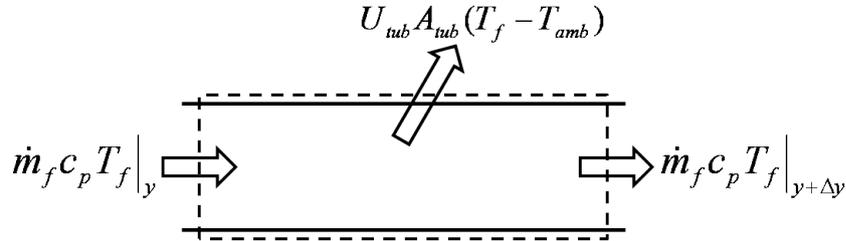


Figura 3.4: Volume de controle aplicado a tubulação que liga os coletores ao tanque

Um balanço energético realizado no volume de controle da figura 3.4 resulta na equação 3.7.

$$\dot{m}_f c_p T_f|_y - \dot{m}_f c_p T_f|_{y+\Delta y} + \Delta y \pi D U_{tub} (T_f - T_{amb}) = 0 \quad (3.7)$$

Dividindo a equação 3.7 por Δy e fazendo $\lim_{\Delta y \rightarrow 0}$ chega-se a equação 3.8:

$$\dot{m}_f c_p \frac{dT}{dy} + \pi D U_{tub} (T_f - T_{amb}) = 0 \quad (3.8)$$

A equação diferencial acima pode ser resolvida por separação de variáveis resultando na equação 3.9 que vai fornecer a temperatura de saída da tubulação.

$$T_{f,o} = T_{amb} + (T_{f,i} - T_{amb}) \exp\left(-\frac{U_{tub} A_{tub}}{\dot{m}_f c_p}\right) \quad (3.9)$$

Na equação 3.9, \dot{m}_f [kg/s] é a vazão de fluido, U_{tub} [W/°Cm²] é o coeficiente global de transferência de calor da tubulação e A_{tub} [m²] sua área superficial. O valor do coeficiente global de transferência de calor será definido como sendo $U_{tub} = 0,5 \text{ W/°Cm}^2$, valor também utilizado por Lima, Prado e Taborianski (2006) em uma otimização de um sistema doméstico com relação à ECVA. Outros autores atribuem diferentes valores: Hobbi e Siddiqui (2009) considerou $U_{tub} = 0,83 \text{ W/°Cm}^2$ e Kalogirou (2003) utilizou $U_{tub} A_{tub} = 20 \text{ W/°C}$. O comprimento utilizado para a tubulação principal que liga os coletores ao *boiler* será de 30m.

3.1.4 Modelo para o reservatório térmico

Para a simulação do reservatório térmico será empregado o modelo unidimensional de múltiplos nós com entrada fixa para um tanque completamente cheio sujeito a estratificação, como descrito na sessão 2.2.3.2. O tanque será dividido em 15 nós de volume constante, admitindo a hipótese de que o fluido se encontra completamente misturado em cada nó. As entradas e saídas de fluido ocorrerão pela parte superior e inferior do tanque. Para eliminar os efeitos de inversão térmica será utilizado o algoritmo de mistura por média desenvolvido por Newton (1995). O algoritmo é aplicado através de uma subrotina após a determinação do perfil de tem-

peratura do tanque. Ao efeito de condução térmica entre os nós, foi acrescentado o termo Δk (equação 2.56).

O modelo descrito acima resulta na equação diferencial mostrada abaixo que foi aproximada através de diferenças finitas e resolvida pelo método explícito.

$$m_s c_p \frac{dT}{dt} = U_s A_s (T_s - T_{amb}) + \dot{Q}_{up} + \dot{Q}_{down} + \dot{m}_{co} c_p (T_{co} - T_s) + \dot{m}_l c_p (T_r - T_s) + \dots + (k_f + \Delta k) A_{t,f} \Delta x \frac{d^2 T}{dx^2} \quad (3.10)$$

As equações 3.11a a 3.13 mostram o modelo do reservatório térmico na forma que foi implementado no programa desenvolvido.

$$T_s^{j,i+1} = T_s^{j,i} + \frac{\Delta t}{m_s c_p} \left[U_s A_s (T_{amb} - T_s^{j,i}) + Q_{up} + \dot{m}_{co} c_p (T_{co} - T_s^{j,i}) + \dots + \frac{(k_f + \Delta k) A_{t,f}}{\Delta x} (T_s^{j+1,i} - T_s^{j,i}) \right] \quad \text{se } j = 1 \quad (3.11a)$$

$$T_s^{j,i+1} = T_s^{j,i} + \frac{\Delta t}{m_s c_p} \left[U_s A_s (T_{amb} - T_s^{j,i}) + Q_{up} + Q_{down} + \dots + \frac{(k_f + \Delta k) A_{t,f}}{\Delta x^2} (T_s^{j+1,i} + T_s^{j-1,i} - 2T_s^{j,i}) \right] \quad \text{se } 1 < j < N \quad (3.11b)$$

$$T_s^{j,i+1} = T_s^{j,i} + \frac{\Delta t}{m_s c_p} \left[U_s A_s (T_{amb} - T_s^{j,i}) + Q_{down} + \dot{m}_l c_p (T_r - T_s^{j,i}) + \dots + \frac{(k_f + \Delta k) A_{t,f}}{\Delta x} (T_s^{j-1,i} - T_s^{j,i}) \right] \quad \text{se } j = N \quad (3.11c)$$

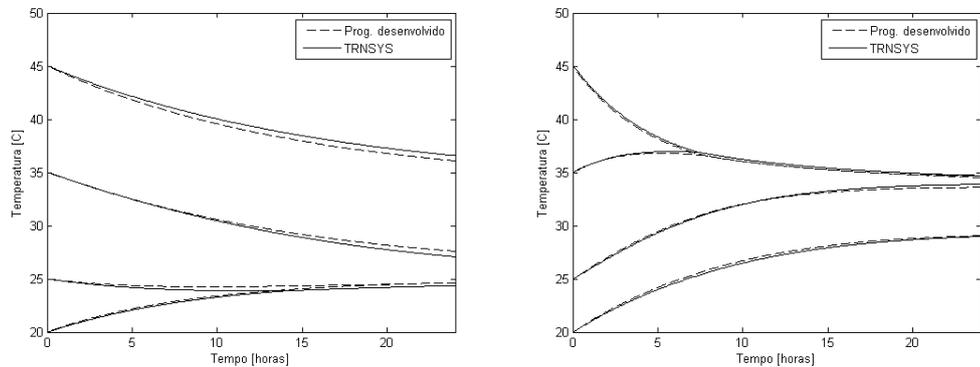
Onde j representa a dependência da variável quanto ao espaço (nó), i representa a dependência da variável quanto ao tempo e Δx [m] a altura do nó. Uma hipótese assumida neste modelo é a de que o fluido se encontra completamente misturado antes de entrar em contato com o nó adjacente. Esse fluxo, que pode ser ascendente ou descendente, é representado na equação acima pelos termos \dot{Q}_{up} e \dot{Q}_{down} foram discretizados como mostrado nas equações abaixo:

$$\dot{Q}_{down} = (\dot{m}_{co} - \dot{m}_l) c_p (T_s^{j-1,i} - T_s^{j,i}) \quad \text{se } \dot{m}_{co} > \dot{m}_l \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_{up} = (\dot{m}_l - \dot{m}_{co}) c_p (T_s^{j+1,i} - T_s^{j,i}) \quad \text{se } \dot{m}_{co} < \dot{m}_l \quad (3.13)$$

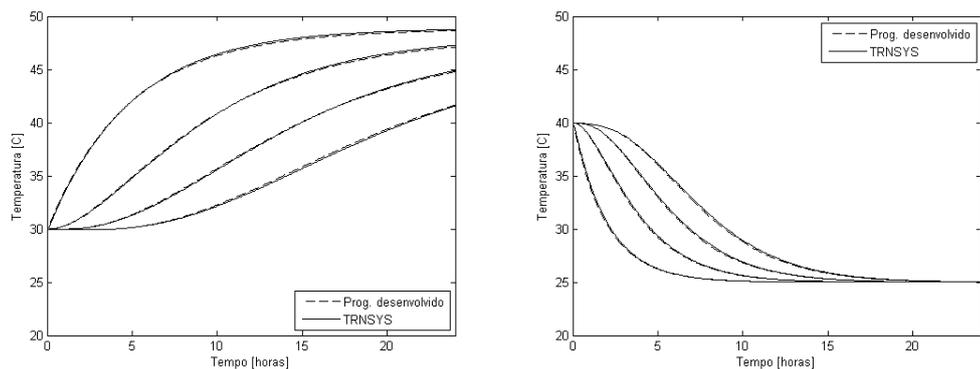
O código escrito para o modelo do reservatório pode ser validado através do *software* TRN-SYS que é bastante utilizado na modelagem de sistemas de aquecimento solar e possui dentro de sua biblioteca um modelo semelhante ao utilizado neste trabalho. As figuras 3.5 e 3.6 mostram o resultado da comparação entre as simulações realizadas pelo programa desenvolvido e pelo *software* TRNSYS utilizando o modelo TYPE-4e. A comparação foi realizada utilizando apenas o modelo do reservatório para várias condições de carga, descarga, resfriamento e aquecimento. As curvas representam o perfil de temperatura ao longo do tempo em cada nó do

tanque simulado.



(a) $\dot{m}_{co} = 0,001\text{kg/s}$, $\dot{m}_l = 0,002\text{kg/s}$, $T_{co} = 35^\circ\text{C}$ e $T_r = 25^\circ\text{C}$ (b) $\dot{m}_{co} = 0,004\text{kg/s}$, $\dot{m}_l = 0,002\text{kg/s}$, $T_{co} = 35^\circ\text{C}$ e $T_r = 25^\circ\text{C}$

Figura 3.5: Descarregamento com perfil inicial estratificado



(a) $\dot{m}_{co} = 0,004\text{kg/s}$, $\dot{m}_l = 0\text{kg/s}$ e $T_{co} = 50^\circ\text{C}$ (b) $\dot{m}_{co} = 0\text{kg/s}$, $\dot{m}_l = 0,002\text{kg/s}$ e $T_r = 25^\circ\text{C}$

Figura 3.6: Carregamento e descarregamento com perfil inicial uniforme

A diferença nos resultados apresentados se deve à inclusão do termo de condução utilizado pelo programa desenvolvido. Quando o mesmo não é considerado, os resultados coincidem de forma bastante satisfatória como mostrado na figura 3.7, que é a repetição do caso mostrado na figura 3.5b, porém, sem o termo de condução. As figuras acima também mostram a baixa influência do fenômeno de condução no perfil de temperatura do reservatório durante o carregamento e descarregamento, onde a convecção é dominante.

3.1.5 Análise financeira

A análise financeira realizada nesse trabalho adotará o método da ECVA (sessão 2.4) como critério de decisão. As variáveis financeiras são calculadas ao final da rotina de simulação do sistema que para o caso específico deste trabalho equivale a o período de um ano. Além da ECVA, é fornecido o período de retorno do investimento e a TIR. Para o cálculo da ECVA segundo a equação 2.58, deve-se inicialmente calcular o CCVA para o sistema convencional e

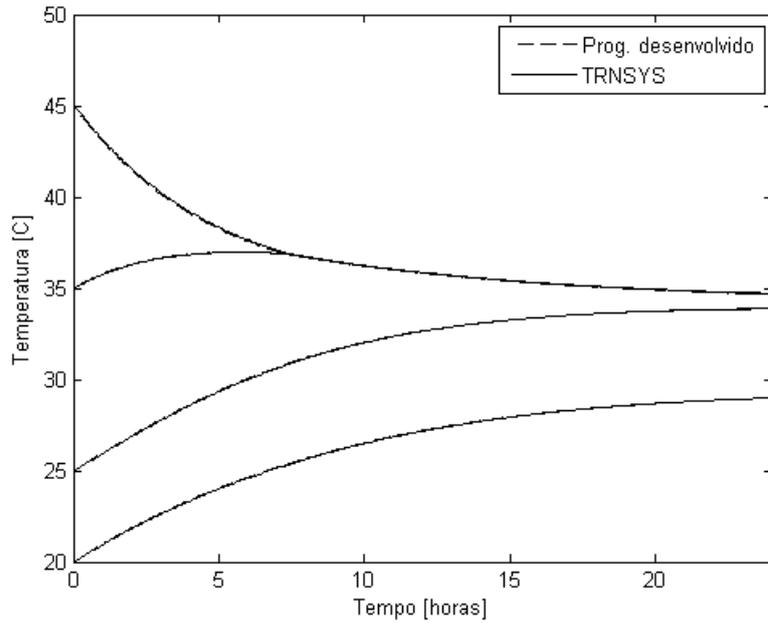


Figura 3.7: Resfriamento com perfil inicial estratificado sem o termo de condução ($\dot{m}_{co} = 0,004\text{kg/s}$, $\dot{m}_l = 0,002\text{kg/s}$, $T_{co} = 35^\circ\text{C}$ e $T_r = 25^\circ\text{C}$)

para o sistema convencional integrado ao sistema solar. O CCVA para o sistema convencional foi calculado pela equação 3.14:

$$CCVA_{conv} = \overbrace{Q_l C_{comb}(VP/SG; d; i; n)(SU/VP; d; n)}^{\text{Custo com combustível}} \quad (3.14)$$

Onde C_{comb} [R\$/J] é a tarifa do combustível e n [anos] o período correspondente a vida útil do sistema. O custo do sistema convencional corresponderá apenas às despesas com combustível. Como o sistema já se encontra instalado seu custo inicial não é levado em consideração. Nesse caso também não será computado o custo com a manutenção, admitindo a hipótese que a integração do sistema de aquecimento solar não causará uma redução na manutenção do sistema já existente. Na equação 3.14 o custo do combustível será considerado como uma série geométrica de despesas, com o valor de sua tarifa aumentando de acordo com a inflação. O primeiro termo corresponde ao valor inicial da despesa, o segundo determinará o valor presente da série geométrica que por fim será transformado em uma série uniforme de pagamentos. O CCVA do sistema convencional integrado ao sistema solar é dado pela equação 3.15.

$$CCVA_{solar} = \overbrace{(C_s + A_{co}C_{co})C_{ins}(SU/VP; d; n)}^{\text{Investimento inicial}} + \overbrace{\dots + (C_s + A_{co}C_{co})C_{ins}C_{man}(VP/SG; d; i; n)(SU/VP; d; n)}^{\text{Custo com manutenção}} + \overbrace{\dots + Q_{aux}C_{comb}(VP/SG; d; i; n)(SU/VP; d; n)}^{\text{Custo com combustível}} \quad (3.15)$$

Onde C_s [R\$] é o custo do reservatório, C_{co} [R\$/m²] é o custo dos coletores, C_{ins} [decimal]

é o custo de instalação e C_{man} [decimal] é o custo com manutenção. Na equação 3.15 o investimento inicial é admitido como uma despesa única no início do período. O custo com manutenção é função do custo inicial do sistema e crescerá de acordo com a inflação. O terceiro termo da equação corresponde ao custo com o combustível auxiliar. Determinado os CCVA dos dois sistemas, a ECVA pode ser calculada pela equação 2.58. O projeto será considerado como economicamente viável para valores positivos da ECVA.

A determinação do período de retorno do investimento, definido conforme a sessão 2.4, e da TIR será realizada através da equação 3.16 (KALOGIROU, 2009):

$$F_{solar} Q_l C_{comb}(VP/VF; i; d; n) = Investimento\ inicial \quad (3.16)$$

Onde é F_{solar} [decimal] é a fração solar. A equação 3.16 foi resolvida através do método iterativo de Newton-Raphson com relação às variáveis n e d a fim de se encontrar o período de retorno do investimento e da TIR, respectivamente.

3.2 Definição do estudo de caso

Como estudo de caso foi escolhido uma lavanderia hospitalar localizada na cidade de Recife-PE. A empresa existe a mais de 14 anos e presta serviços a hospitais e clínicas da região, atendendo hoje cerca de 40 clientes. A lavanderia funciona 24 horas por dia, 7 dias por semana e utiliza água quente para as lavadoras a uma temperatura de 60°C. Dos 9 processos¹ realizados pela lavanderia, 4 deles consomem água quente perfazendo uma demanda total de 515,4m³/mês, sendo este valor 7,2% do total de água consumida nos processos de lavagem. Para o aquecimento dessa água a empresa utiliza um *boiler* com tanque horizontal de 3m³ consumindo cerca de 16.000m³/mês de gás natural fornecidos pela companhia do estado. Segundo dados do fabricante, o *boiler* possui um rendimento energético de 85%.

A instrumentação do local torna-se difícil pela própria natureza da atividade da lavanderia que lida com material hospitalar e possui certas restrições quanto à circulação de pessoal devido a normas de segurança. Outro fator é que a instalação de instrumentos levaria a parada de alguns equipamentos o que é indesejável numa empresa que funciona em turno contínuo durante todo o ano. Dessa forma, para construção do perfil de demanda de água quente foi realizada a partir das informações fornecidas pela própria empresa. Como exemplo, a tabela² 3.1 mostra as informações que disponíveis para um determinado processo.

Também foi disponibilizado para cada processo a quantidade de roupa lavada por mês e o número de processos realizados. Com base nessas informações foi construído o perfil de demanda de água quente mostrado na figura 3.8.

Para a determinação do perfil mostrado na figura 3.8 foram feitas algumas considerações. É sabido que diferentes processos ocorrem em paralelo nas 6 máquinas que a lavanderia possui. Dessa forma foi estabelecido que se um processo ocorre em média 4 vezes ao dia, por exemplo, e dura 60min cada um, eles serão distribuídos uniformemente durante o dia com um intervalo de 5 horas entre cada processo. O raciocínio foi aplicado para cada processo que utiliza água quente

¹Entenda-se como “processo” apenas a atividade de lavagem realizada pela lavanderia.

²Informações como o tipo de produto utilizado, sua quantidade e o tipo de operação executada pela lavadora serão omitidos aqui.

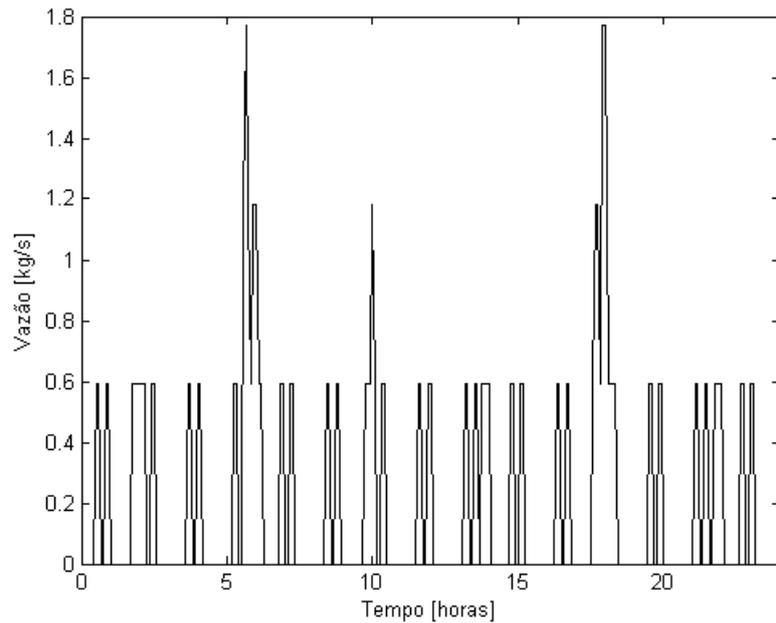


Figura 3.8: Perfil de demanda de água quente (60°C) utilizado no estudo de caso

e seus perfis foram sobrepostos resultando na figura 3.8. Assim, esse será o perfil utilizado para representar o consumo de água quente da lavanderia durante todo ano. Segundo a empresa, está hipótese pode ser adotada já que a mesma possui contratos fixos com clientes e os processos tendem a se repetir diariamente apenas com pequenas variações no volume roupas.

3.2.1 Sistema proposto

O sistema proposto será formado por um banco de coletores de placa plana composto por módulos conectados em paralelo. A circulação do fluido nos coletores será feita através de bomba (sistema ativo). A água aquecida nos coletores será enviada ao reservatório térmico (sistema direto) que por sua vez estará conectado ao *boiler* já existente na indústria, que servirá como fonte de energia auxiliar quando a temperatura do reservatório térmico ficar abaixo dos 60° necessários. Caso ocorra o oposto, água vinda da rede de abastecimento poderá ser misturada no *boiler* até que seja atingida a temperatura ideal de demanda. Por fim a água do *boiler* é enviada para as lavadoras. Um esquema do sistema proposto é mostrado na figura 3.9.

Tabela 3.1: Exemplo de um processo de lavagem realizado pela lavanderia

Operação	Tempo [<i>min</i>]	Tempertura da água [$^{\circ}\text{C}$]	Consumo [<i>l/kgroupa</i>]
1	8	ambiente	6
2	10	60	3
3	2	ambiente	6
4	35	60	3
5	4	ambiente	6
6	5	ambiente	3

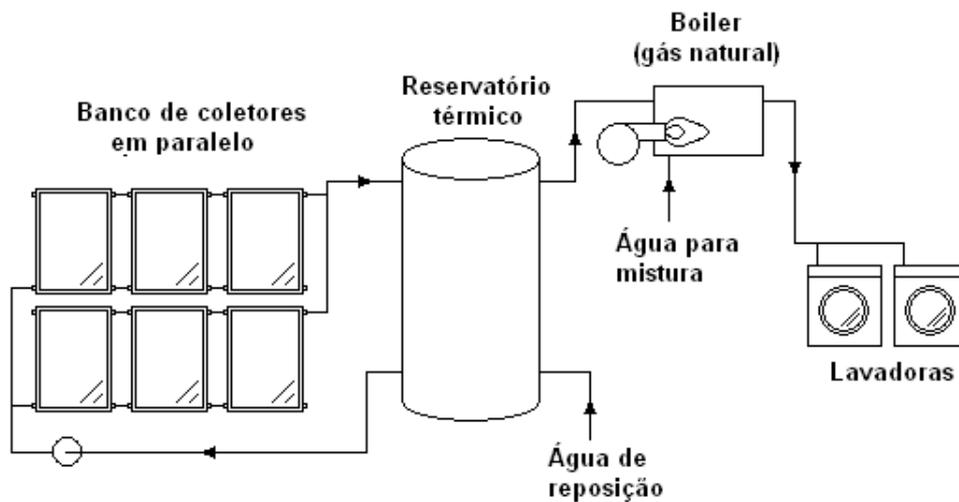


Figura 3.9: Esquema do sistema de aquecimento solar proposto

3.2.2 Dimensionamento do sistema

Inicialmente o sistema será dimensionado conforme algumas práticas comuns recomendadas por fabricantes e encontradas na literatura. Esse sistema inicial, denominado a partir de agora de “caso base” será utilizado como ponto de partida nas simulações.

De acordo com (INMETRO, 2009), considerando apenas os coletores que possuem o selo PROCEL, os coletores solares produzem uma média de $80,4 kWh/m^2 \cdot mês$. Para fornecer água a uma temperatura de $60^\circ C$, levando em consideração o perfil de demanda da lavanderia, são necessários uma média de $78.953 MJ/mês$. Dessa forma seria necessária uma área de $272,8 m^2$ de coletores ou aproximadamente 169 unidades considerando uma área de $1,62 m^2$ pra cada coletor. Para o volume do tanque será utilizada a relação de $50 l/m^2$, bastante empregada para o dimensionamento de sistemas (KALOGIROU, 2009). A vazão nos coletores será de $30 kg/hm^2$, e os mesmos estarão voltados para o norte sob um ângulo de inclinação de $\phi + 15^\circ$ com relação a superfície. O poder calorífico superior do combustível (gás natural) será igual a $9.400 kcal/m^3$. Todas as outras propriedades físicas foram consideradas constantes e determinadas a partir da média entre os seus valores a 25 e $60^\circ C$. A tabela 3.2 faz um resumo de dos parâmetros utilizados para o caso base.

A partir do caso base, serão realizadas simulações para o dimensionamento dos principais componentes/parâmetros do sistema, a saber: ângulo de inclinação, vazão e área dos coletores e volume do reservatório térmico. Estes serão determinados seguindo a metodologia de otimização semelhante à utilizada por Kalogirou (2003), Hobbi e Siddiqui (2009), Abdel-Dayem e Mohamad (2001). O parâmetro escolhido para otimização foi a ECVA, ou seja, será definido como ótima e economicamente viável a configuração que resultar no maior valor positivo para a ECVA.

3.3 Custos e índices econômicos

Segundo Banco Central (2010), não há um índice oficial do governo federal para inflação de períodos passados. A inflação no Brasil é medida por meio de diversos índices, divulgados

por várias instituições, tais como o Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), a Fundação Getúlio Vargas (FGV), a Fundação Instituto de Pesquisas Econômicas (FIPE). Para a análise financeira realizada neste trabalho foi escolhido o Índice de Preços ao Consumidor Amplo (IPCA) como taxa de inflação, pois este é o índice que tem servido de base para o cálculo das metas de inflação pelo Banco Central.

O IPCA é fornecido pelo IBGE e abrange as famílias com rendimentos mensais compreendidos entre 1 e 40 salários mínimos, qualquer que seja a fonte de rendimentos, e residentes nas áreas urbanas das regiões metropolitanas de 12 capitais brasileiras (IBGE, 2010). A figura 3.10 mostra a série histórica do IPCA para o período de janeiro de 2005 até dezembro de 2009. O valor adotado como taxa de inflação para a análise financeira deste trabalho será a média do IPCA para esse período que foi de 5,05%.

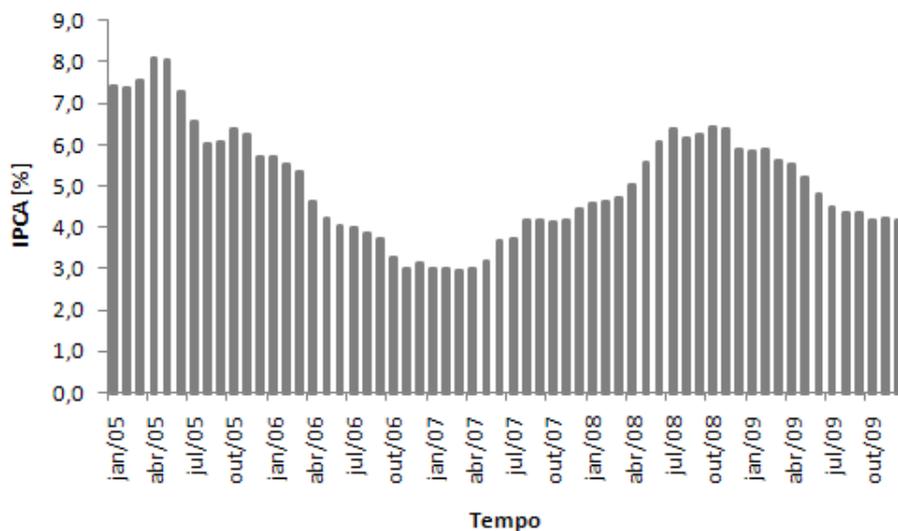


Figura 3.10: Série histórica do IPCA para o período de janeiro de 2005 até dezembro de 2009 (fonte: Banco Central (2010))

O valor ideal para a TMA é a taxa de rentabilidade do próprio empreendimento, nesse caso, a lavanderia, porém este dado não está disponível. Dessa forma será adotada como taxa mínima atrativa a taxa do Sistema Especial de Liquidação e Custódia (SELIC). A taxa SELIC se origina

Tabela 3.2: Parâmetros utilizados no caso base para as simulações realizadas

Parâmetro	Unid.	Valor
Área de coletores	m^2	272,8
Razão V_s/A_{co}	l/m^2	50
β	graus	$\phi + 15$
Vazão nos coletores	kg/hm^2	30
F_{solar}	%	86,69
$\eta_{en.coletor}$	%	48,70
Investimento inicial	R\$	122.057,43
ECVA	R\$	18.258,75
Payback	anos	5,9
TIR	%	27,56

de taxas de juros observadas no mercado (BANCO CENTRAL, 2010) e é utilizada na negociação de títulos públicos. Os títulos públicos são emitidos pelo governo para angariar fundos e se caracterizam como uma opção de investimento de baixo risco. A figura 3.11 mostra a série histórica da taxa SELIC para o período de janeiro de 2005 até dezembro de 2009. O valor adotado como TMA para a análise financeira deste trabalho será a média da taxa SELIC para esse período que foi de 13,84%.

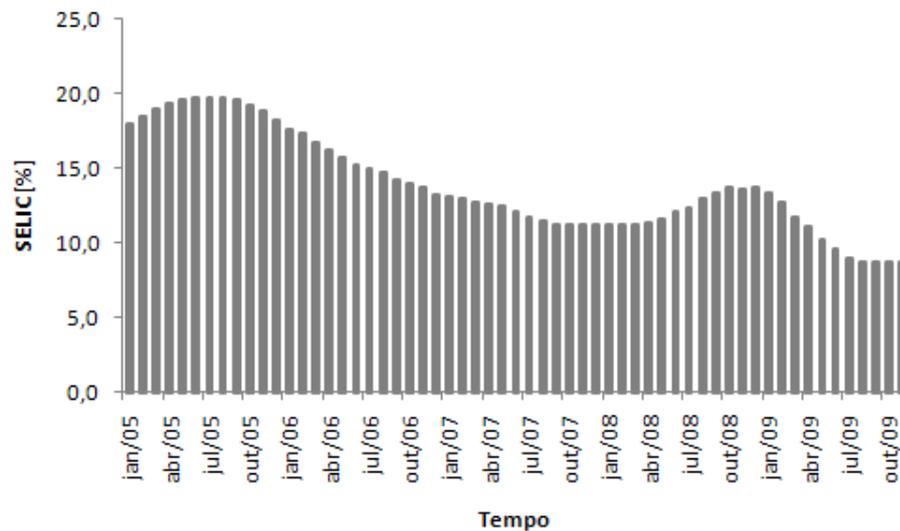


Figura 3.11: Série histórica da taxa SELIC para o período de janeiro de 2005 até dezembro de 2009 (fonte: Banco Central (2010))

A determinação do custo do coletor foi feita a partir de preços levantados em lojas do mercado de varejo. Ao todo 5 lojas foram pesquisadas perfazendo um total de 31 modelos de coletores de 7 fabricantes diferentes. Durante a pesquisa pode-se notar a deficiência nas informações disponibilizadas pela loja/fabricante ao consumidor. A falta de informações vai da especificação do material da placa coletora até coletores que possuíam o selo do PROCEL, porém seus nomes/modelos não constavam em INMETRO (2009).

Quanto à relação qualidade (medida através da qualificação dada pelo IMETRO) *versus* custo [$R\$/m^2$], os dados colhidos na pesquisa apresentaram um coeficiente de correlação Pearson de 0,36. Isso indica que, para essa amostra, há uma correlação fraca entre a qualidade do coletor e o seu custo por unidade de área. Dessa maneira não será levada em consideração a qualidade do coletor na constituição do seu preço. O mesmo será determinado apenas pela média do custo em $R\$/m^2$ entre todos os valores colhidos, o que equivale a $330,97R\$/m^2$.

Da mesma forma que para o custo do coletor, o custo do reservatório foi definido através dos preços coletados em lojas de varejo. Ao todo, preços de 26 modelos de 4 fabricantes diferentes foram coletados em 5 lojas. Novamente a precariedade das informações fornecidas pelo fabricante/loja foi percebida visto que outros 20 modelos pesquisados foram excluídos da amostragem final devido à falta de informação sobre o seu material de fabricação.

Os reservatórios pesquisados são para uso em sistemas domésticos e os volumes de 0,2 a $1m^3$. Naturalmente, sistemas industriais utilizam reservatórios com volumes superiores. Partindo dessa premissa, os valores coletados foram utilizados para definir uma equação que relacione o volume do tanque com seu preço final. Entre os 26 modelos existem tanques fabricados

em aço inox e aço carbono vitrificado. As figuras 3.12 e 3.13 mostram as curvas ajustadas relacionando o volume do tanque [m^3] ao seu valor [R\$] para reservatórios fabricados em inox e aço carbono vitrificado.

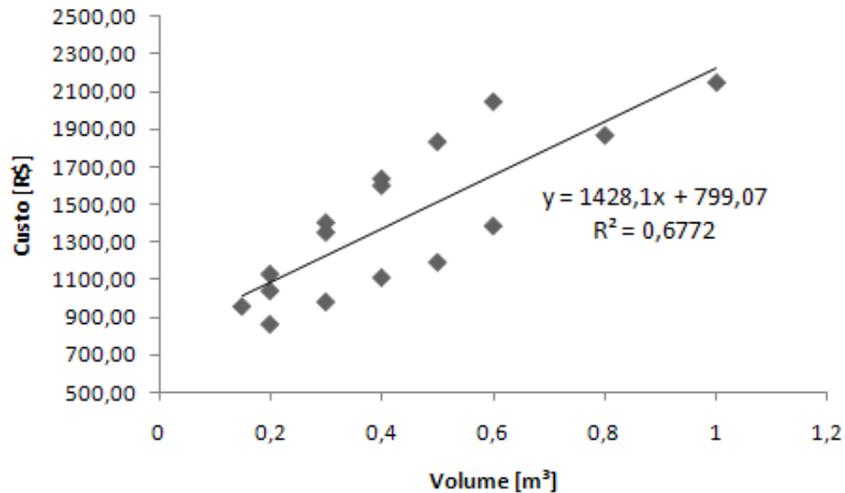


Figura 3.12: Ajuste de curva para o custo dos reservatórios fabricados em aço inox

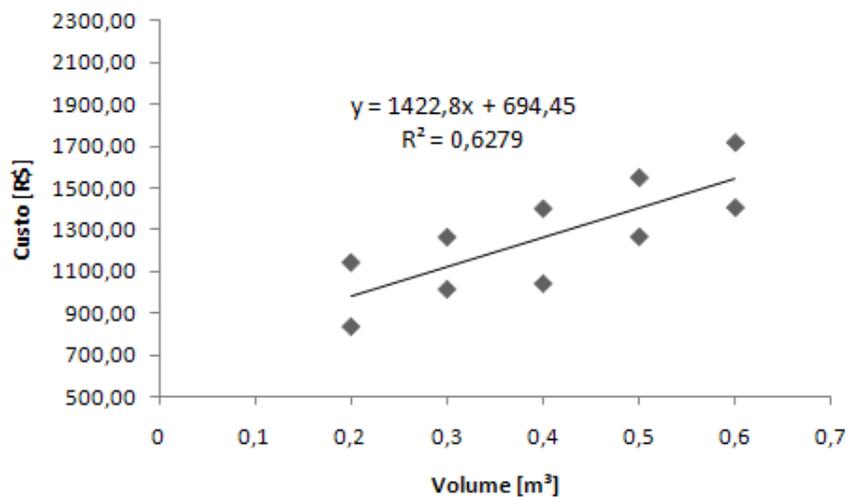


Figura 3.13: Ajuste de curva para o custo dos reservatórios fabricados em aço carbono

Os coeficientes de determinação R^2 de ambas as curvas podem ser considerados moderados. Apesar da relação linear entre o volume e o custo do reservatório, o seu valor final varia bastante dependendo da loja consultada. Isso pode ser verificado através das figuras 3.12 e 3.13 que mostram claramente grupos de dados com tendências semelhantes, porém afastados entre si. O material escolhido para o reservatório utilizado no sistema a ser simulado será o aço inox e seu custo será dado pela equação da curva ajustada mostrada na figura 3.12. Por fim, a tabela 3.3 mostra um resumo de todos os índices e custos utilizados nas simulações do sistema de aquecimento.

Tabela 3.3: Índices e custos utilizados nas simulações

Índice/custo	Unid.	Valor
Taxa de inflação	%	5,05
Taxa mínima atrativa	%	13,84
Tempo de vida útil	anos	20
Coletor	R\$/m ²	330,97
Reservatório	R\$	$C_s = 1428,1V_s + 799,07$
Combustível	R\$/m ³	1,1448

4 *Resultados e discussão*

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos utilizando-se a metodologia descrita no capítulo anterior. Inicialmente será investigada a influência dos modelos e dados de radiação nos resultados finais de projetos de sistemas de aquecimento solar de longo prazo. Posteriormente será discutida a influência do ângulo de inclinação dos coletores e por seguinte serão determinados os principais parâmetros para o sistema de aquecimento do caso em estudo. Ao final será analisada a sensibilidade dos resultados aos parâmetros financeiros utilizados no estudo.

4.1 *Influência dos dados de radiação em simulações de longo prazo de sistemas de aquecimento solar*

Em projetos de engenharia busca-se a exatidão dos dados que serão utilizados nos diversos parâmetros envolvidos no sistema em estudo. Dependendo do caso, pequenas variações nos dados de entrada podem afetar de forma significativa os resultados finais encontrados. Em se tratando de projetos de engenharia essa propagação de incertezas pode vir a inviabilizar técnica ou economicamente um projeto dependendo da tolerância admitida para o caso em questão. A variação nos resultados alcançados ganha ainda mais importância quando se trata de projetos que envolvem grandes investimentos. Indústrias de geração de energia elétrica através de energia solar, por exemplo, necessitam de investimentos consideráveis e erros inferiores a $\pm 5\%$ podem comprometer a lucratividade de um projeto em longo prazo (GUEYMARD, 2009).

Nessa sessão será avaliada a influência dos modelos de radiação em superfícies inclinadas nos resultados de simulação de longo prazo de sistemas de aquecimento solar. A importância desses modelos foi discutida na sessão 2.1.7. São muitos os trabalhos que buscam determinar qual o modelo de radiação em superfícies inclinadas mais adequado ou que mais se aproxima de valores experimentais. Através desses trabalhos ainda não é possível se obter um modelo que possua um caráter universal já que os resultados das comparações entre modelos divergem dependendo da região do estudo.

Foram escolhidos para avaliação 5 modelos de radiação em superfícies inclinadas frequentemente utilizados na literatura sendo 3 anisotrópicos e 2 isotrópicos, são eles o modelo de Hay, Reindl, Temps-Coulson, Liu-Jordan e Badescu respectivamente. Foram utilizados dados de radiação médios medidos em intervalos de 5 minutos na cidade de Natal-RN no ano de 2009 disponibilizados pelo Laboratório de Variáveis Ambientais e Tropicais (LAVAT). Os dados brutos foram tratados seguindo a metodologia descrita na sessão 3.1.1, para os meses de janeiro, fevereiro, outubro, novembro e dezembro forma utilizados dados do ano de 2008 devido à baixa qualidade desses meses no ano de 2009.

Na tabela abaixo são mostrados os índices K_t e K_d definidos como $\frac{H}{H_0}$ e $\frac{H_d}{H}$, respectivamente para cada mês do ano.

Tabela 4.1: Valores de K_t e K_d para os meses do ano

	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
K_t	0,62	0,63	0,59	0,52	0,49	0,47	0,51	0,55	0,55	0,61	0,65	0,65
K_d	0,31	0,30	0,33	0,36	0,33	0,42	0,36	0,34	0,41	0,32	0,29	0,29

Os resultados da tabela mostram o grande potencial solar da cidade com um K_t médio de 0,57 (atingindo uma média diária de 0,72 para o dia 16/12/2008), permanecendo apenas dois meses do ano abaixo de 0,5. Os altos valores de K_t associados aos baixos valores de K_d indicam dias claros com forte incidência de radiação direta que é a responsável pela maior parcela da energia fornecida em sistemas de aquecimento solar. Nos meses de inverno apesar dos valores de K_t ainda serem relativamente altos, a incidência de radiação é menor e a sua “qualidade” também diminui devido à presença de nuvens o que faz aumentar os valores de K_d . Apesar dos valores acima serem relativos à cidade de Natal-RN, não há motivos para grandes diferenças com relação ao potencial solar energético da cidade de Recife-PE já que as duas estão em regiões litorâneas, possuem clima semelhante e uma diferença na latitude inferior a $2,5^\circ$.

Na figura 4.1 são mostrados os valores de radiação média diária para cada mês, fornecidos por cada modelo para os doze meses do ano para uma inclinação de $15,8^\circ$ ($\phi + 10$).

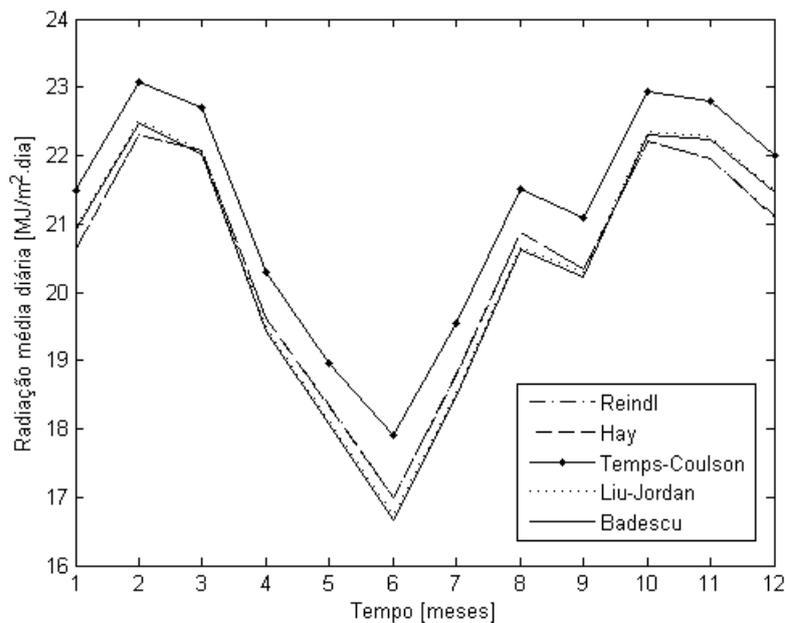


Figura 4.1: Radiação global média diária na cidade de Natal-RN para os 12 meses do ano ($\beta = \phi + 10$)

Cabe aqui ressaltar que a partir dos dados acima não é possível determinar qual modelo de uso mais adequado para a região. Pois para isso são necessários dados de radiação medidos em

plano inclinado para a devida comparação, através de parâmetros estatísticos, com os resultados obtidos pelos modelos. Infelizmente tais variáveis não são coletadas pela estação do LAVAT.

Apesar da divergência mencionada anteriormente entre os resultados das comparações feitas entre modelos, certos modelos apresentam tendências semelhantes em diversos trabalhos. Evseev e Kudish (2009b), Noorian, Moradi e Kamali (2008), Diez-Mediavilla, Miguel e Bilbao (2005) demonstram a baixa performance do modelo de Temps-Coulson, em Noorian, Moradi e Kamali (2008) o modelo superestima a radiação difusa enquanto que em Evseev e Kudish (2009b) os valores são subestimados com uma melhor performance para dias claros. Na figura 4.1 o modelo de Temps-Coulson fornece os valores mais altos de radiação para todos os meses do ano. A diferença chega a 6,89% no mês de junho com relação ao modelo de Badescu, o que sugere o baixo desempenho desse modelo como apontado nos trabalhos já mencionados. Porém não é possível dizer se o mesmo tende a superestimar ou subestimar os níveis de radiação incidente. A diferença entre os modelos mostra um crescimento nos meses de junho e julho onde a frequência de dias nublados é maior, sendo também maior a parcela de radiação difusa computada sob diferentes formas por cada modelo.

Devido à própria semelhança existente na formulação dos modelos de Hay e Reindl, ambos apresentam valores e tendências semelhantes como mostrado na figura 4.1. Em Noorian, Moradi e Kamali (2008), Kambezidis, Psiloglou e Synodinou (1997) os modelos apresentaram bom desempenho. Em Evseev e Kudish (2009b) é verificado que o modelo de Hay apresenta melhores resultados em dias de céu bastante nublado. É interessante notar que quando comparados os modelos anisotrópicos de Hay e Reindl com o isotrópico de Liu-Jordan, os modelos anisotrópicos apresentam valores maiores nos meses de K_t mais elevado havendo uma inversão nos meses de menor K_t . Isso pode levar a uma compensação de erros fazendo que de uma maneira geral os modelos apresentem desempenhos próximos.

A variação cresce à medida que se aumenta o ângulo de inclinação da superfície como mostrado na figura 4.2 construída para $\beta = 35,8^\circ$ ($\phi + 30$). É observado também que os modelos conservam a mesma tendência, ou seja, o modelo de Temps-Coulson continua fornecendo os maiores valores.

As figuras 4.3 e 4.4 mostram o perfil de radiação global em um dia de céu claro ($K_t = 0,72$) para ângulos de inclinação de $\phi + 10$ e $\phi + 30$, respectivamente, onde se vê o aumento da discrepância entre os modelos com o ângulo de inclinação. A diferença relativa cresce ainda mais em dias de céu nublado ($K_t = 0,17$) como mostrado nas figuras 4.5 e 4.6 onde pode chegar a 21%.

Para avaliar o efeito da escolha do modelo de radiação nos resultados de simulação de longo prazo de sistemas de aquecimento solar, foi simulado o caso base (sessão 3.2.2) utilizando os 5 modelos avaliados nesse trabalho. Os resultados são mostrados na tabela 4.2.

Os resultados (tabela 4.2) mostram uma diferença máxima na ECVA de 3,6% entre os modelos de Temps-Coulson e Badescu. Ambos foram responsáveis pela maioria dos valores máximos e mínimos de radiação média diária apresentados nas figuras 4.1 e 4.2. O fato do modelo de Liu-Jordan ter fornecido valores praticamente idênticos aos de Reindl pode-se atribuir à compensação de resultados já que pra alguns meses do ano o modelo isotrópico estima valores de radiação superiores ao modelo de Reindl e para outros meses os valores estimados são inferiores.

A variação dos resultados nas simulações de longo prazo devido à aplicação de diferentes

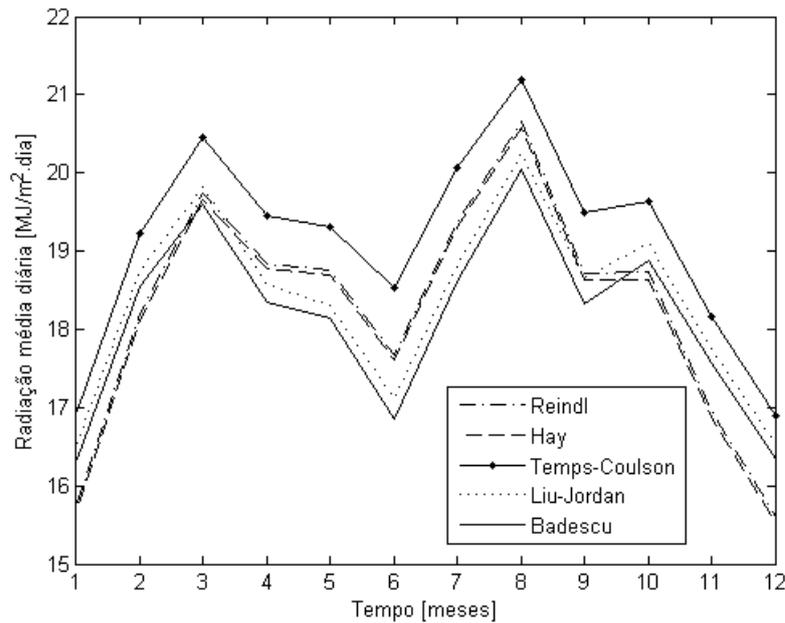


Figura 4.2: Radiação global média diária na cidade de Natal-RN para os 12 meses do ano ($\beta = \phi + 30$)

Tabela 4.2: Resultados da simulação do caso base para cada modelo de radiação em superfície inclinada

	Unid.	Reindl	Hay	Temps-Coulson	Liu-Jordan	Badescu
ECVA	R\$	18.351,48	18.340,09	18.929,49	18.341,20	18.250,82
Payback	anos	5,98	5,98	5,86	5,98	6,00
TIR	%	27,62	27,62	27,99	27,62	27,56
F_{solar}	%	86,90	86,88	88,21	86,88	86,67
$\eta_{en.coletor}$	%	50,07	50,08	49,80	50,03	50,09

modelos pode ser considerada pequena, tendo em vista que o próprio instrumento de medição possui uma incerteza de 3% (LAVAT, 2009). Essa pequena variação pode ser atribuída ao fato de haver uma compensação de erros ao longo do ano como também as próprias características dos dados de radiação. Estes são constituídos em sua maior parte por dias de céu claro o que leva a um bom desempenho dos modelos, já que a principal diferença entre eles está na forma de como se trata a radiação difusa anisotrópica. Em dias de céu claro essa parcela possui um peso menor no cômputo geral.

Os resultados de longo prazo também não foram significativos o suficiente para inviabilizar o projeto em questão. Entretanto, em projetos de grande escala, erros dessa magnitude podem mascarar sua rentabilidade e exigem uma maior atenção visto a grande quantidade de capital investido. Através dos resultados acima não é possível afirmar se um determinado modelo está super ou subestimando o retorno financeiro do projeto, para isso seria necessário uma comparação com dados experimentais de radiação em superfície inclinada como mencionando anteriormente.

Como discutido na sessão 2.1.4.1 existem diferentes formas de se disponibilizar dados so-

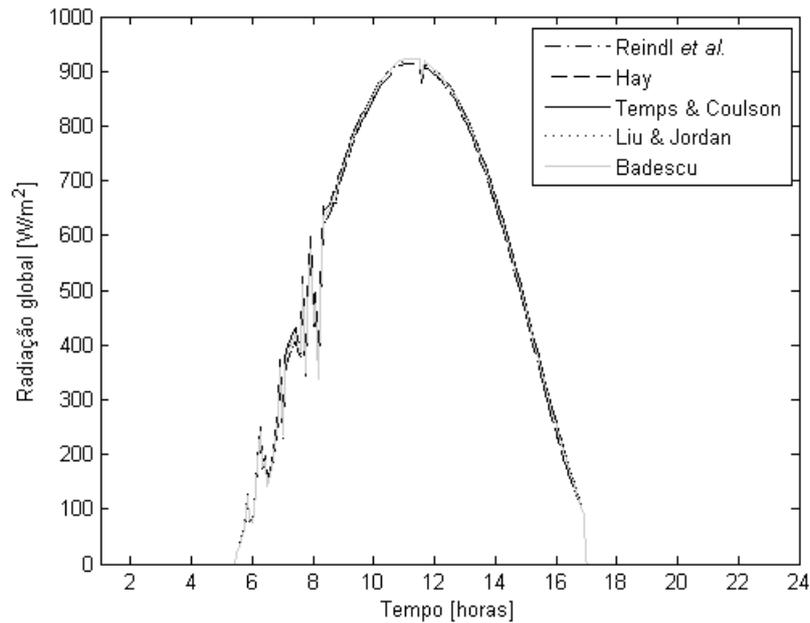


Figura 4.3: Radiação global na cidade de Natal-RN (16/12/2009), $K_t = 0,72$ e $\beta = \phi + 10$

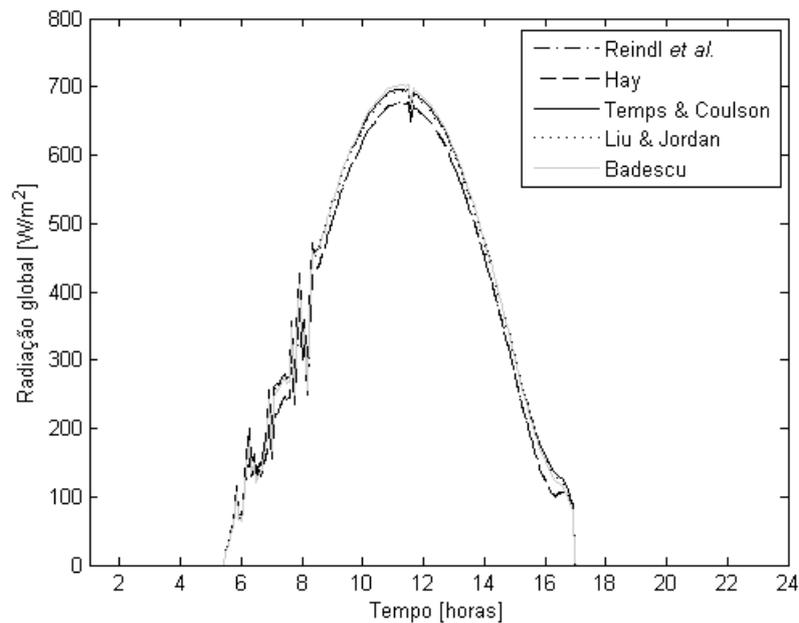


Figura 4.4: Radiação global na cidade de Natal-RN (16/12/2009), $K_t = 0,72$ e $\beta = \phi + 30$

larimétricos. A forma mais comum é através de médias diárias mensais de radiação global presentes em atlas ou *softwares*. Dessa maneira podem-se agrupar séries de dados para diversas regiões em uma mesma publicação. O uso desses dados em simulações requer a aplicação de modelos empíricos e interpolações para que se chegue à forma adequada para a sua utilização em programas.

Os modelos unidimensionais de tanques de armazenamento utilizam intervalos de tempo inferiores a 3600s (OLIVESKI; KRENZINGER; VIELMO, 2003). Assim, médias horárias devem ser estimadas a partir das médias diárias (sessão 2.1.5) e caso o modelo utilize intervalos de

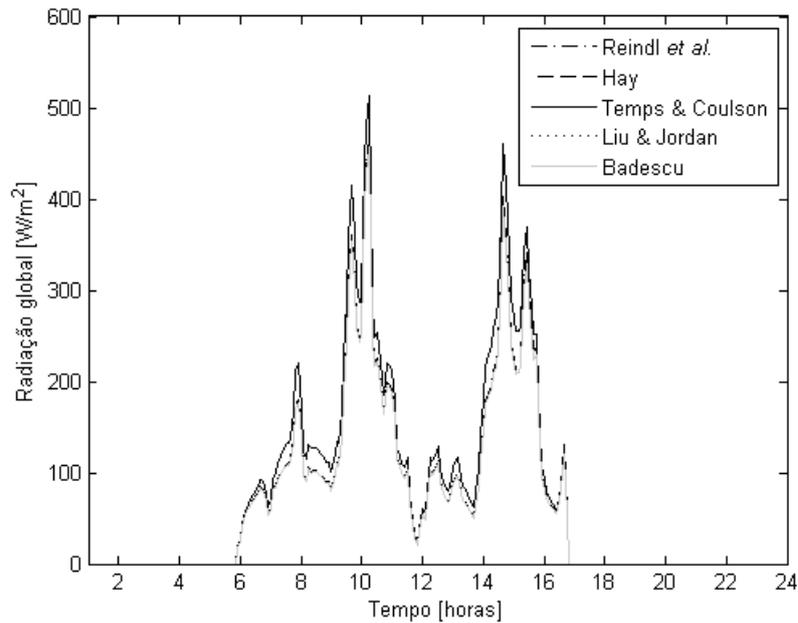


Figura 4.5: Radiação global na cidade de Natal-RN (11/06/2009), $K_t = 0,17$ e $\beta = \phi + 10$

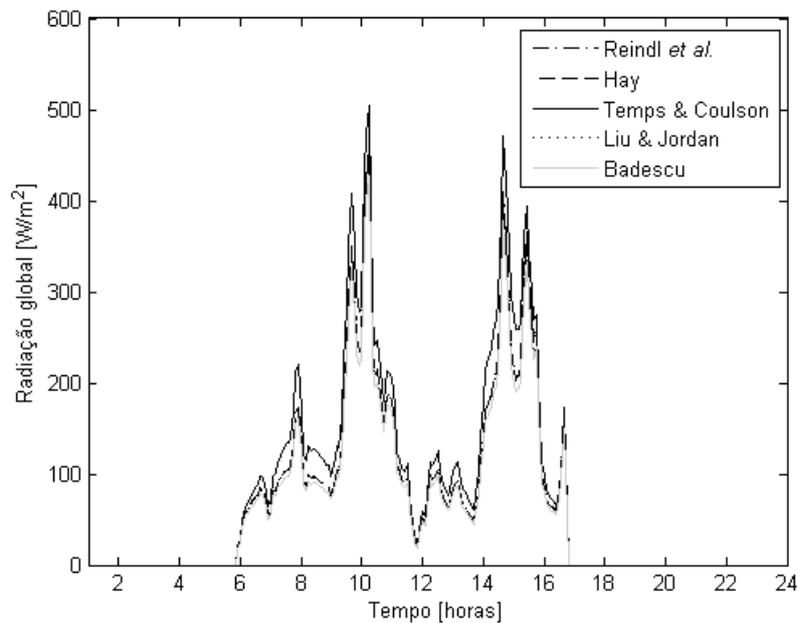


Figura 4.6: Radiação global na cidade de Natal-RN (11/06/2009), $K_t = 0,17$ e $\beta = \phi + 30$

tempo inferiores a 3600s uma interpolação dos valores de ser feita. Além do modelo utilizado para estimar as médias horárias, correlações para separação de radiação difusa (sessão 2.1.6) e modelos de radiação incidente em superfícies inclinadas devem ser aplicados aos dados.

A figura 4.7 mostra o perfil de radiação global num plano horizontal medido no dia 17/01/2008 ($K_t = 0,57$) e o seu perfil estimado a partir da média diária do mesmo mês. Naturalmente como se trata de uma estimativa a partir das médias diárias não se consegue prever a presença de nuvens. Para esse dia específico a radiação (obtida através da integração das curvas) medida foi de $21,730MJ/m^2/dia$ enquanto que a estimada foi de $22,911MJ/m^2/dia$, resultado satisfatório

considerando a incerteza do instrumento.

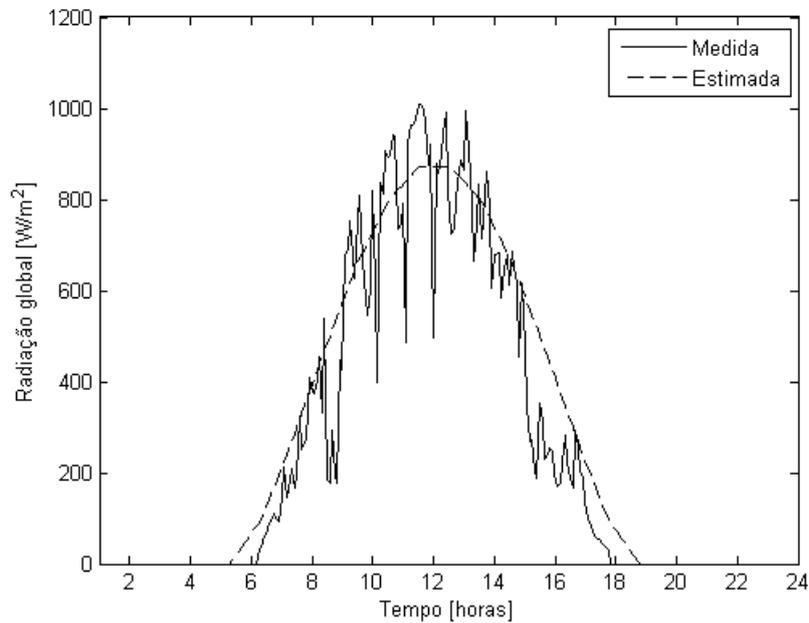


Figura 4.7: Radiação global medida e estimada num plano horizontal para cidade de Natal-RN (17/01/2008), $K_t = 0,57$

A figura 4.8 mostra um perfil de céu claro ($K_t = 0,74$) do dia 01/01/2008 onde a radiação medida foi de $28,325 MJ/m^2 dia$ enquanto que a estimada foi de $22,911 MJ/m^2 dia$, resultando numa diferença de 25% entre os dois valores. Na figura 4.5 é mostrado um perfil de dia nublado ($K_t = 0,33$) do dia onde a radiação $12,613 MJ/m^2 dia$ e a estimada foi de $22,911 MJ/m^2 dia$, superestimando o valor medido em 82%.

Apesar da grande inconsistência mostrada nos exemplos mostrados nas figuras 4.7 a 4.9, a tendência é que esses casos extremos diminuam quando utilizadas séries históricas de dados medidos.

Para avaliar o efeito da aplicação da utilização de médias diárias em simulação de longo prazo de sistemas de aquecimento, o caso base foi simulado utilizando-se médias medidas em intervalos tempo de $5min$ e médias diárias mensais dos respectivos meses da cidade de Natal-RN. Para os dois casos foram utilizados os mesmos modelos de radiação em superfície inclinada. Os resultados são mostrados na tabela 4.3.

Tabela 4.3: Resultados da simulação do caso base utilizando dados de radiação medida e estimada através de modelos para a cidade de Natal-RN

	Unid.	Radiação estimada	Radiação medida
ECVA	R\$	19.563,92	18.351,48
Payback	anos	5,74	5,98
TIR	%	28,39	27,62
F_{solar}	%	89,65	86,90
$\eta_{en.coletor}$	%	47,90	50,07

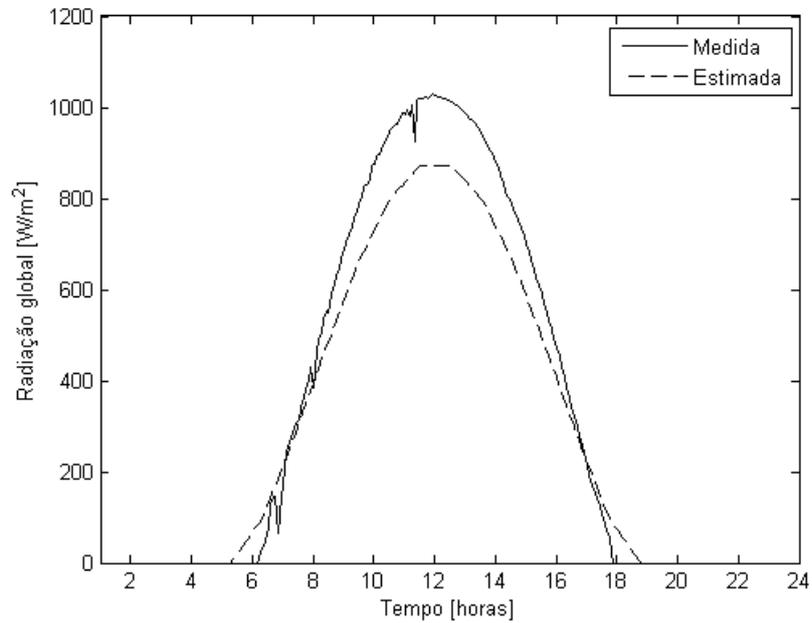


Figura 4.8: Radiação global medida e estimada num plano horizontal para cidade de Natal-RN (01/01/2008), $K_t = 0,74$

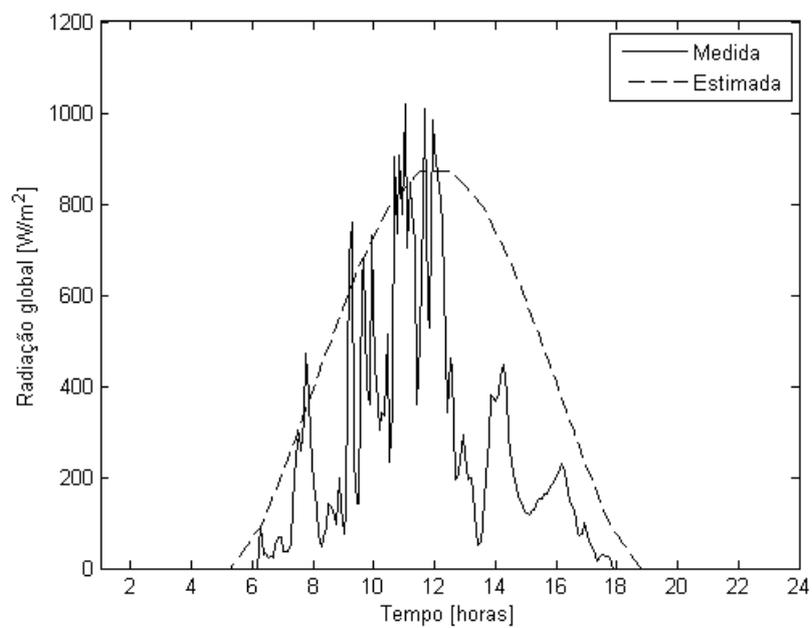


Figura 4.9: Radiação global medida e estimada num plano horizontal para cidade de Natal-RN (30/01/2008), $K_t = 0,33$

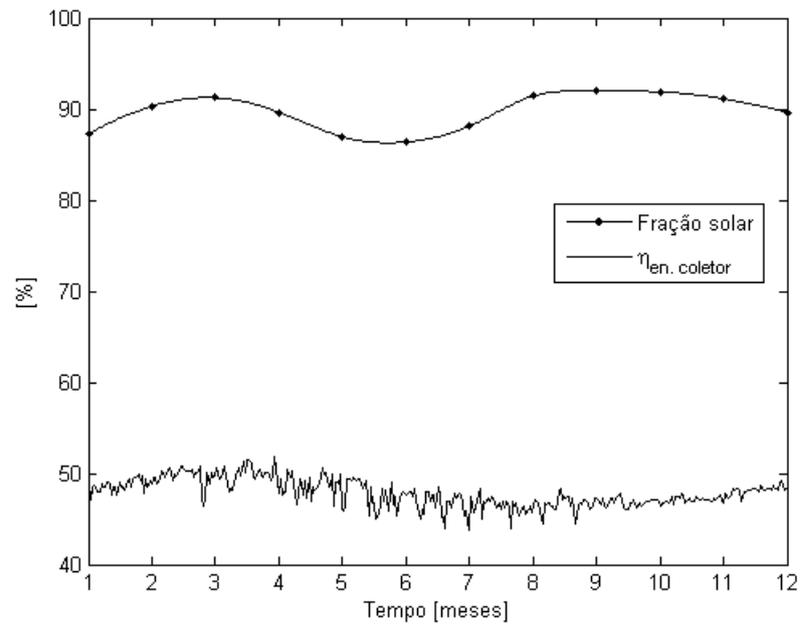


Figura 4.10: F_{solar} e $\eta_{en.coletor}$ para dados de radiação estimados

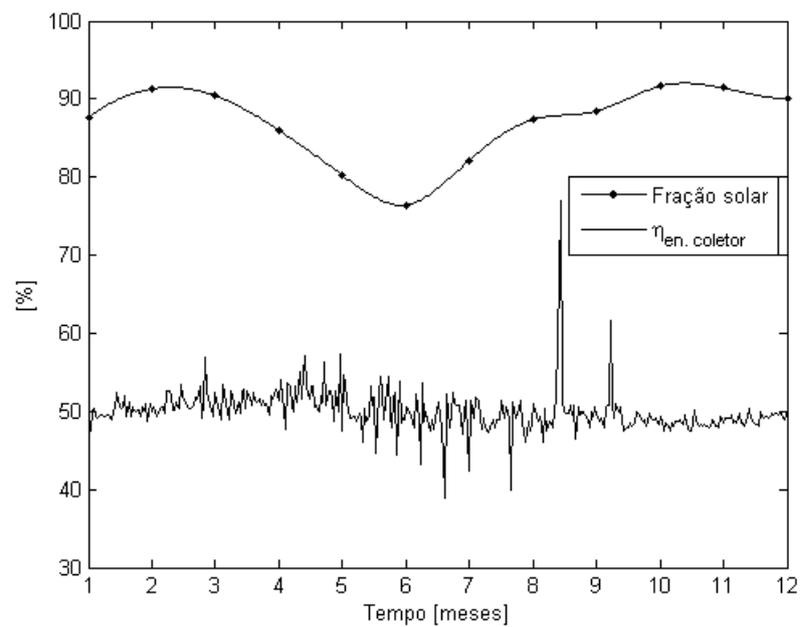


Figura 4.11: F_{solar} e $\eta_{en.coletor}$ para dados de radiação medidos

Os resultados da tabela 4.3 mostram que a radiação estimada a partir das médias diárias mensais acabou por superestimar os resultados finais. Através dos perfis de fração solar mostrados na figura 4.10 e 4.11 pode-se ver que os resultados divergem de forma mais acentuada nos meses de maio, junho e julho. Nesses meses a frequência de céu nublado é maior e os modelos de estimativa de radiação horária tendem a superestimar a radiação incidente como mostrado na figura 4.9. A radiação estimada apresentou um melhor comportamento nos três meses finais e iniciais do ano onde há uma maior frequência de dias com céu claro ou com poucas nuvens.

4.2 Determinação do ângulo de inclinação dos coletores

A partir dessa sessão serão determinados os principais parâmetros do sistema de aquecimento solar para o caso da lavanderia estudada seguindo a metodologia descrita na sessão 3.2.2. No caso base foram utilizadas médias diárias mensais de radiação global para a cidade de Recife-PE (TIBA *et al.*, 2004). Os modelos utilizados nos dados de radiação foram o de Collares-Pereira para separação de radiação difusa e de Reindl para a determinação da radiação incidente numa superfície inclinada. O passo de tempo do programa foi de 300s, para isso os dados de radiação foram interpolados a partir das médias horárias estimadas utilizando os modelos da sessão 2.1.5.

A determinação do ângulo de ótimo de inclinação do coletor será apresentada em três formas diferentes. No primeiro caso será determinado o ângulo ótimo para todo o ano com base no ECVA, no segundo caso será determinado o ângulo ótimo mensal e no terceiro um ângulo para os meses de verão e de inverno ambos com base na máxima radiação incidente nos coletores. Posteriormente serão simulados os três casos e os resultados serão discutidos.

O primeiro caso onde o ângulo é mantido fixo durante o ano é apresentado nas figuras 4.12 até 4.16 onde é mostrada a variação dos parâmetros financeiros bem como a fração solar e o rendimento energético do coletor em função do ângulo de inclinação. A variação dos ângulos foi feita inicialmente com passos grosseiros de 10° e 5° que foram sendo refinados até o mínimo de 1° a medida que a região de máximo da curva fora sendo identificada.

Mantendo-se o ângulo dos coletores fixo durante o ano consegue-se a máxima ECVA (figura 4.12) para $\beta = 16,1^\circ (\phi + 8)$. O valor encontrado encontra-se próximo do valor sugerido por outros autores (DUFFIE; BECKMAN, 1991; SKEIKER, 2009; SHARIA; AL-AKHRAS; AL-OMARI, 2009). O ângulo de inclinação não é crítico numa região de $\pm 5^\circ$ produzindo apenas uma pequena variação nos valores da ECVA, o que é interessante para fins práticos permitindo assim certa margem de erro durante a instalação. O comportamento dos demais parâmetros (figura 4.13 a 4.16) acompanhou a mesma tendência da figura 4.12 atingindo um valor ótimo na mesma região de $\beta = \phi + 8^\circ$. O aumento do ângulo de incidência implica numa maior captação de energia durante o inverno pelos coletores. Isso é vantajoso em sistemas domésticos onde a demanda por água quente cresce nesses meses. No caso do sistema em questão a demanda é a mesma durante todo o ano, assim, a maior captação de energia durante o inverno não compensa a redução que ocorre ao longo dos outros meses.

A figuras 4.17 e 4.18 mostram a otimização do ângulo de inclinação dos coletores para cada mês do ano com base na máxima radiação incidente nos coletores. As curvas são plotadas em função da média diária mensal de cada mês.

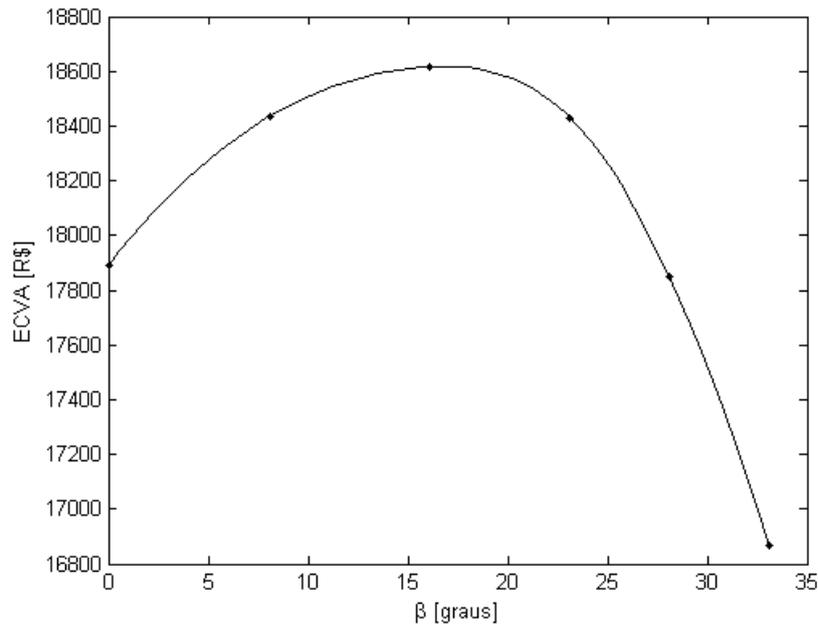


Figura 4.12: Variação da ECVA com o ângulo de inclinação dos coletores

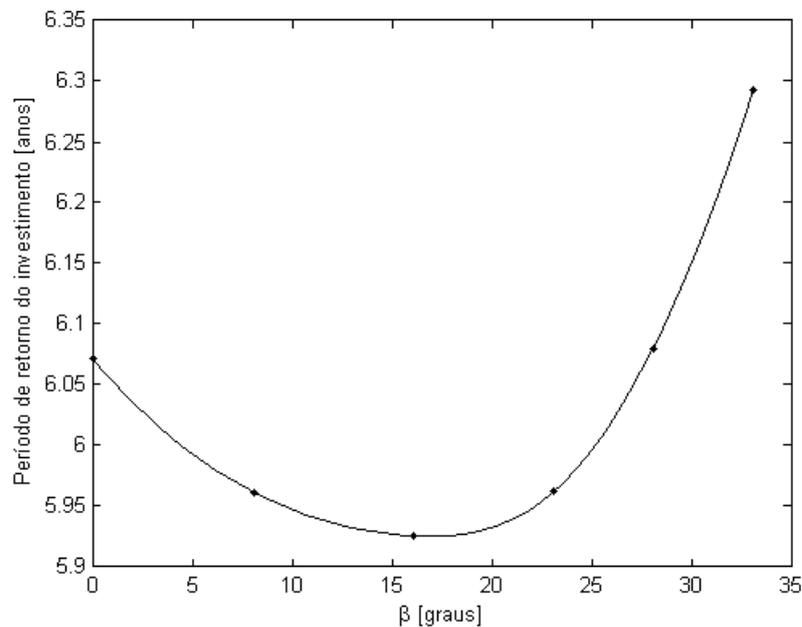


Figura 4.13: Variação da período de retorno do investimento com o ângulo de inclinação dos coletores

Nos três primeiros meses do ano, assim como nos últimos dois o ângulo ótimo do coletor é 0° , indicando que o coletor deve permanecer na horizontal. O ângulo de inclinação cresce atingindo um máximo de $\beta = 43^\circ$ no mês de julho. Resultados semelhantes foram alcançados por Skeiker (2009) que realizou uma otimização para várias latitudes baseando-se na máxima radiação extraterrestre incidente em uma superfície. Para uma latitude de $10^\circ N$ os ângulos ótimos variaram de 0° nos meses de abril a agosto (primavera e verão no hemisfério norte) ao máximo de $42,6^\circ$ para o mês de dezembro (inverno no hemisfério norte). A tabela 4.4 mostra

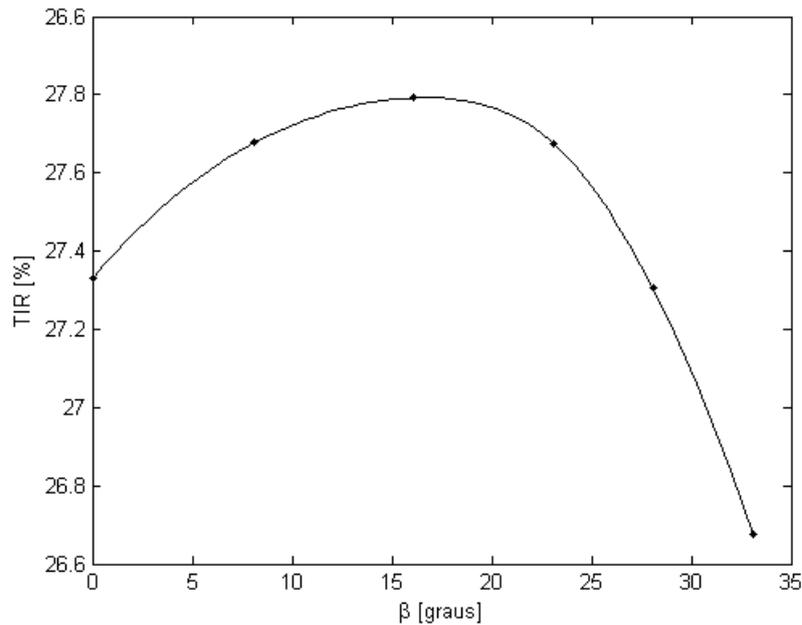


Figura 4.14: Variação da TIR com o ângulo de inclinação dos coletores

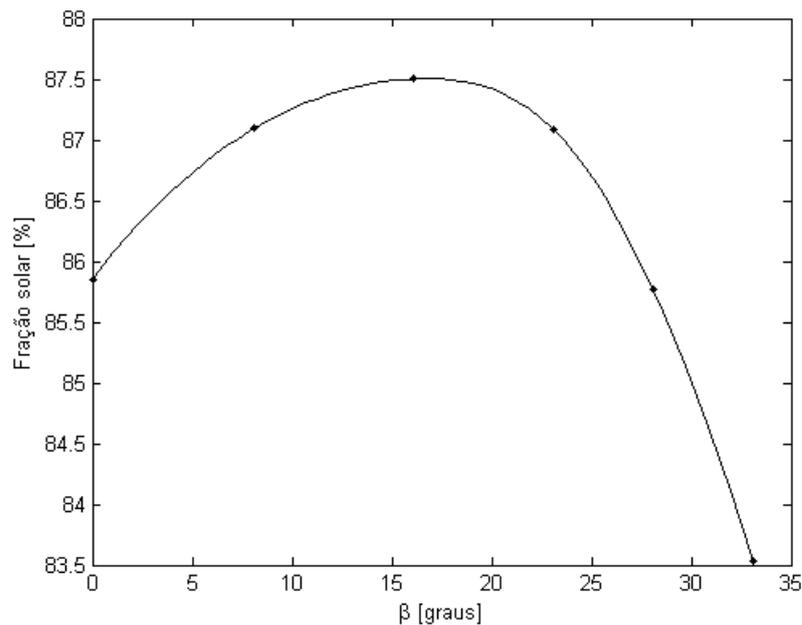


Figura 4.15: Variação da F_{solar} com o ângulo de inclinação dos coletores

os valores dos ângulos ótimos para cada mês.

Com o posicionamento do coletor no ângulo ótimo, o mês de julho apresentou uma média diária mensal de $27,774 MJ/m^2 dia$, que é relativamente alta se comparado a média dos outros meses mais quentes. A mesma tendência também pode ser encontrada em Skeiker (2009) onde, devido a inclinação ótima do coletor, os meses de inverno (janeiro e dezembro, no hemisfério norte) obtiveram médias horárias superiores aos meses do período de verão. Comportamento semelhante é mostrado na figura 4.19 através de um perfil de radiação incidente numa superfície com uma inclinação otimizada para o mês de julho na cidade de Natal-RN. O ângulo encontrado

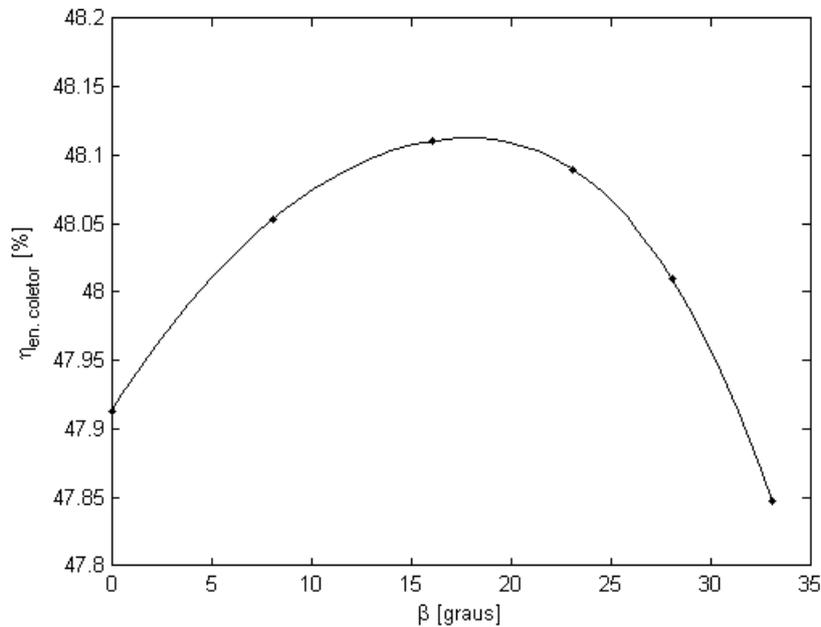


Figura 4.16: Variação da $\eta_{en.coletor}$ com o ângulo de inclinação dos coletores

foi de $\beta = 30^\circ$, a radiação incidente no dia foi de $27,151MJ/m^2/dia$ enquanto que a radiação extraterrestre foi de $34,502MJ/m^2/dia$.

Uma das inconveniências de se posicionar o coletor (de circulação forçada) na horizontal se deve ao maior acúmulo de sujeira sob a cobertura de vidro que pode diminuir a captação de energia. Porém, desde que haja uma manutenção periódica a fim de manter as superfícies limpas não se vê maiores restrições a esse fato. Já a alteração mensal do posicionamento pode ser feita manualmente sem maiores problemas montando os coletores sobre uma estrutura adequada.

Outra opção para a maior captação de energia através da mudança no posicionamento dos coletores é fazer uma mudança sazonal. Como a maior diferença entre as inclinações ótimas se dá nos meses de maio a agosto será determinado um ângulo ótimo para esses quatro meses (denominados aqui de inverno) e outro para os meses restantes (denominados de verão). A figura 4.20 mostra a otimização feita para os períodos de inverno e verão.

Para os meses de verão a inclinação ótima permaneceu 0° enquanto que para os meses de inverno o ângulo obtido foi de 38° , valor próximo da média aritmética dos ângulos ótimos dos quatro meses. Nessa configuração o posicionamento dos coletores seria alterado apenas duas vezes por ano, porém ainda seria necessária uma manutenção quanto à limpeza das coberturas de vidro. A tabela 4.5 mostra os resultados obtidos na simulação do sistema para os três casos de inclinação de coletor: anual, mensal e sazonal.

Com a otimização mensal a ECVA resulta num valor 2,6% maior com relação à anual. A

Tabela 4.4: Ângulos ótimos de inclinação para os meses do ano

	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
$\beta_{otim.}$	0	0	0	14	30	41	43	35	19	2	0	0

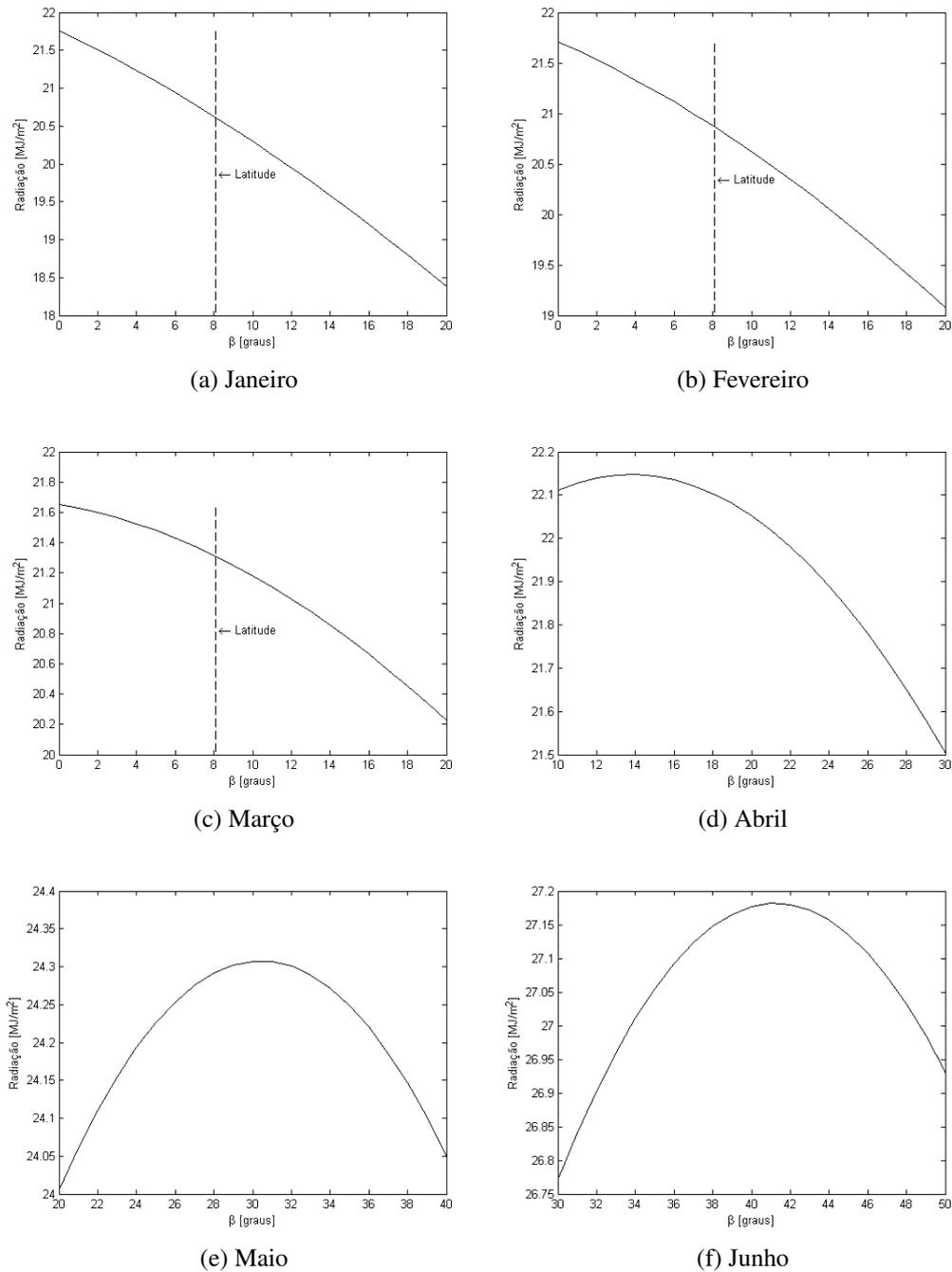


Figura 4.17: Otimização do ângulo de inclinação dos coletores para cada mês do ano (julho a agosto)

otimização sazonal resultou em valores de ECVA próximos à mensal, isso se deve ao fato de que na maior parte do ano os ângulos ótimos não diferem com relação à esses dois casos. Esses resultados mostram que o posicionamento fixo dos coletores se torna a opção mais vantajosa para esse sistema, visto que o pequeno acréscimo da ECVA provocado pela otimização mensal ou sazonal não compensam o acréscimo nos custos de manutenção e inicial provocados pelas mudanças periódicas no posicionamento dos coletores.

No estudo de caso realizado neste trabalho a demanda de água quente é considerada constante

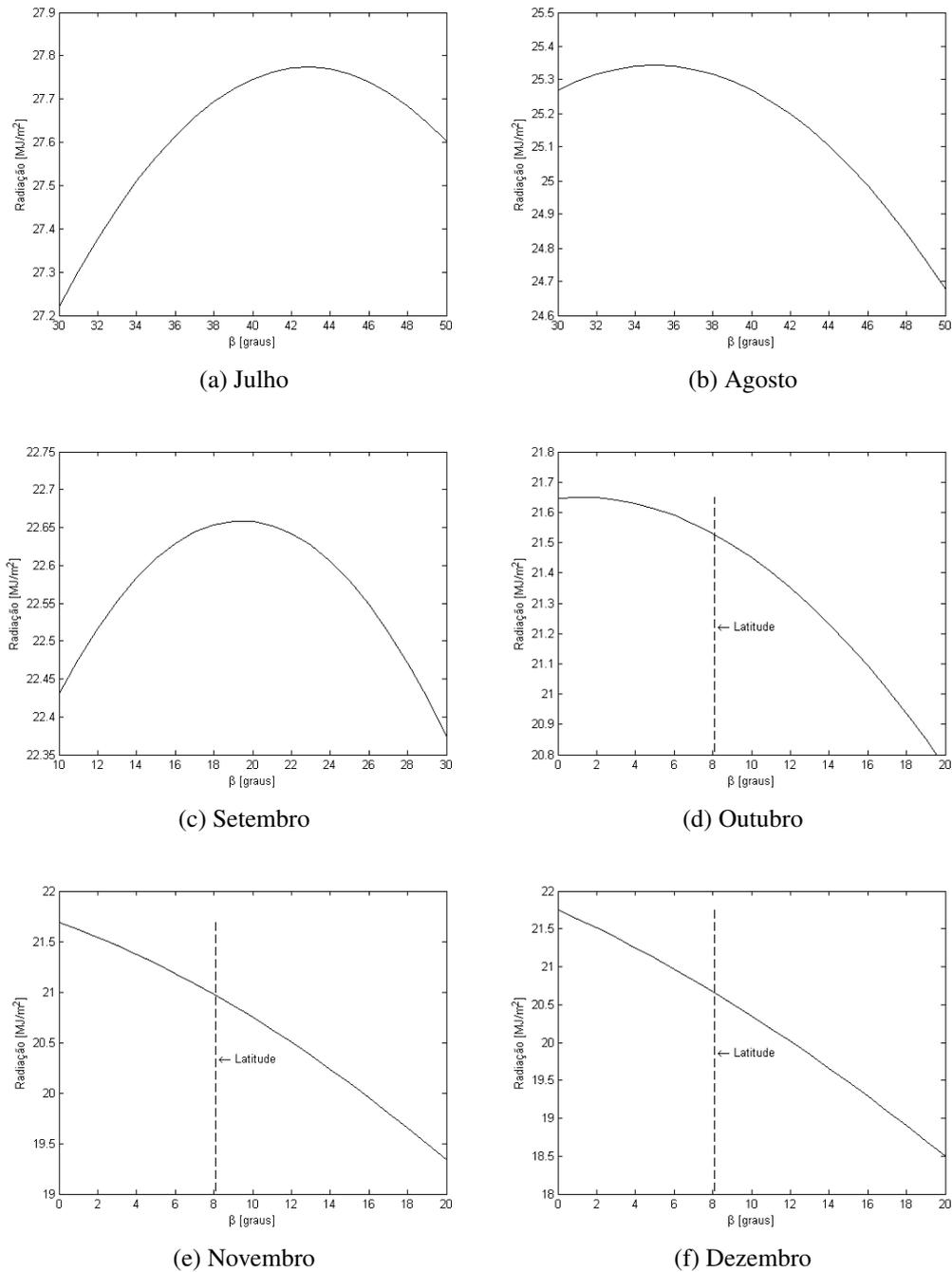


Figura 4.18: Otimização do ângulo de inclinação dos coletores para cada mês do ano (julho a agosto)

durante o ano. Em outros tipos de indústrias, principalmente em lavanderias que atendem hotéis e pousadas que possuem uma demanda sazonal mais forte é esperado que a otimização mensal ou sazonal tenha um impacto mais significativo. Outro aspecto é a latitude da região que é próxima a linha do equador o que leva a ângulos ótimos muito baixos na maior parte do ano causando problemas com relação ao acúmulo de sujeira. Em regiões mais ao sul do país esse fator tende a diminuir.

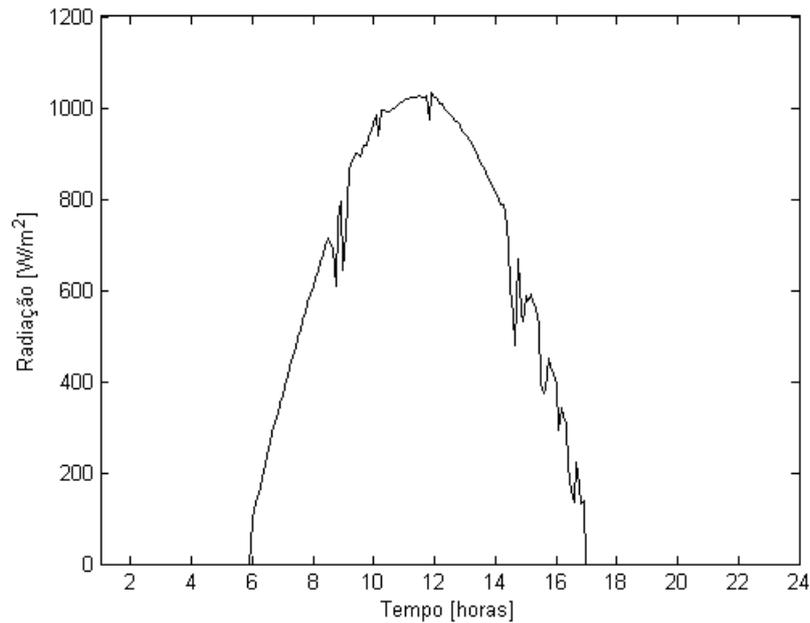


Figura 4.19: Radiação global na cidade de Natal-RN (29/07/2008), ($K_t = 0,68$), para um $\beta_{otim.} = 30$

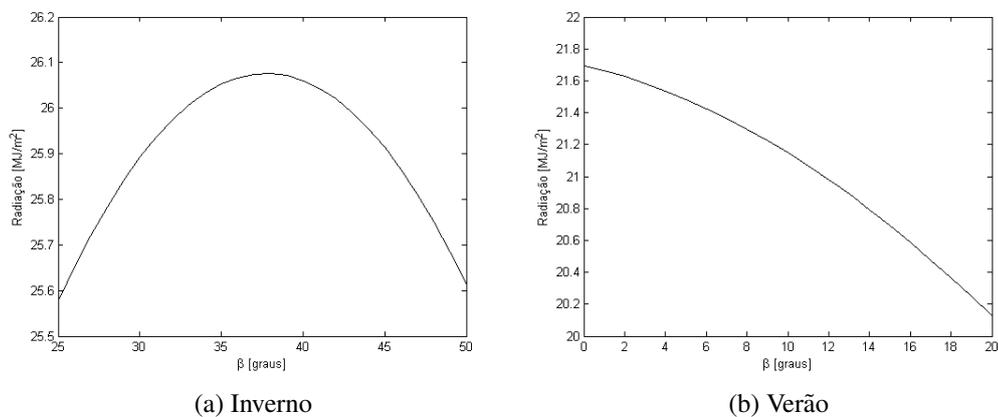


Figura 4.20: Otimização sazonal do ângulo de inclinação dos coletores

4.3 Determinação da vazão nos coletores

Essa sessão dará continuidade a determinação dos principais parâmetros para o sistema de aquecimento solar. As vazões em sistemas ativos foi discutida na sessão 2.2.4.1 e agora ela será determinada através da mesma metodologia utilizada anteriormente. A partir desse ponto as simulações ocorreram com os coletores sob o ângulo fixo de $\beta = 16,1^\circ$ durante todo o ano. A intenção dessa configuração é a de manter uma das principais características dos sistemas de aquecimento solar que é a baixa manutenção. Ainda, as características do próprio sistema contribuem para essa escolha como discutido na sessão anterior.

Nas figuras 4.21 a 4.25 é mostrada a variação dos indicadores financeiros, fração solar e rendimento energético do coletor em função da vazão nos coletores.

Tabela 4.5: Resultados obtidos na simulação do sistema para de três casos de otimização de inclinação do coletor

	Unid.	Anual	Mensal	Sazonal
ECVA	R\$	18.615,82	19.116,98	19.052,54
<i>Payback</i>	anos	5,83	5,62	5,64
TIR	%	27,79	28,11	28,07
F_{solar}	%	87,5	88,64	88,49
$\eta_{en.coletor}$	%	48,11	47,87	47,90

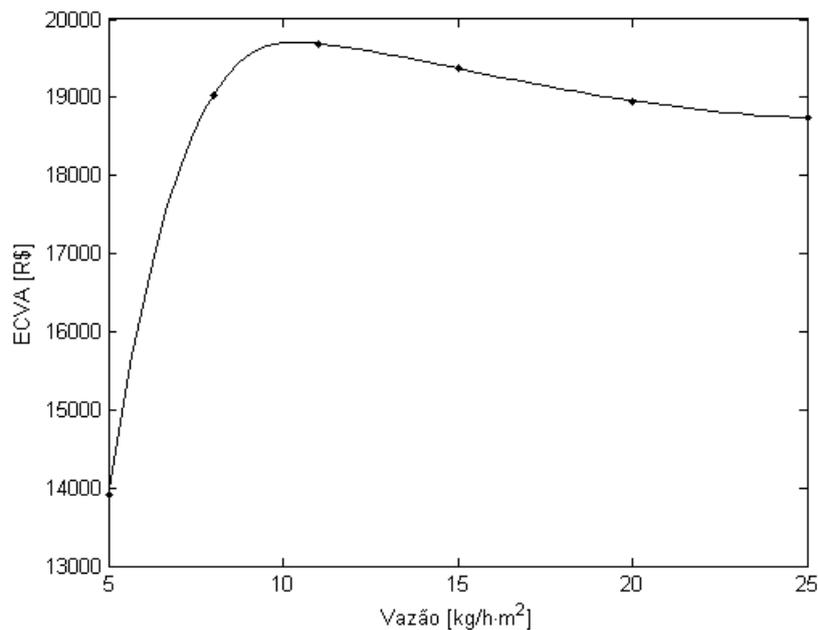


Figura 4.21: Variação da ECVA em função da vazão nos coletores

As figuras 4.21 até 4.24 mostram um valor máximo (mínimo para o período de retorno do investimento) para uma vazão de $11\text{kg}/\text{hm}^2$. O valor é próximo do encontrado por Abdel-Dayem e Mohamad (2001) de $15\text{kg}/\text{hm}^2$ através de otimização realizada para um sistema de aquecimento também aplicado a uma lavanderia com base na ECV do sistema. Para uma variação desse sistema, com a águas dos coletores alimentando uma caldeira, o autor chegou a uma vazão ótima de $7,2\text{kg}/\text{hm}^2$. Ainda no mesmo trabalho é sugerida uma vazão para sistemas de grande porte que vai de 9 a $18\text{kg}/\text{hm}^2$. Na otimização feita por Hobbi e Siddiqui (2009) para um sistema doméstico com relação à máxima fração solar do sistema autor sugere uma vazão entre $20 - 40\text{kg}/\text{hm}^2$. O valor de vazão encontrado também está em boa concordância com os relatados por Duffie e Beckman (1991).

As figuras 4.21 até 4.24 mostram um dos principais problemas no uso de baixas vazões em sistemas ativos. Se não for bem dimensionado o sistema pode apresentar pontos de má distribuição da vazão. O aumento da vazão não é crítico levando a alterações suaves nos parâmetros aqui analisados. Porém, a redução da vazão é crítica levando ao aumento da temperatura média do coletor e a consequente queda no seu rendimento. A queda acentuada é notada para valores menores que $9\text{kg}/\text{hm}^2$, ou seja, deverá ser assegurada uma vazão acima desse li-

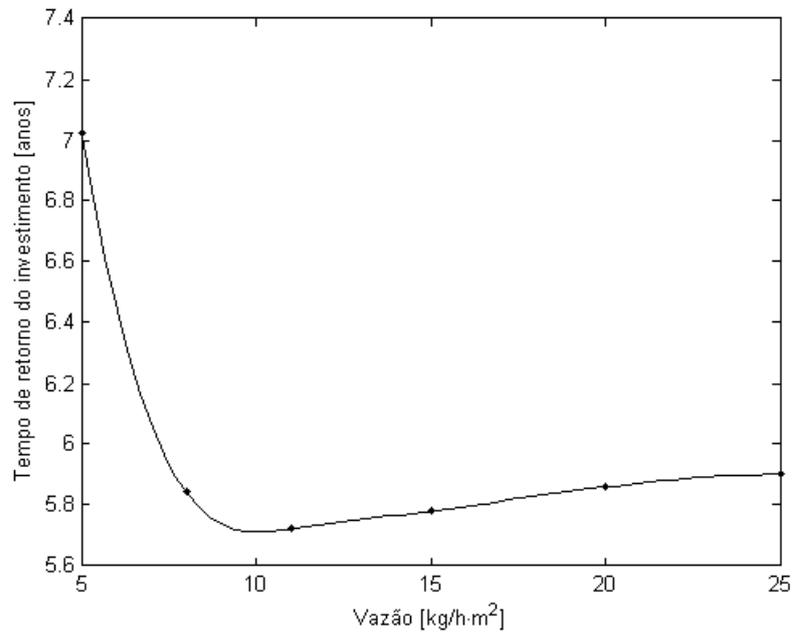


Figura 4.22: Variação do período de retorno do investimento em função da vazão nos coletores

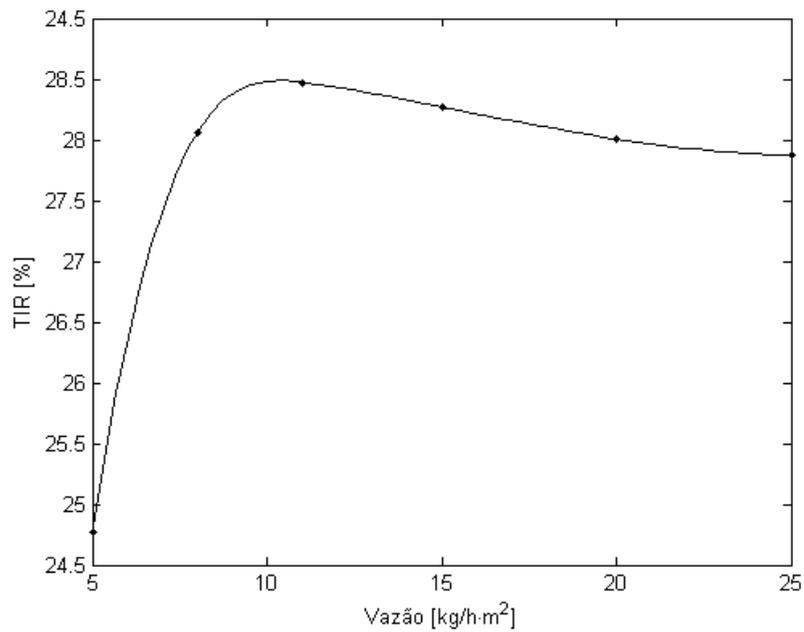


Figura 4.23: Variação da TIR em função da vazão nos coletores

mite em todos os pontos do sistema a fim de se evitar esse problema. Isso pode ser conseguido através de um dos métodos apresentados na sessão 2.3.2.2.

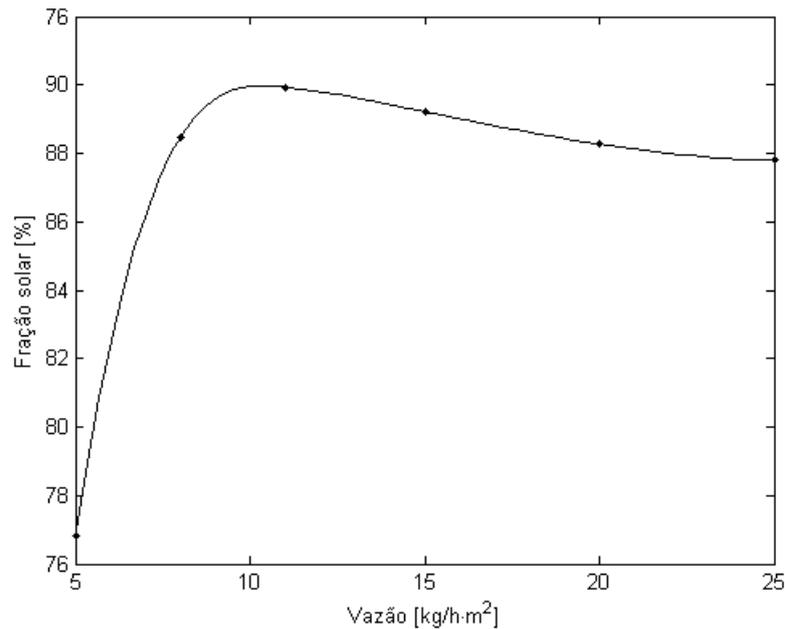


Figura 4.24: Variação da F_{solar} em função da vazão nos coletores

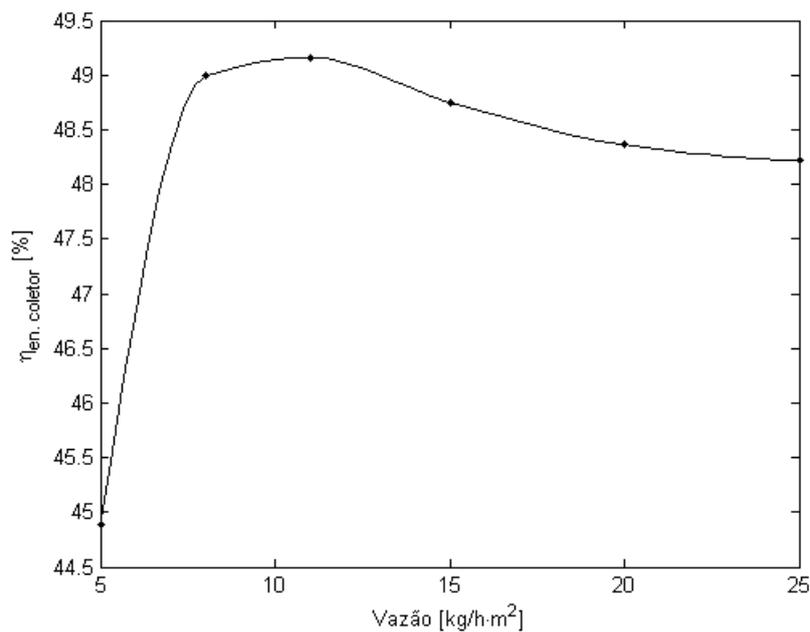


Figura 4.25: Variação do $\eta_{en.coletores}$ em função da vazão nos coletores

4.4 Determinação da área de coletores

A determinação da área de coletores para o sistema será feita utilizando-se a um ângulo fixo de $16,1^\circ$ e vazão de 11 kg/hm^2 como determinado na sessão anterior. A indústria possui uma área de telhado de aproximadamente 400 m^2 , neste trabalho será considerado que toda a área do telhado está disponível para a instalação dos coletores. O local é cercado basicamente por residências ou construções de igual porte, o prédio mais alto encontra-se a menor distância de

40m do local.

As figuras 4.26 a 4.30 mostram a variação dos indicadores financeiros, fração solar e rendimento energético do coletor em função do número de coletores.

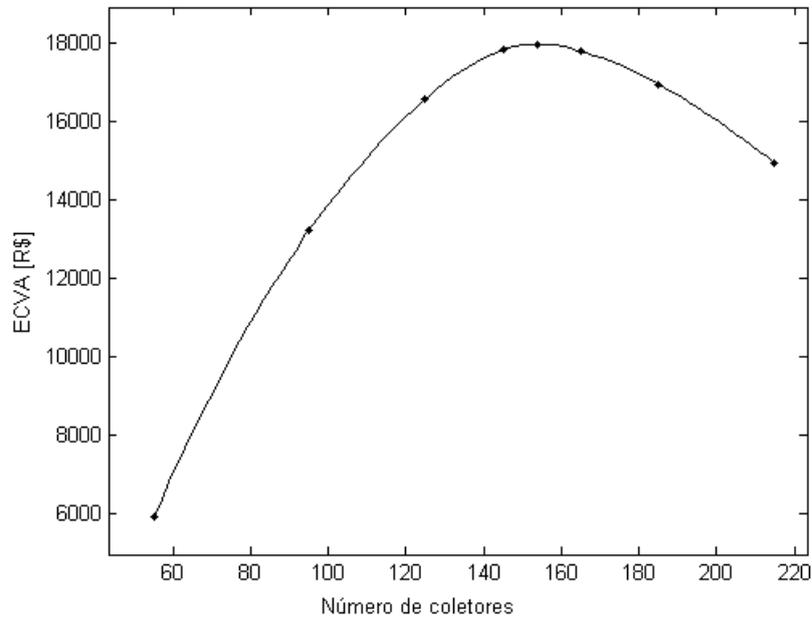


Figura 4.26: Variação da ECVA em função do número de coletores

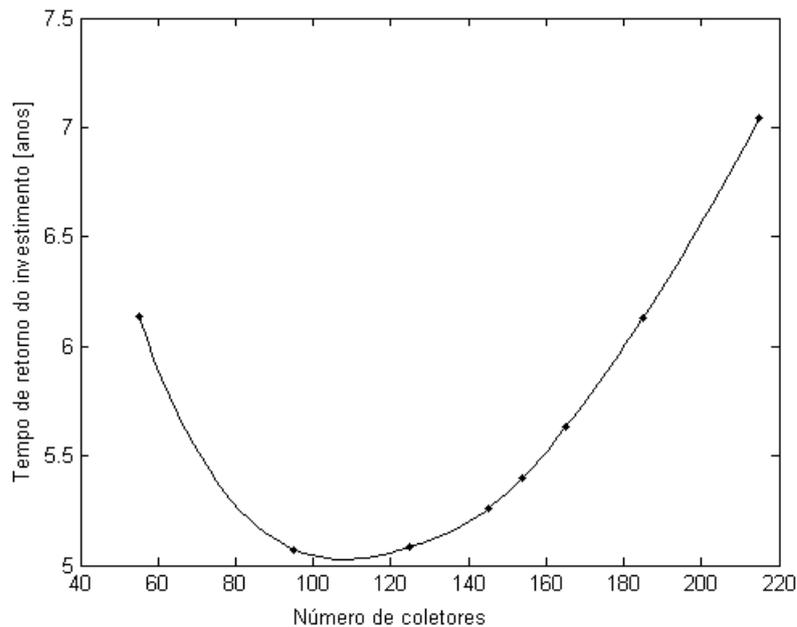


Figura 4.27: Variação do período de retorno do investimento em função do número de coletores

O máximo valor da ECVA (figura 4.26) é conseguido para 154 coletores solares, o que equivale a uma área de $\approx 250m^2$. O valor é pouco mais do que a metade da área livre de telhado da indústria o que permite sua instalação sem maiores problemas. A fração solar (figura 4.29),

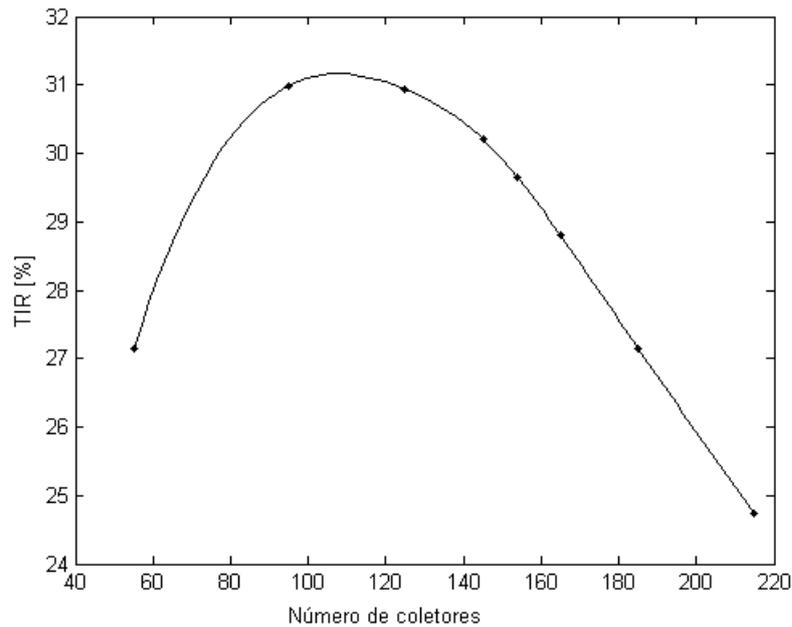


Figura 4.28: Variação da TIR em função do número de coletores

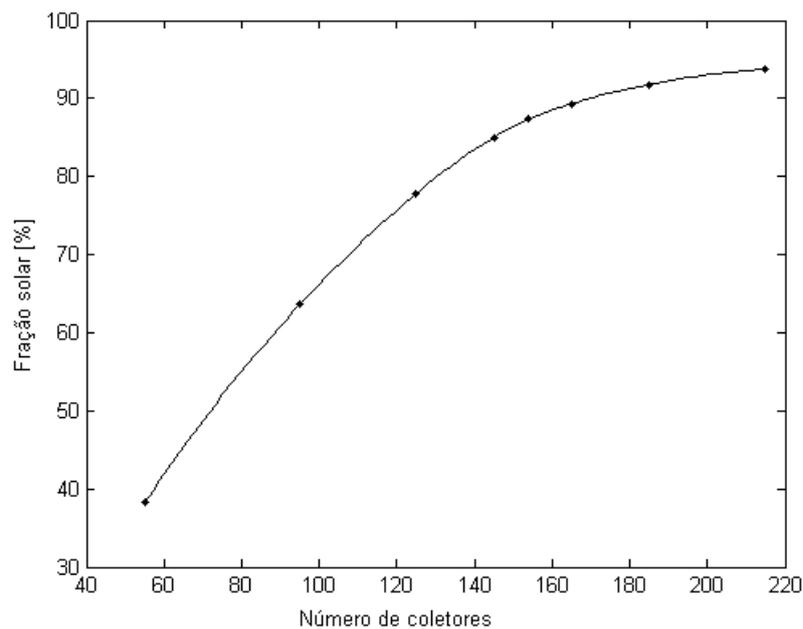


Figura 4.29: Variação do F_{solar} em função do número de coletores

como esperado, cresce à medida que a área de coletores cresce. Para uma área de $250m^2$ o sistema de aquecimento solar atende 87,35% da energia demandada para o aquecimento. A partir desse ponto, o acréscimo da fração solar não é economicamente vantajoso.

A figura 4.30 mostra a variação da eficiência energética dos coletores. A área equivalente a máxima eficiência dos coletores não coincide com a obtida pela máxima ECVA. Para uma área aproximada de $250m^2$ a eficiência dos coletores é de 50,88%. Para um dado volume fixo do tanque, quanto maior o número de coletores, maior será o volume de água quente entrando no

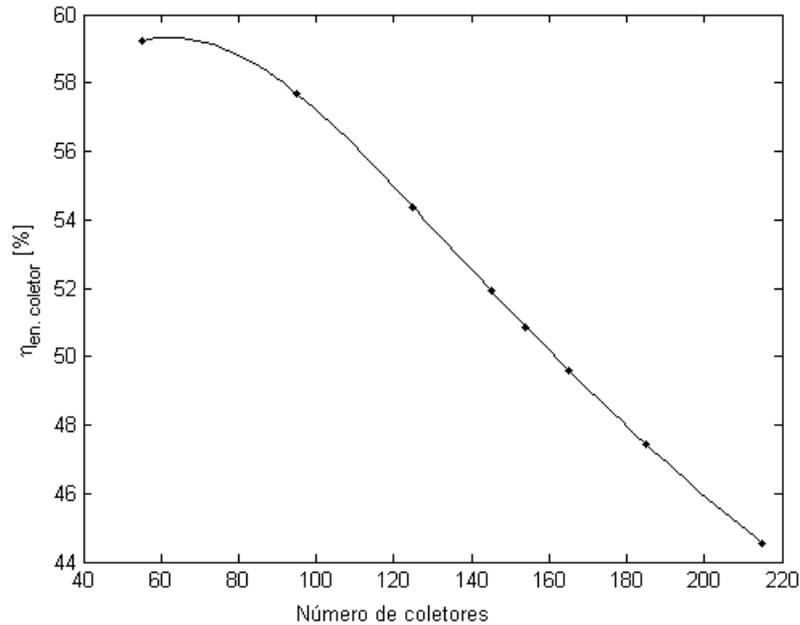


Figura 4.30: Variação do $\eta_{en.coletores}$ em função do número de coletores

tanque. Dependendo dessa vazão de entrada e do volume do tanque, as temperaturas mais altas podem atingir o fundo do tanque, ou seja, o coletor passa a ser alimentado por água a temperaturas mais altas diminuindo assim sua eficiência. Comportamento semelhante é apresentado em Abdel-Dayem e Mohamad (2001).

O período de retorno de investimento (figura 4.27) e a TIR (figura 4.28) foi de 5,4 anos e 29,65%, respectivamente, para uma área de $250m^2$. A região de mínimo e máximo desses dois parâmetros diverge da região encontrada para a ECVA. Tendência que pode ter sido influenciada pelo comportamento da fração solar diante do aumento da área de coletores, visto que para os demais parâmetros investigados o mesmo não ocorreu.

4.5 Determinação do volume do reservatório

A determinação do volume do reservatório foi feita através da variação da razão do volume do reservatório pela área de coletores (V_r/A_{co}). A investigação partirá de um sistema utilizando os parâmetros determinados até o momento, ou seja: $\beta = 16,1^\circ$, $\dot{m} = 11kg/hm^2$ e 154 coletores ($A_{co} \approx 250m^2$). Nas figuras 4.31 a 4.35 são mostrados os resultados.

O máximo valor de ECVA (figura 4.31) foi obtido para razão $V_r/A_{co} = 56l/m^2$, o que não difere muito com o utilizado inicialmente no caso base onde $V_r/A_{co} = 50l/m^2$ e está em boa concordância com outros resultados encontrados na literatura. Kalogirou (2009) sugere que este valor deva estar entre $35 - 70l/m^2$. O mesmo autor em Kalogirou (2003) determinou através de uma otimização com relação à ECVA, para uma dada aplicação industrial com um perfil de consumo de 5 dias por semana apenas durante o dia e para uma temperatura de demanda de $60^\circ C$, uma razão de $83l/m^2$. Duffie e Beckman (1991) utiliza $75l/m^2$ como padrão para o dimensionamento de sistemas através do método *f-chart*. No estudo de otimização realizado por Hobbi e Siddiqui (2009), o autor recomenda uma razão entre $55 - 65l/m^2$ para a determinação

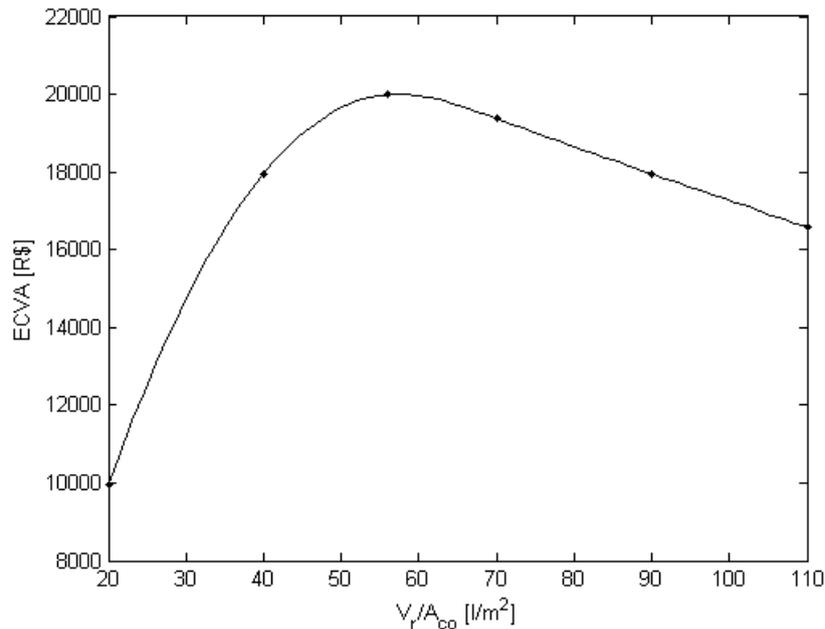


Figura 4.31: Variação da ECVA em função da razão V_r/A_{co}

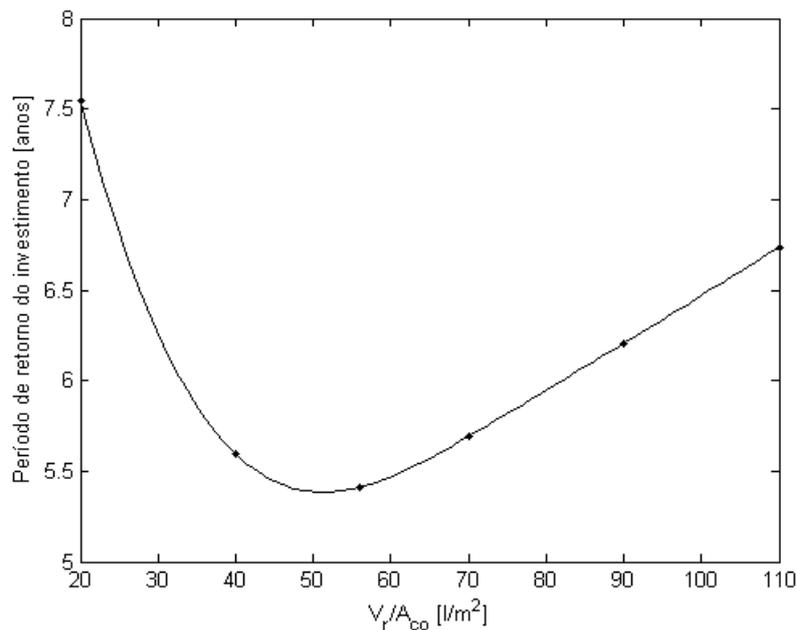


Figura 4.32: Variação do período de retorno do investimento em função da razão V_r/A_{co}

do volume do reservatório.

A fração solar (figura 4.34) obtida para uma razão $V_r/A_{co} = 56 l/m^2$ foi de 87,54%. Após esse ponto a taxa de crescimento da curva diminui tornando-se quase horizontal para valores acima de $60 l/m^2$. O comportamento da fração solar pode ser analisado juntamente com o do rendimento energético dos coletores (figura 4.35). Para uma área fixa de coletores, inicialmente o aumento do volume do reservatório provoca uma diminuição da temperatura média do tanque tendo como efeito o aumento da eficiência energética dos coletores, que passam a

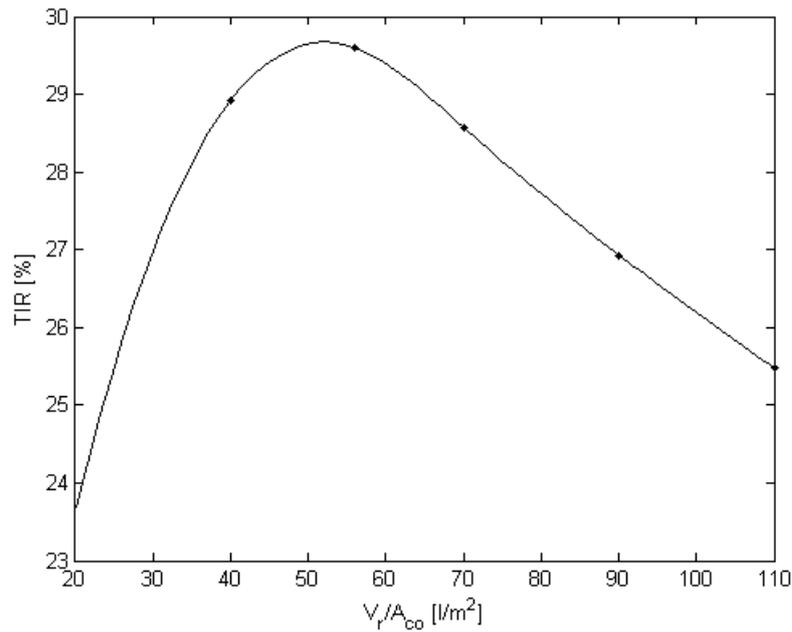


Figura 4.33: Variação da TIR em função da razão V_r/A_{co}

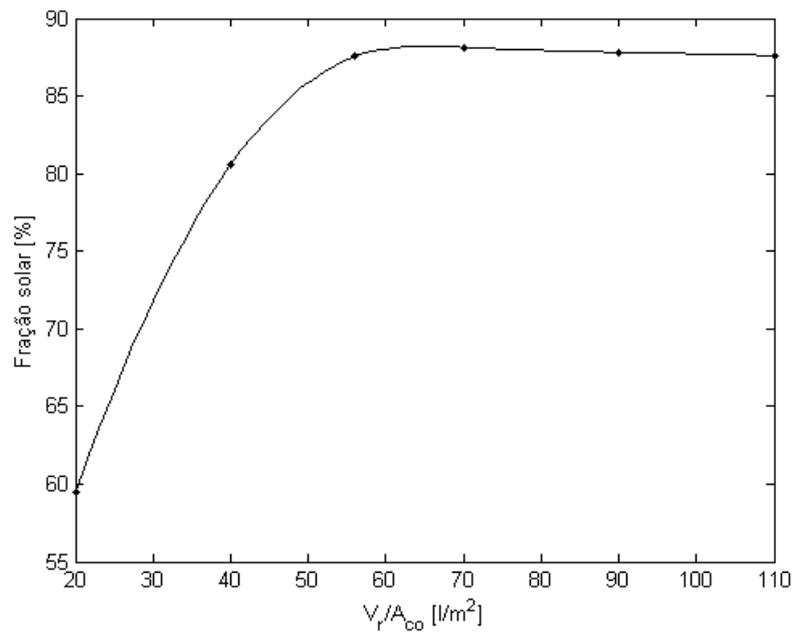


Figura 4.34: Variação do F_{solar} em função da razão V_r/A_{co}

ser alimentados por água a temperaturas mais baixas, e uma diminuição das perdas térmicas no tanque (apesar do aumento na sua área superficial). Se o aumento for contínuo a taxa com que a temperatura do tanque decresce será menor comparada ao aumento das perdas devido ao crescimento da área superficial do reservatório. Desse ponto em diante as curvas de rendimento energético do coletor e fração solar se tornam menos íngremes.

Para uma razão de $56 l/m^2$ o período de retorno do investimento (figura 4.32) e a TIR (figura 4.33) ficaram em 5,4 anos e 29,60%. Quanto à região de mínimo e máximo das curvas,

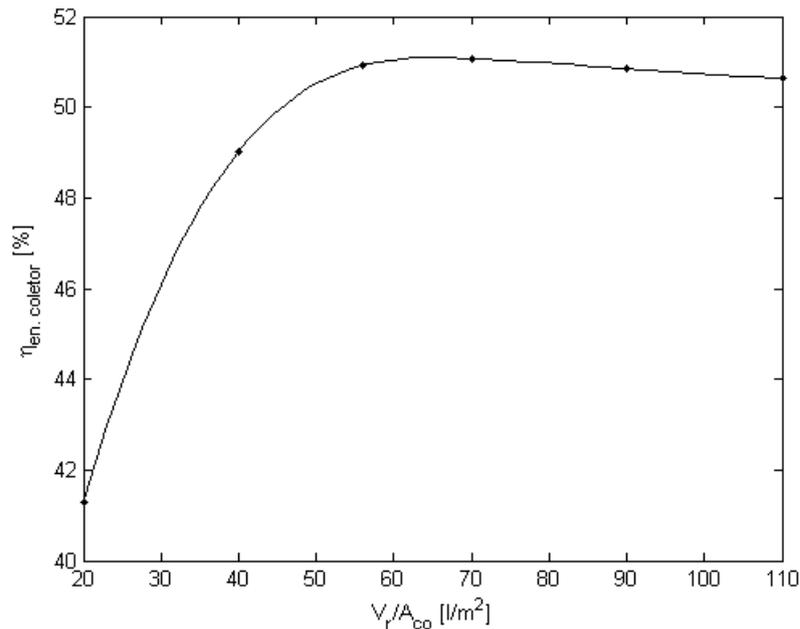


Figura 4.35: Variação do $\eta_{en. coletores}$ em função da razão V_r/A_{co}

o comportamento obtido foi o mesmo encontrado para a variação da área de coletores.

Dessa forma a configuração final do sistema proposto é mostrada na tabela 4.6.

Tabela 4.6: Características do sistema proposto para o estudo de caso

Característica	Unid.	Valor
Área de coletores	m^2	249,48
Volume do tanque	m^3	13,9
β	graus	16,1 ($\phi + 8$)
Vazao nos coletores	kg/hm^2	11
F_{solar}	%	87,54
$\eta_{en. coletor}$	%	50,92
Investimento inicial	R\$	113.653,41
ECVA	R\$	20.002,41
<i>Payback</i>	anos	5,4
TIR	%	29,6

A metodologia empregada neste trabalho resultou no dimensionamento de um sistema menor, com a redução de 6,89% do seu custo inicial, e mais economicamente eficiente com um aumento de 8,72% na ECVA com relação ao sistema dimensionado utilizando parâmetros sugeridos por fabricantes e encontrados na literatura. O sistema final também apresenta uma taxa interna de retorno de 29,6%, o que também demonstra que o investimento é viável e possibilita, por exemplo, o financiamento do investimento inicial.

4.6 Avaliação da sensibilidade do projeto frente às variáveis econômicas

Nessa sessão será avaliada a sensibilidade do projeto frente às variáveis econômicas adotadas até aqui, sendo elas: custo do coletor, custo do reservatório e o custo do combustível. O objetivo é observar se o projeto se mantém economicamente viável considerando as flutuações dos principais custos envolvidos.

4.6.1 Sensibilidade ao custo dos coletores

As figuras 4.36 a 4.38 mostram a variação dos parâmetros financeiros com relação ao custo do coletor. Na 3.3 foi mostrada a metodologia para a determinação do custo do coletor, nas figuras abaixo o custo varia entre 150 e 550,00R\$/m².

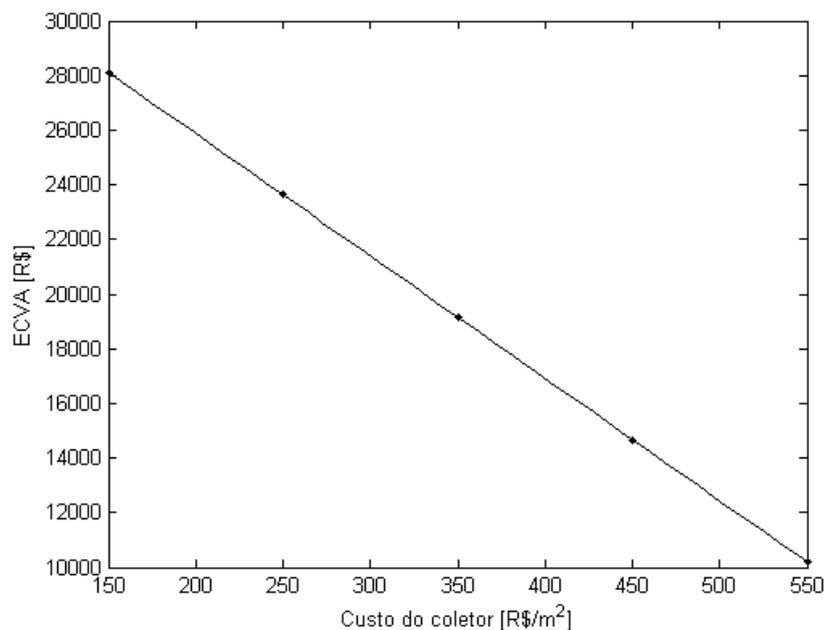


Figura 4.36: Variação da ECVA em função do custo dos coletores

O comportamento das curvas nas figuras 4.36 a 4.38 é esperado visto que com a redução dos custos do coletor o projeto se torna mais vantajoso economicamente. O resultado mais importante a se retirar dos gráficos mencionados é que mesmo com um aumento de 60% no custo dos coletores, o projeto ainda se mantém economicamente viável. Deve-se ressaltar que a pesquisa de preços foi realizada em lojas de varejo, por tanto, é esperado que os coletores sejam adquiridos a custos inferiores devido à grande quantidade da compra (154 unidades) e a possibilidade desta ser feita diretamente com o fabricante.

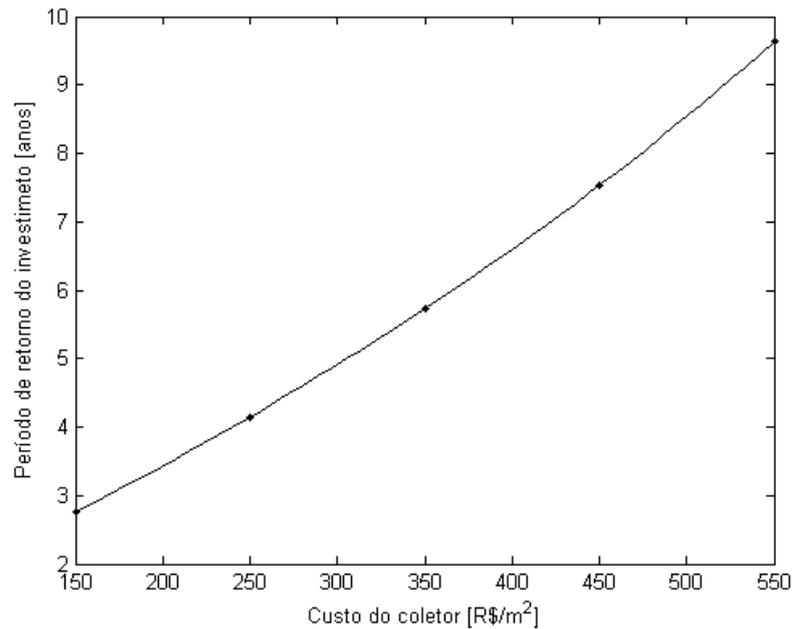


Figura 4.37: Variação do período de retorno do investimento em função do custo dos coletores

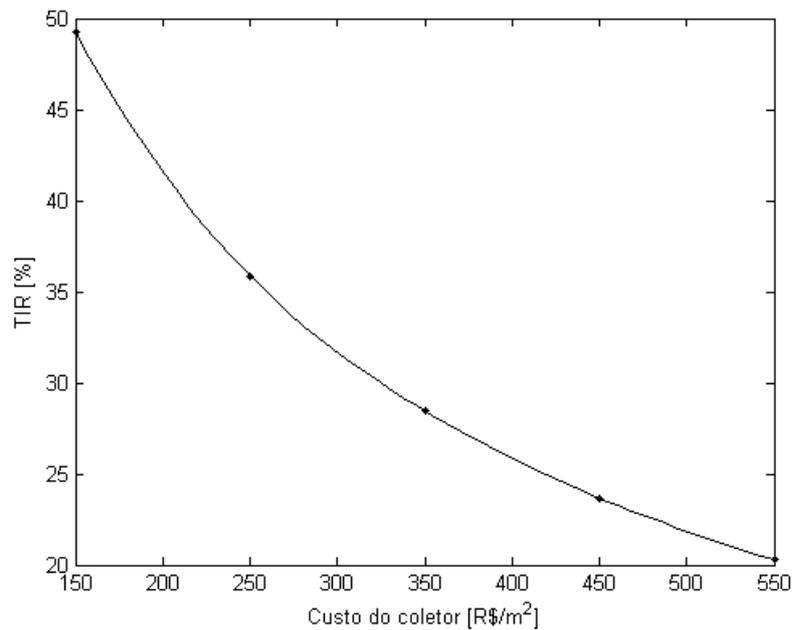


Figura 4.38: Variação da TIR em função do custo dos coletores

4.6.2 Sensibilidade ao custo do reservatório

Para avaliar a sensibilidade do projeto com relação ao custo do reservatório foram utilizadas seis diferentes equações que foram divididas em dois grupos. O primeiro grupo diz respeito aos tanques fabricados em aço inox e é formado por três equações que foram construídas utilizando-se os custos mais altos, mais baixos (para um determinado fabricante/loja) e um custo médio reunindo todos os valores encontrados para este tipo de tanque. Da mesma forma foram

construídas as equações do segundo grupo formado pelos tanques fabricados em aço carbono vitrificado.

As figuras 4.39 a 4.41 mostram a variação dos parâmetros financeiros com relação aos custos do reservatório.

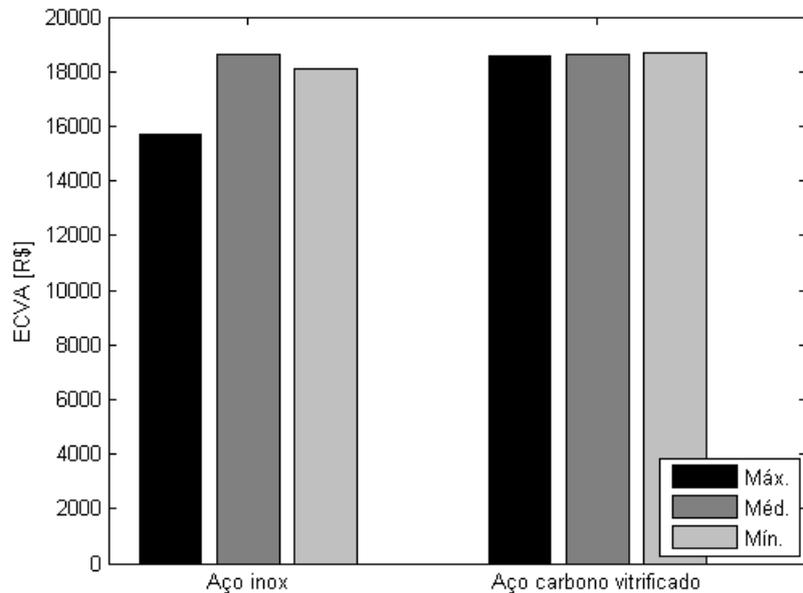


Figura 4.39: Variação da ECVA em função do custo do reservatório

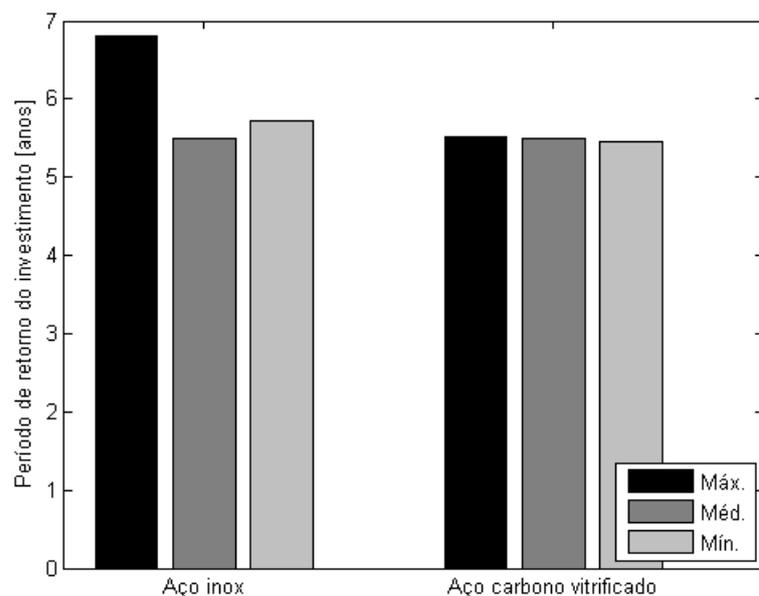


Figura 4.40: Variação do período de retorno do investimento em função do custo do reservatório

Através das figuras pode-se ver que a maior variação de custos ocorre nos tanques de aço inox. Porém nenhuma das alternativas aqui mostradas chega a inviabilizar economicamente

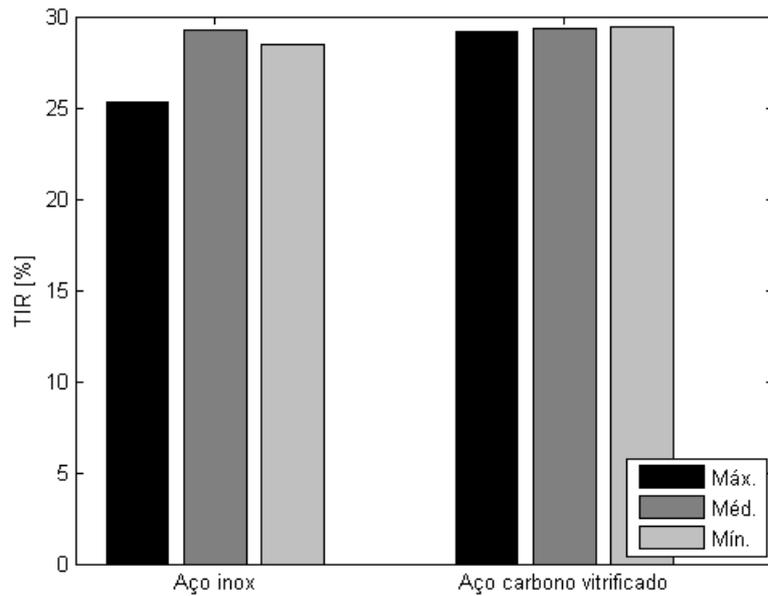


Figura 4.41: Variação da TIR em função do custo do reservatório

o projeto. O volume do tanque determinado na sessão 4.5 é de aproximadamente $14m^3$, bem acima do volume dos tanques utilizados durante a pesquisa de preços. Porém, como o principal formador do preço final dos tanques é o material, acredita-se que os custos de tanques maiores sigam a mesma tendência.

4.6.3 Sensibilidade à tarifa do combustível

A indústria utilizada para esse estudo utiliza gás natural como combustível para o aquecimento de água. Por ser um derivado do petróleo a tarifa do gás natural sofre grandes flutuações influenciadas por questões de mercado nacional, internacional e de políticas públicas. As figuras 4.42 a 4.44 apresentam a sensibilidade do projeto a tarifa do combustível.

Como esperado, quanto maior a valor da tarifa do combustível, mais vantajoso se torna o projeto. Mas uma vez, o que cabe analisar neste ponto é a sensibilidade do projeto diante da tarifa de combustível. Dos três parâmetros avaliados nesta sessão, a tarifa de combustível é a que mostra uma maior influência nos resultados finais da simulação. O projeto se torna inviável economicamente para uma valor de tarifa inferior a $0,55R\$/m^3$ (figura 4.42). Este valor ainda é muito baixo, visto que a menor tarifa praticada pela companhia do estado para consumidores industriais é de $1,05R\$/m^3$.

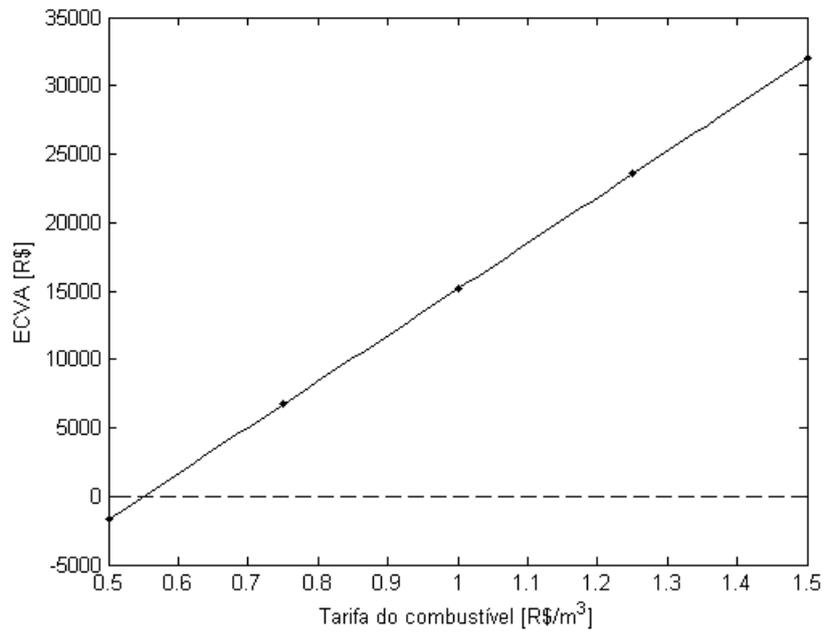


Figura 4.42: Variação da ECVA em função da tarifa do combustível

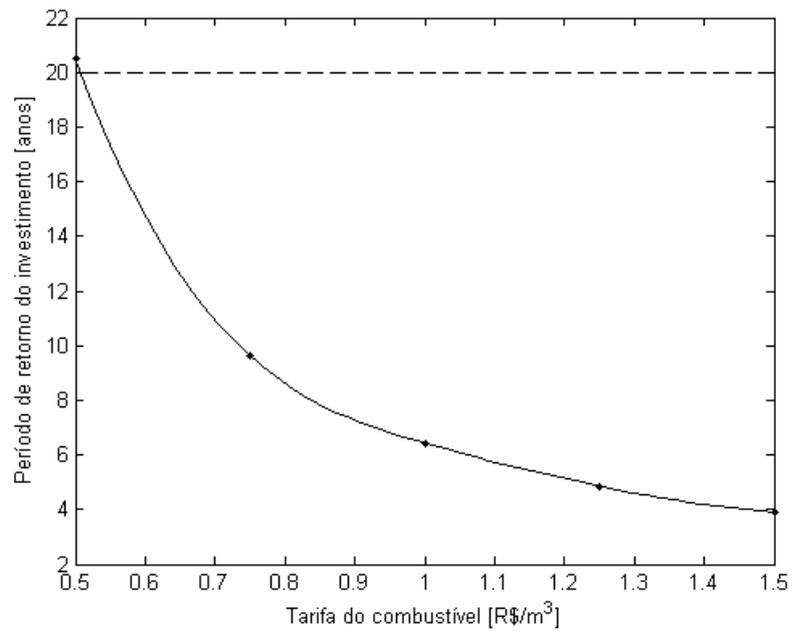


Figura 4.43: Variação do período de retorno do investimento em função da tarifa do combustível

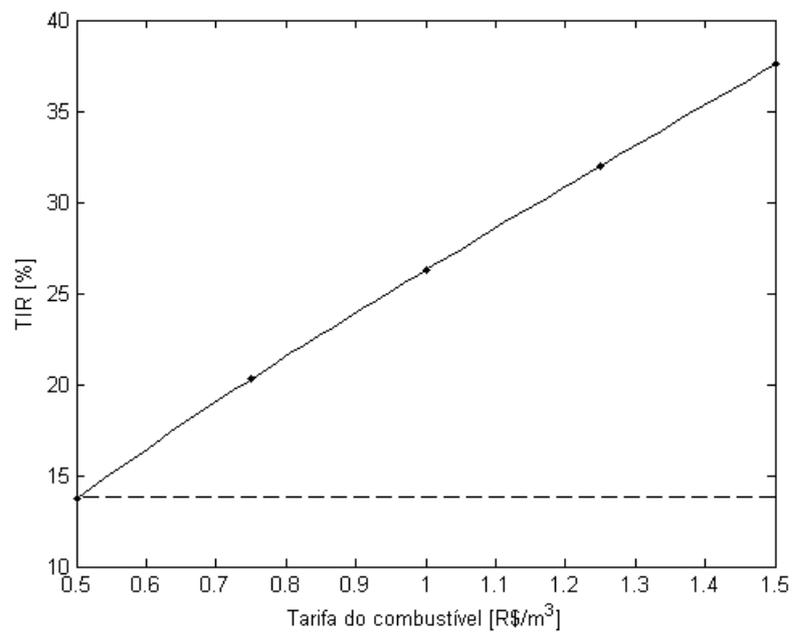


Figura 4.44: Variação da TIR em função da tarifa do combustível

5 *Conclusões e sugestões*

Foi desenvolvido um programa para simulação e análise técnico-econômica de sistemas ativos de aquecimento solar. Os resultados obtidos nas simulações do estudo de caso estão em boa concordância com os encontrados na literatura. Assim, o programa aqui desenvolvido pode ser aplicado na avaliação técnico-econômica de sistemas solares em outros tipos de indústria.

A integração de um sistema de aquecimento de água através de energia solar para atender a demanda da lavanderia estudada neste trabalho é técnica e economicamente viável.

A metodologia empregada neste trabalho reduziu o custo inicial do sistema em 6,89%, tornando-o mais economicamente eficiente com um aumento de 8,72% da sua ECVA com relação ao sistema dimensionado utilizando parâmetros sugeridos por fabricantes e encontrados na literatura.

A influência dos modelos aplicados aos dados solarimétricos nos resultados finais de simulações de longo prazo pode ser considerada pequena não sendo suficiente para mascarar a viabilidade do projeto.

A variação mensal ou sazonal do ângulo de inclinação dos coletores não foi economicamente vantajosa para o caso estudado, em comparação com o posicionamento fixo durante todo o ano. Melhores resultados podem ser obtidos para indústrias que possuam uma demanda de água quente variável durante o ano.

Para uma vazão nos coletores inferior a $9\text{kg}/\text{hm}^2$ a eficiência do sistema cai de forma abrupta devido ao superaquecimento dos coletores. Valores inferiores a este devem ser evitados. Vazões superiores ao valor ótimo de $11\text{kg}/\text{hm}^2$ não são críticas, produzindo uma que mais suave na eficiência do sistema.

O projeto é bastante robusto permitindo a variação dos parâmetros financeiros utilizados sem que isso afete sua viabilidade econômica. O parâmetro que demonstrou maior influência nos resultados finais foi a tarifa do combustível auxiliar.

As seguintes sugestões podem ser feitas para trabalhos futuros:

- Aprimoramento do código para acelerar o seu desempenho;
- Acrescentar modelos de entrada variável para o reservatório térmico e de vazão nos coletores para a possibilidade de simulação de sistemas passivos;
- Criar uma *interface* gráfica para a entrada e saída de dados;
- Determinar através da comparação com dados experimentais quais os modelos de radiação mais adequados para o uso em dados da região nordeste.

Referências

- ABDEL-DAYEM, A. M.; MOHAMAD, M. A. Potential of solar energy utilization in the textile industry - a case study. *Renewable Energy*, v. 23, n. 3-4, p. 685–694, Jul. 2001.
- ALBUQUERQUE, R. F. de. *Refrigeração solar: uma proposta para a refrigeração de leite no semi-árido nordestino*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — UFPE, Recife, 2005.
- ALGHOUL, M. A.; SULAIMAN, M. Y.; AZMI, B. Z.; WAHAB, M. A. Review of materials for solar thermal collectors. *Anti-Corrosion Methods and Materials*, v. 52, n. 4, p. 199–206, 2005.
- ALIZADEH, S. An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank. *Solar Energy*, v. 66, n. 6, p. 409–421, Set. 1999.
- ALTUNTOP, N.; ARSLAN, M.; OZCEYHAN, V.; KANOGLU, M. Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks. *Applied Thermal Engineering*, v. 25, n. 14-15, p. 2285–2298, Out. 2005.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. *Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors*. Atlanta, 2003.
- ANDERSON, T. N.; DUKE, M. Solar energy use for energy savings in dairy processing plants. *IPENZ engineering treNz*, 2008.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Coletores solares planos líquidos: Determinação do rendimento térmico*. Rio de Janeiro, 1988. 25 p.
- ATKINS, M. J.; WALMSLEY, M. R. W.; MORRISON, A. S. Integration of solar thermal for improved energy efficiency in low-temperature-pinch industrial processes. *Energy*, 2009.
- BADESCU, V. 3D isotropic approximation for solar diffuse irradiance on tilted surfaces. *Renewable Energy*, v. 26, n. 2, p. 221–233, Jun. 2002.
- BANCO CENTRAL DO BRASIL. *Sistema Gerenciador de Séries Temporais*. [S.l.], 2010. Disponível em: <<http://www4.bcb.gov.br/?SERIESTEMP>>. Acesso em: 20 jan. 2010.
- BATLLES, F. J.; OLMO, F. J.; ALADOS-ARBOLEDAS, L. On shadowband correction methods for diffuse irradiance measurements. *Solar Energy*, v. 54, n. 2, p. 105–114, Fev. 1995.
- BORGES, T. P. de F. *Síntese otimizada de sistemas de aquecimento solar de água*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — UNICAMP, Campinas, Janeiro 2000.
- CASTRO, A. C. G. *Metodologia para simulação numérica de sistemas de aquecimento de água utilizando coletores solares planos*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — UFPE, Recife, 2008.

- CENTER FOR RENEWABLE ENERGY SOURCES. *PROCESOL II: Solar thermal plants in industrial processes - design and maintenance guidelines*. Pikermi, 2005.
- COLLARES-PEREIRA, M.; RABL, A. The average distribution of solar radiation - correlations between diffuse hemispherical and between daily and hourly insolation values. *Solar Energy*, v. 22, n. 2, p. 155–164, 1979.
- COSTA, E. R. *Limitações no uso de coletores solares sem cobertura para sistemas domésticos de aquecimento de água*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — UFRGS, Porto Alegre, 2002.
- CRISTOFARI, C.; NOTTON, G.; POGGI, P.; LOUCHE, A. Influence of the flow rate and the tank stratification degree on the performances of a solar flat-plate collector. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 42, n. 5, p. 455–469, Maio 2003.
- CRUICKSHANK, C.; HARRISON, S. Analysis of a modular thermal storage for solar heating systems. In: *Canadian Solar Buildings Conference*. Montreal: Solar Buildings Research Network, 2004.
- DESIDERI, U.; PROIETTI, S.; SDRINGOLA, P. Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications. *Applied Energy*, v. 86, n. 9, p. 1376–1386, Set. 2009.
- DIEZ-MEDIAVILLA, M.; MIGUEL, A. D.; BILBAO, J. Measurement and comparison of diffuse solar irradiance models on inclined surfaces in Valladolid Spain. *Energy Conversion and Management*, v. 46, n. 13-14, p. 2075–2092, Ago. 2005.
- DRUMMOND, A. On the measurement of sky radiation. *Archiv fur Meteorologie Geophysik und Bioklimetologie*, v. 7, p. 413–436, 1956.
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. *Solar Engineering of Thermal Processes*. 2. ed. Nova York: John Wiley & Sons, 1991. ISBN 0-471-51056-4.
- ELMINIR, H. K.; GHITAS, A. E.; EL-HUSSAINY, F.; HAMID, R.; BEHEARY, M. M.; ABDEL-MONEIM, K. M. Optimum solar flat-plate collector slope: Case study for Helwa Egypt. *Energy Conversion and Management*, v. 47, n. 5, p. 624–637, Mar. 2006.
- ERBS, D. G.; KLEIN, S. A.; DUFFIE, J. A. Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly daily and monthly-average global radiation. *Solar Energy*, v. 28, n. 4, p. 293–302, 1982.
- EVSEEV, E. G.; KUDISH, A. I. An assessment of a revised Olmo et al. model to predict solar global radiation on a tilted surface at Beer Sheva Israel. *Renewable Energy*, v. 34, n. 1, p. 112–119, Jan. 2009.
- EVSEEV, E. G.; KUDISH, A. I. The assessment of different models to predict the global solar radiation on a surface tilted to the south. *Solar Energy*, v. 83, n. 3, p. 377–388, Mar. 2009.
- GHAJAR, A. J.; ZURIGAT, Y. H. Numerical study of the effect of inlet geometry on stratification in thermal energy storage. *Numerical Heat Transfer*, v. 19, n. 1, p. 65–83, Jan. 1991.
- GUEYMARD, C. A. Direct and indirect uncertainties in the prediction of tilted irradiance for solar engineering applications. *Solar Energy*, v. 83, n. 3, p. 432–444, Mar. 2009.

- GUEYMARD, C. A.; MYERS, D. R. Evaluation of conventional and high-performance routine solar radiation measurements for improved solar resource climatological trends and radiative modeling. *Solar Energy*, v. 83, n. 2, p. 171–185, Fev. 2009.
- GUNERHAN, H.; HEPBASLI, A. Determination of the optimum tilt angle of solar collectors for building applications. *Building and Environment*, v. 42, n. 2, p. 779–783, Fev. 2007.
- HALLERA, M. Y.; CRUICKSHANK, C. A.; STREICHER, W.; HARRISON, S. J.; ANDERSEN, E.; FURBO, S. Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes - review and theoretical comparison. *Solar Energy*, v. 83, n. 10, p. 1847–1860, Out. 2009.
- HANA, Y. M.; WANG, R. Z.; DAIA, Y. J. Thermal stratification within the water tank. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 33, n. 5, p. 1014–1026, Jun. 2009.
- HAY, J. E. Study of shortwave radiation on non-horizontal surfaces. *Atmospheric Environment Service*, 1979.
- HOBBI, A.; SIDDIQUI, K. Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS. *Solar Energy*, v. 83, n. 5, p. 700–714, Maio 2009.
- IEVERS, S.; LIN, W. Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot water storage tank. *Applied Energy*, v. 26, n. 12, p. 2604–2614, Dez. 2009.
- INMETRO. *Programa brasileiro de etiquetagem - Sistemas e equipamentos para aquecimento solar de água*. 7. ed. [S.l.], 2009. Disponível em: <www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/PBE12.pdf>. Acesso em: 11 jul. 2009.
- INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. *Sistema Nacional de Índices de Preços ao Consumidor*. [S.l.], 2010. Disponível em: <http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/indicadores/precos/inpc_ipca/defaultinpc.shtm>. Acesso em: 10 jan. 2010.
- INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *Potencial for solar heat industrial process*. Madri, 2008.
- INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *Solar Heat Worldwide: Markets and contribution to the energy supply 2007*. Paris, 2009.
- JOHANNES, K.; FRAISSE, G.; ACHARD, G.; RUSAOUEN, G. Comparison of solar water tank storage modelling solutions. *Solar Energy*, v. 79, n. 2, p. 216–218, Ago. 2005.
- KALOGIROU, S. The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, v. 76, n. 4, p. 337–361, Dez. 2003.
- KALOGIROU, S. *Solar Energy Engineering: processes and systems*. 1. ed. Oxford: Elsevier, 2009. ISBN 978-0-12-374501-9.
- KAMBEZIDIS, H. D.; PSILOGLOU, B. E.; SYNODINOU, B. M. Comparison between measurements and models for daily solar irradiation on tilted surfaces in Athens Greece. *Renewable Energy*, v. 10, n. 4, p. 505–518, Abr. 1997.

- KARAGIORGAS, M.; BOTZIOS, A.; TSOUTSOS, T. Industrial solar thermal applications in Greece: Economic evaluation, quality requirements and case studies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 5, n. 2, p. 157–173, Jun. 2001.
- KUDISH, A. I.; EVSEEV, E. G. The assessment of four different correction models applied to the diffuse radiation measured with a shadowring using global and normal beam radiation measurements for Beer Sheva, Israel. *Solar Energy*, v. 82, n. 2, p. 144–156, Fev. 2008.
- KULKARNI, G. N.; KEDARE, S. B.; BANDYOPADHYAY, S. Design of solar thermal systems utilizing pressurized hot water storage for industrial applications. *Solar Energy*, v. 82, n. 8, p. 686–699, Ago. 2008.
- LABORATÓRIO DE ENERGIA SOLAR (UFSC). *Relatório técnico: Coletores solares planos para líquidos determinação do rendimento térmico*. Florianópolis, 2001. Disponível em: <www.alosolar.com.br>. Acesso em: 10 jan. 2010.
- LABORATÓRIO DE VARIÁVEIS AMBIENTAIS E TROPICAIS. [S.l.], 2009. Disponível em: <www.crn2.inpe.br/lavat/>. Acesso em: 10 nov. 2009.
- LEBARON, B. A.; MICHALSKY, J. J.; PEREZ, R. A simple procedure for correcting shadowband data for all sky conditions. *Solar Energy*, v. 44, n. 5, p. 249–256, 1990.
- LIMA, J. B. A.; PRADO, R. T. A.; TABORIANSKI, V. M. Optimization of tank and flat-plate collector of solar water heating system for single-family households to assure economic efficiency through the TRNSYS program. *Renewable Energy*, v. 31, n. 10, p. 1581–1595, Ago. 2006.
- LIU, B. Y. H.; JORDAN, R. C. The interrelationship and characteristic distribution of direct diffuse and total solar radiation. *Solar Energy*, v. 4, n. 3, p. 1–19, 1960.
- LIU, B. Y. H.; JORDAN, R. C. Daily insolation on surfaces tilted towards to equator. *ASHRAE Journal*, v. 3, n. 10, p. 53–59, 1961.
- LÓPEZ, G.; MUNEER, T.; CLAYWELL, R. Assessment of four shadow band correction models using beam normal irradiance data from the United Kingdom and Israel. *Energy Conversion and Management*, v. 45, n. 13-14, p. 1963–1979, Ago. 2004.
- LOUTZENHISER, P. G.; MANZ, H.; FELSMANN, C.; STRACHAN, P. A.; FRANK, T.; MAXWELL, G. M. Empirical validation of models to compute solar irradiance on inclined surfaces for building energy simulation. *Solar Energy*, v. 81, n. 2, p. 254–267, Fev. 2007.
- MATHER, D. W.; HOLLANDS, K. G. T.; WRIGHT, J. L. Single- and multi-tank energy storage for solar heating systems: fundamentals. *Solar Energy*, v. 73, n. 1, p. 3–13, Jul. 2002.
- MÜLLER-STEINHAGEN, H. Applications of solar heat for temperatures ranging from 50-2000C. In: *5th European Thermal-Sciences Conference*. Holanda: [s.n.], 2008.
- MUNEER, T. *Solar Radiation and Daylight Models*. 2. ed. Oxford: Elsevier, 2004. ISBN 0-7506-5974-2.
- MUNEER, T.; ZHANG, X. A new method for correcting shadow band diffuse irradiance data. *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 124, n. 1, p. 34–43, Fev. 2002.

NAHAR, M. N. Capital cost and economic viability of thermosyphonic solar water heaters manufactured from alternate materials in India. *Renewable Energy*, v. 26, n. 4, p. 623–635, Ago. 2002.

NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION. *World Book at NASA*: Sun. [S.l.], 2009. Disponível em: <www.nasa.gov/worldbook/>. Acesso em: 08 out. 2009.

NEWTON, B. J. *Modeling of solar storage tanks*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — University of Wisconsin, Madison, 1995.

NIJMEH, S.; MAMLOOK, R. Testing of two models for computing global solar radiation on tilted surfaces. *Renewable Energy*, v. 20, n. 1, p. 75–81, Maio 2000.

NOORIAN, A. M.; MORADI, I.; KAMALI, G. A. Evaluation of 12 models to estimate hourly diffuse irradiation on inclined surfaces. *Renewable Energy*, v. 33, n. 6, p. 1406–1412, Jun. 2008.

NOTTON, G.; CRISTOFARI, C.; POGGI, P. Performance evaluation of various hourly slope irradiation models using Mediterranean experimental data of Ajaccio. *Energy Conversion and Management*, v. 47, n. 2, p. 147–173, Jan. 2006.

OLIVEIRA, A. P.; ESCOBEDO, J. F.; MACHADO, A.; SOARES, J. Correlation models of diffuse solar-radiation applied to the city of São Paulo, Brazil. *Applied Energy*, v. 71, n. 1, p. 59–73, Jan. 2002.

OLIVESKI, R. D. C.; KRENZINGER, A.; VIELMO, H. A. Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks. *Solar Energy*, v. 72, n. 2, p. 121–134, Ago. 2003.

OLIVESKI, R. de C. *Análise numérico experimental dos campos de temperatura e velocidade armazenadores térmicos*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — UFRGS, Porto Alegre, Maio 2000.

PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; ABREU, S. L. de; RÜTHER, R. *Atlas brasileiro de energia solar*. 1. ed. São José dos Campos: INPE, 2006. ISBN 978-85-17-00030-0.

RATZMANN, P. M. *Analysis of a large scale solar water heater*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — University of Wisconsin, Madison, 1992.

REINDL, D. T.; BECKMAN, W. A.; DUFFIE, J. A. Evaluation of hourly tilted surface radiation models. *Solar Energy*, v. 45, n. 1, p. 9–17, 1990.

ROSEN, M. A. The exergy of stratified thermal energy storages. *Solar Energy*, v. 71, n. 3, p. 173–185, Jun. 2001.

SCHNITZER, H.; BRUNNER, C.; GWEHENBERGER, G. Minimizing greenhouse gas emissions through the application of solar thermal energy in industrial processes. *Journal of Cleaner Production*, v. 15, n. 13-14, p. 1271–1286, Set. 2007.

SHAH, L. J.; ANDERSEN, E.; FURBO, S. Theoretical and experimental investigations of inlet stratifiers for solar storage tanks. *Applied Thermal Engineering*, v. 25, n. 14-15, p. 2086–2099, Out. 2005.

- SHAH, L. J.; FURBO, S. Entrance effects in solar storage tanks. *Solar Energy*, v. 75, n. 4, p. 337–348, Out. 2003.
- SHARIA, A.; AL-AKHRAS, M.-A.; AL-OMARI, I. A. Optimizing the tilt angle of solar collectors. *Renewable Energy*, v. 26, n. 4, p. 587–598, Ago. 2009.
- SHYU, R.-J.; LIN, J.-Y.; FANG, L.-J. Thermal analysis of stratified storage tanks. *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 111, n. 1, p. 54–61, Fev. 1989.
- SKEIKER, K. Optimum tilt angle and orientation for solar collectors in Syria. *Energy Conversion and Management*, v. 50, n. 9, p. 2439–2448, Set. 2009.
- SOARES, J.; OLIVEIRA, A. P.; BOZDAR, M. Z.; MLAKAR, P.; ESCOBEDO, J. F.; MACHADO, A. J. Modeling hourly diffuse solar-radiation in the city of São Paulo using a neural-network technique. *Applied Energy*, v. 79, n. 2, p. 201–214, Out. 2004.
- SPENCER, J. W. Fourier series representation of the position of the Sun. *Search*, v. 2, n. 5, p. 172, 1971.
- TEMPS, R. C.; COULSON, K. L. Solar radiation incident upon slopes of different orientations. *Solar Energy*, v. 19, n. 2, p. 179–184, Ago. 1977.
- TIBA, C. Solar radiation in the Brazilian Northeast. *Renewable Energy*, v. 22, n. 4, p. 565–578, Abr. 2000.
- TIBA, C.; FRAIDENRAICH, N.; GALLEGOS, H. G.; LYRA, F. J. M. Brazilian Solar Resource Atlas CD-ROM. *Renewable Energy*, v. 29, n. 6, p. 991–1001, Maio 2004.
- VILLAR, N. M.; LÓPEZ, J. M. C.; MUÑOZ, F. D.; GARCÍA, E. R.; ANDRÉS, A. C. Numerical 3-D heat flux simulations on flat plate solar collectors. *Solar Energy*, v. 83, n. 7, p. 1086–1092, Jul. 2009.
- YOUNES, S.; CLAYWELL, R.; MUNEER, T. Quality control of solar radiation data: Present status and proposed new approaches. *Energy*, v. 30, n. 9, p. 533–1549, Jul. 2005.
- ZACHÁR, A.; FARKAS, I.; SZLIVKA, F. Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows. *Solar Energy*, v. 74, n. 4, p. 287–302, Abr. 2003.
- ZURIGAT, Y. H.; LICHE, P. R.; GHAJAR, A. J. Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 34, n. 1, p. 115–125, Jan. 1990.