

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo metodológico de aquecimento solar de piscinas

Ramon Ferreira da Silva Brito

São Paulo
2014

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo metodológico de aquecimento solar de piscinas

**Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
Obtenção do título de Graduação em Engenharia**

Ramon Ferreira da Silva Brito

Orientador: Prof. Dr. José Simões Moreira

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**São Paulo
2014**

RESUMO

O desenvolvimento das civilizações ao longo do tempo tem sido amparado pelo uso da energia disponível. Durante muitos anos as principais fontes de energia foram exploradas sem nenhuma preocupação com o futuro ou o meio ambiente, porém devido a diversos fatores como a crise do petróleo, as dificuldades geográficas e ambientais de construção de usinas hidrelétricas e o uso de fontes de energia que prejudicam o meio ambiente como o carvão mineral e os combustíveis fósseis a procura por fontes de energia consideradas limpas tem aumentado recentemente. Uma forma de se obter energia limpa é através da energia solar. A aplicabilidade desse tipo de energia é grande e os impactos ao meio ambiente pequenos. Ao longo desse trabalho será mostrado um modelo de equacionamento para a utilização de energia solar para aquecimento de piscinas e as vantagens econômicas e ambientais desse tipo de aplicação.

ABSTRACT

Civilization's development over time has been supported by use of available energy. For many years the main energy sources were explored with no thought to the future or the environment, but due to several factors such as the oil crisis, the geographical and environmental difficulties of constructing hydroelectric plants and the use of energy sources that harm the environment, such as coal and fossil fuels the search for clean energy sources considered "green" have increased recently. One way to obtain clean energy is solar powered. The applicability of this type of energy is large and produces small impacts to the environment. Through this work, a model of addressing for the use of solar energy for heating swimming pools and the economic and environmental advantages of this type of application will be shown.

Brito, Ramon Ferreira da Silva

Estudo metodológico de aquecimento solar de piscinas
/ R. F. S. Brito. - São Paulo, 2014.
45 pag.

Trabalho de formatura. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Método de equacionamento de aquecimento Solar
2.Aplicabilidade em piscinas 3.Simulações I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por toda a luz e proteção ao longo destes vinte e cinco anos.

Aos meus familiares, em particular aos meus pais Edson e Solange, ao minha irmã Renata e a minha namorada Gabriela, que estiveram ao meu lado durante toda essa jornada e cuja presença foi sem dúvida fundamental em toda minha vida escolar.

Ao professor José Simões, pela pronta atenção e competente orientação do presente trabalho de formatura e ao longo de vários anos da vida acadêmica politécnica.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	Objetivo.....	11
1.2	Descrição das etapas a serem desenvolvidas	11
1.3	Motivação	12
2	REVISÃO TEÓRICA	15
2.1	Radiação Solar	15
2.2	Sistema de aquecimento Solar	17
2.2.1	<i>Circulação por termossifão</i>	17
2.2.2	<i>Circulação Forçada</i>	19
2.3	Coletores Solar.....	20
2.3.1	<i>Coletor plano</i>	21
2.3.2	<i>Coletores concentradores Cilíndrico-Parabólicos</i>	23
2.3.3	<i>Coletores para piscina</i>	24
3	EQUACIONAMENTO.....	26
3.1	Modelo da Piscina.....	26
3.2	Calculo da temperatura da piscina	34
4	SIMULAÇÕES E RESULTADOS.....	36
5	CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS	42
6	BIBLIOGRAFIA	44

Lista de Figuras

Figura 1. 1 - Média de radiação solar no Brasil (Atlas Brasileiro de energia Solar,2006)	13
Figura 1. 2 - Fontes de energia utilizadas no Brasil (Fonte: MME – BEN 2006).....	14
Figura 2. 1 - Representação das estações do ano e do movimento da terra em torno do sol.....	15
Figura 2.2 - Média anual de insolação diária no Brasil. (ANEEL, 2006).....	16
Figura 2.3 - Esquema do sistema de termossifão. (IS-Energy, 2013).....	18
Figura 2.4 - Circulação Forçada. (Elrgone Energia Ltda, 2013)	19
Figura 2.5 - Coletor Solar Plano. (Metalica Ltda.,2013)	22
Figura 2.6 - Concentrador parabólico Fonte: RENEWABLE POWER NEWS (2009)	23
Figura 2.7 - Esquema da concentração da radiação em um concentrador parabólico.SOLARPACES (2011)	24
Figura 2.8 - Coletor de polipropileno para piscinas(Unipool, 2013).....	25
Figura 3.1 - (a) Ar úmido escoando sobre uma superfície molhada.(b) Análise da interface ar-liquido....	28
Figura 4.1 - Média de Radiação incidente para um dia típico do mês.....	36
Figura 4.2 - Média de temperatura para um dia típico do mês	37
Figura 4.3 - Evolução da temperatura em função da área dos coletores.....	38
Figura 4.4 - Evolução de temperatura em um dia típico de inverno e verão	39
Figura 4.5 - Perda de massa em um dia típico de cada mês	40
Figura 4.6 - Qtotal durante um dia comum para vários meses	41

Lista de Símbolos

$T_{amb.}$	Temperatura ambiente
\dot{Q}_i	Fluxo de calor que entra na piscina
\dot{Q}_o	Fluxo de calor que sai da piscina
\dot{Q}_L	Calor latente
\dot{Q}_T	Fluxo de calor por convecção e massa combinados
\dot{Q}_s	Transferência de calor por convecção
\dot{m}_{aq}	Vazão de aqua aquecida
\dot{m}_{rep}	Vazão mássica de água reposta na piscina
\dot{m}_v	Vazão mássica de água (vapor)
$(\tau\alpha)_n$	Produto transmitância-absortância no coletor para a incidência normal de radiação
h_{LVS}	Entalpia específica de vaporização da agua à temperatura da superfície.
h_c	Coeficiente de transferencia de calor por convecção
h_m	Coeficiente de transferencia de massa por convecção
A_c	Área dos coletores
A_p	Área da piscina
$C_{cobert.}$	Fator de cobertura de nuvens
C_{pu}	Calor específico médio
F_R	Fator de remoção de calor pelo fluido
G_T	Radiação solar incidente no plano do coletor
$P_{atm,0}$	Pressão atmosférica na altura zero
$P_{atm,L}$	Pressão atmosférica na altura L
T_{aq}	Temperatura da água aquecida
$T_{c,i}$	Temperatura da entrada de água do painel
$T_{c,o}$	Temperatura da saída de água do painel
$T_{céu}$	Temperatura efetiva do céu
$T_{orv.}$	Temperatura de ponto de orvalho
T_p	Temperatura da piscina
$T_{rep.}$	Temperatura da água de reposição

T_s	Temperatura da superfície
U_L	Coeficientes de perdas térmicas de primeira
U_{LT}	Coeficientes de perdas térmicas de segunda ordem
V_p	Volume da piscina
$c_{p,a}$	Calor específico da água
α_p	Absortância efetiva de radiação solar para a piscina
$\varepsilon_{água}$	Emissividade da superfície da água para a região de onda longa
ε_0	Emitância do céu limpo
η_c	Rendimento dos coletores
ρ_a	Massa específica da água
ρ_s	Massa específica da água (vapor)
ω_s	Umidade superfície proxima à piscina
ϕ	Umidade ambiente
A	Área da piscina
G	Radiação solar incidente
T	Temperatura da corrente de ar
g	Aceleração da gravidade
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
ω	Umidade absoluta da corrente de ar
h_s	Entalpia específica do ar saturado junto à superfície molhada
h	Entalpia específica do ar

1 INTRODUÇÃO

1.1 Objetivo

Este trabalho teve por objetivo desenvolver um modelo de equacionamento para projetos de aquecimento de piscinas por meio de energia solar.

O modelo foi desenvolvido de forma a ter aplicabilidade para qualquer tamanho de piscina e em regiões diferentes. O projeto foi simulado e os resultados obtidos condizem com o esperado e possibilitam análises mais aprofundadas em suas variáveis.

1.2 Descrição das etapas a serem desenvolvidas

- Estado da arte
Desenvolvimento do resumo, motivação e objetivo do projeto.
- Levantamento bibliográfico
Pesquisa sobre possíveis fontes para auxílio no projeto para auxiliar no equacionamento e modelagem de coletores e de todo o sistema.
- Pesquisa do problema
Pesquisa sobre as possíveis configurações do projeto e possíveis problemas que podem influenciar no andamento das atividades.
- Teoria envolvida
Desenvolvimento das teorias envolvidas na elaboração do projeto e de sua solução.
- Equacionamento
Desenvolvimento de todo o equacionamento necessário para elaboração do estudo do sistema.
- Modelagem e simulação
Simulação do sistema para as condições analisadas.
- Resultados e Conclusões
Análise dos resultados obtidos.

1.3 Motivação

Segundo a DASOL/ABRAVA (Departamento Nacional de Aquecimento Solar, 2013), o setor de aquecimento solar engloba empresas que atuam com a fabricação, venda instalação, projeto, manutenção e consultoria. Existem aproximadamente 200 empresas que atuam no setor e movimentam cerca de R\$500 milhões/ano e o Brasil ocupa a sexta posição mundial em quantidade de coletores solares.

No contexto atual, a busca por fontes alternativas de energia para substituir outras fontes que possuem grande impacto ambiental colocou a energia solar térmica em evidência. Seu uso, atualmente no Brasil, se dá em sua maior parte para o aquecimento de água. Segundo dados da DASOL (2013), cada m² de coletor solar instalado, utilizado durante um ano, equivale a:

- 56 metros quadrados de áreas inundadas (hidrelétricas)
- 66 litros de diesel
- 215 kg de lenha
- 55 kg de gás natural

Os dados apresentados anteriormente aliados ao fato de o Brasil ser um país com grande capacidade de geração desse tipo de energia faz com que a viabilidade desse tipo de aproveitamento de energia seja seriamente levada em consideração. Segundo o IBGE O Brasil possui 8.515.767,049 km² de área e sua localização próxima a linha do equador proporcionam ótimos valores para a radiação solar no território nacional, como pode ser observado na Figura 1.1 abaixo.

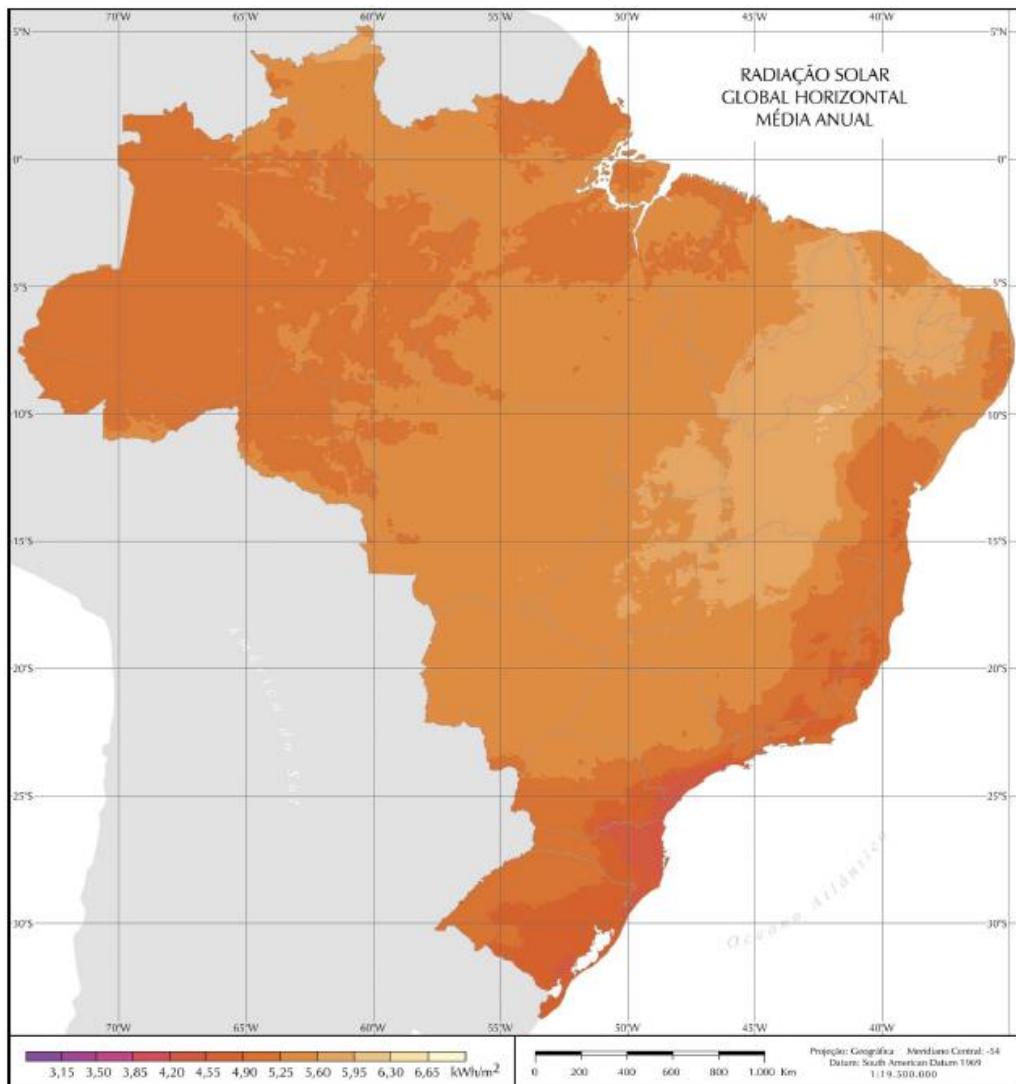


Figura 1. 1 - Média de radiação solar no Brasil (Atlas Brasileiro de energia Solar,2006)

Analisando a figura, percebemos que os menores valores de radiação solar no Brasil são da ordem de 4 kWh/m²/dia. Considerando que o consumo médio por consumidor é de aproximadamente 5,5 kWh/dia segundo a EPE (Empresa de Pesquisa Energética, 2013) podemos concluir que dois metros quadrados de coletores solares seriam suficientes para suprir as necessidades médias de consumo de um indivíduo considerando a fim didático 100% de eficiência do sistema.

Segundo a ABRAVA (2013), com a instalação do Sistema de Aquecimento Solar (SAS), há uma economia de até 50% na conta de energia elétrica. Com isso todo o investimento inicial retorna, no geral, em até 24 meses.

Toda essa energia ainda é mal aproveitada no país como podemos ver na Figura 1.2 a seguir.

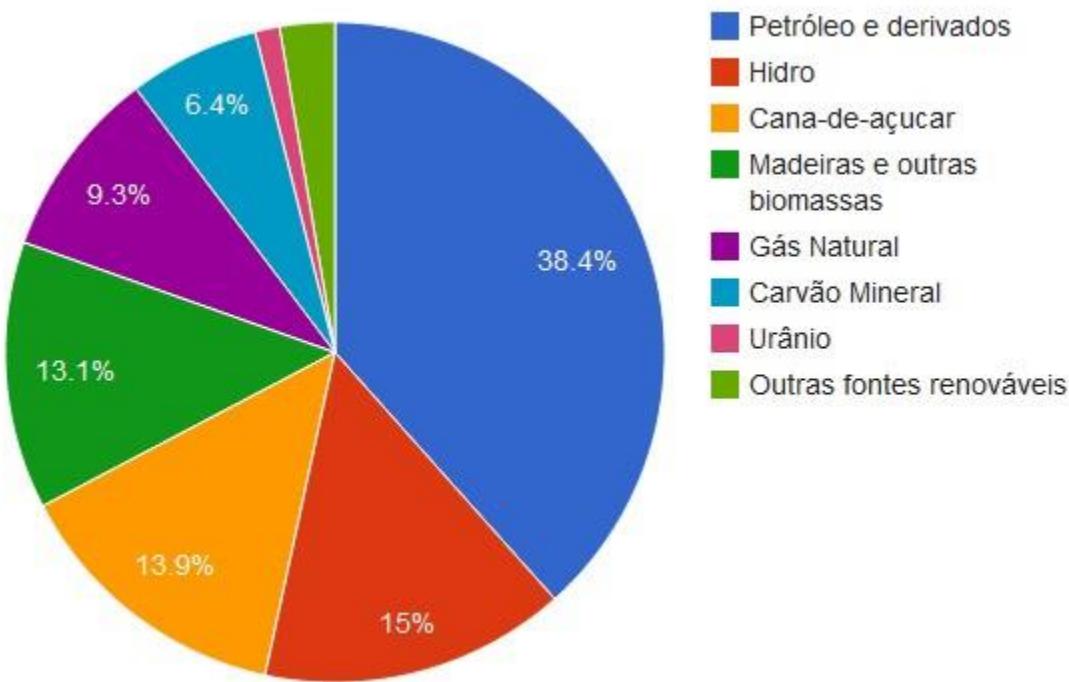


Figura 1. 2 - Fontes de energia utilizadas no Brasil (Fonte: MME – BEN 2006)

Desta e acordo com o relatório da EPE (2013) o consumo de energia elétrica no Brasil em junho de 2013 foi de 37.664 gigawatts-hora (GWh), 3.1% acima do registrado em igual mês de 2012. No ano, o consumo total acumula alta de 2,8%, praticamente a mesma variação observada no acumulado de 12 meses (2.9%). Dessa forma, podemos esperar que o consumo de energia no Brasil e no mundo vai aumentar nos próximos anos e a energia solar térmica será uma das principais fontes renováveis que não agridem o meio ambiente, sendo assim uma ótima motivação de estudo para esse trabalho. O Brasil, por meio de políticas de incentivo a esse tipo de energia, inclusive no programa “Minha casa, minha vida”, esta se preparando para essa mudança no cenário energético.

2 REVISÃO TEÓRICA

2.1 Radiação Solar

Assim como condições atmosféricas como nebulosidade e a umidade relativa do ar, a disponibilidade de radiação solar (em valores médios), também chamada de energia total incidente sobre a superfície terrestre, depende da latitude local e da localidade do tempo (hora do dia e dia do ano). A variação desses valores se deve à inclinação do eixo imaginário em torno do qual a Terra gira diariamente (movimento de rotação) e devido à trajetória elíptica que a Terra percorre ao redor do Sol (translação ou revolução), como ilustrado na Figura 2.1.



Figura 2. 1 - Representação das estações do ano e do movimento da terra em torno do sol.
Fonte: (ANEEL, 2006)

Dessa maneira, a duração solar do dia, ou seja, o período de visibilidade do Sol ou de claridade varia, em algumas regiões e períodos do ano, de zero hora (Sol abaixo da linha do horizonte durante o dia todo) a 24 horas (Sol sempre acima da linha do horizonte). Essas variações são mais intensas nas regiões polares e nos períodos de solstício. O inverso ocorre próximo à linha do Equador e durante os equinócios. O mapa da Figura 2.2 apresenta a média anual de insolação diária, segundo o Atlas Solarimétrico do Brasil (2000).

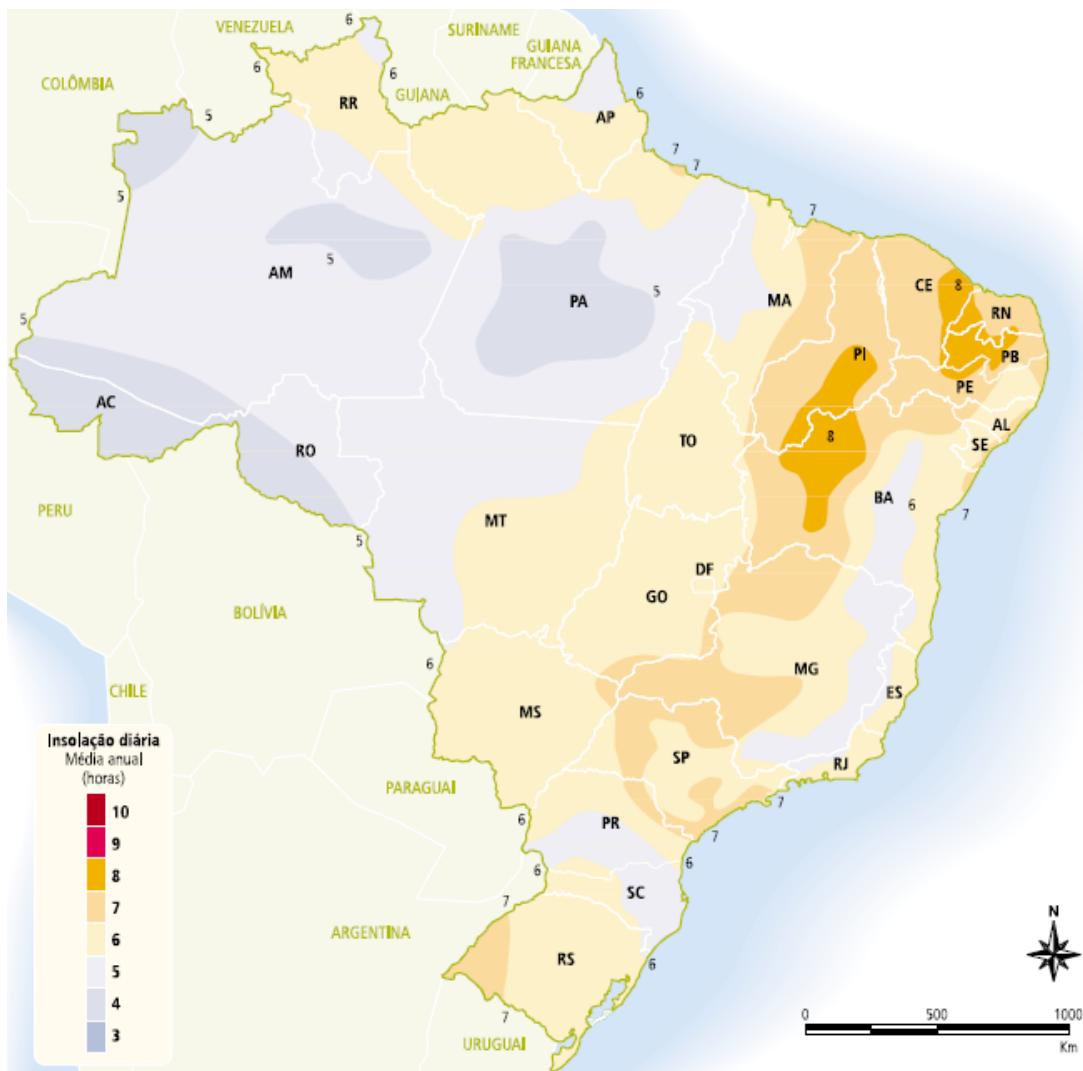


Figura 2.2 - Média anual de insolação diária no Brasil. (ANEEL, 2006)

A maior parte do território brasileiro localiza-se relativamente próximo à linha do Equador, ocasionando o fato de que grandes variações na duração solar do dia não sejam observadas. Porém, a maior parte da população brasileira e de suas atividades socioeconômicas concentra-se nas regiões mais afastadas da linha do Equador (Sul e Sudeste). Em Porto Alegre, por exemplo, capital brasileira localiza mais ao Sul (cerca de 30° S), a duração solar do dia varia de 10 horas e 13 minutos a 13 horas e 47 minutos, aproximadamente, entre 21 de junho e 22 de dezembro, respectivamente. Desta maneira, para aproveitar ao máximo a radiação solar, pode-se regular a posição do coletor ou painel solar de acordo com a latitude do local e o

com o período do ano em que se necessita mais energia. No Hemisfério Sul, por exemplo, um sistema de captação solar fixo deve ser orientado para o Norte, com um ângulo de inclinação similar ao da latitude do local.

Como citado anteriormente, a radiação solar depende também das condições climáticas e das condições atmosféricas. Devido à reflexão e absorção dos raios solares pela atmosfera somente parte da radiação solar atinge a superfície terrestre. Mesmo assim, estima-se que a energia solar incidente sobre a superfície terrestre seja da ordem de 10 mil vezes o consumo energético mundial (CRESESB, 2000).

O Atlas Solarimétrico do Brasil (2000) apresenta uma estimativa da radiação solar incidente no país, resultante da interpolação e extração de dados obtidos em estações solarimétricas distribuídas em vários pontos do território nacional. Porém, devido ao número relativamente reduzido de estações experimentais e também às variações climáticas locais e regionais, o Atlas de Irradiação Solar no Brasil faz estimativas da radiação solar a partir de imagens provenientes de satélites.

A figura 2.2 apresenta o índice médio anual de radiação solar no País, respectivamente. Como pode ser visto, os maiores índices de radiação são observados na região Nordeste, com destaque para o Vale do São Francisco. É importante frisar que mesmo as regiões com índices baixos de radiação na figura apresentam grande potencial de aproveitamento energético.

2.2 Sistema de aquecimento Solar

Os dois sistemas de aquecimento solares mais utilizados são:

- Circulação em termossifão;
- Circulação forçada.

2.2.1 *Circulação por termossifão*

O sistema em termossifão consiste geralmente em um conjunto de coletores solares conectados a um reservatório isolado e localizado a um nível mais alto do que os coletores. Nesse sistema não é necessária a utilização de bombas circuladoras, pois a circulação de água acontece por convecção natural, induzida pela diferença de

densidade entre a água aquecida e não aquecida. A água no coletor fica menos densa ao ser aquecida deslocando-se para a parte superior do circuito (dentro do reservatório). A água mais fria (mais densa) para a parte mais baixa do circuito (à entrada do reservatório). Uma vez no coletor, o ciclo começa novamente e a circulação continua desde que haja radiação solar. O fluxo de circulação aumenta com o aumento da intensidade de radiação solar e a água a ser utilizada é retirada da parte superior do reservatório solar, ou seja, a água com a temperatura mais elevada. A figura 2.3 representa esse tipo de sistema.

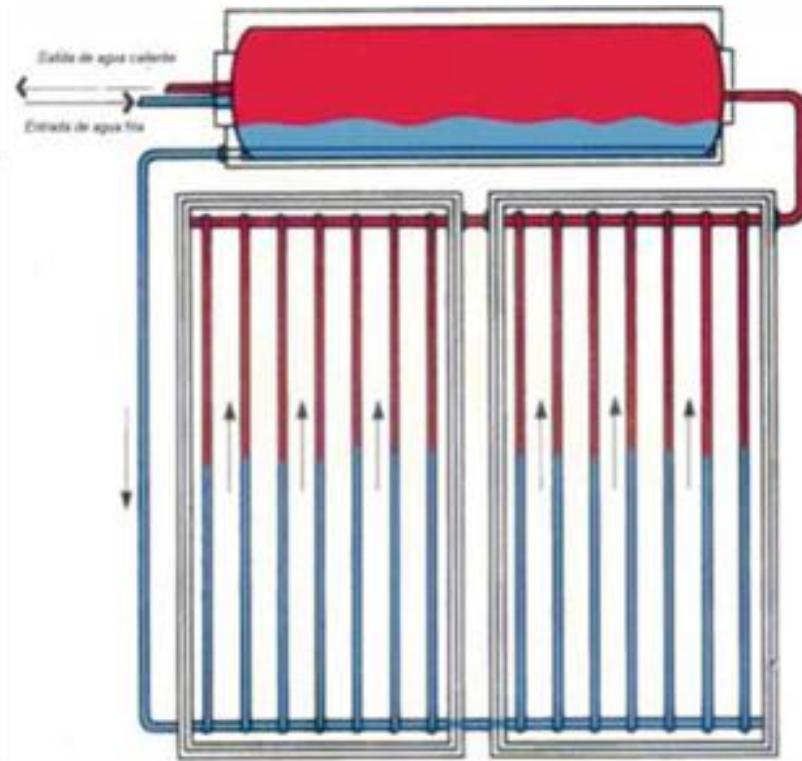


Figura 2.3 - Esquema do sistema de termossifão. (IS-Energy, 2013).

Segundo o fabricante IS-Energy, este tipo de sistema pode ser utilizado em instalações de grande porte embora seja necessário saber executar bem a ligação entre os painéis solares. Nas soluções tradicionais em sistemas de termossifão, existe a necessidade de desnivelar as posições do campo dos coletores e do depósito para proporcionar o fluxo natural da água por convecção, o que pode resultar, em

muitos casos, na inconveniência de instalar reservatórios pesados em localidades que não estão preparadas.

Existem outras soluções com o depósito ao nível do campo dos coletores, usando válvulas eletro-comandadas que, à noite ou nos períodos diurnos sem sol, impeçam o retorno aos coletores de água quente do depósito, arrefecendo aquele. No entanto esta solução é mais complicada e falível que a do sistema com circulação forçada.

2.2.2 Circulação Forçada

Em situações em que não é viável a instalação do reservatório acima da localidade dos coletores e para os grandes sistemas em geral é necessário o uso de bombas eletrocirculadoras para movimentar o fluido térmico. A bomba poderá ser comandada por um sistema de controle automático (o comando diferencial).

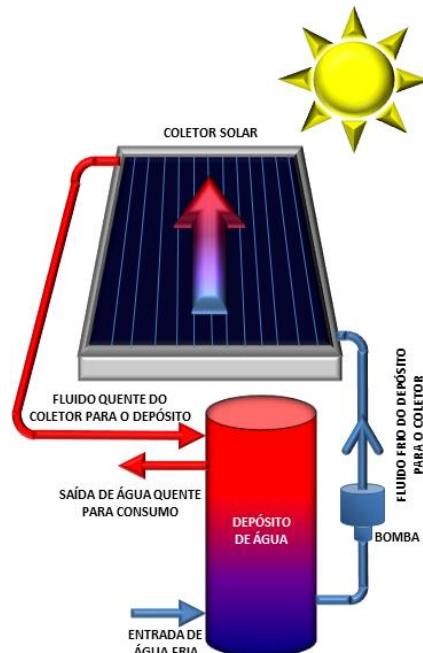


Figura 2.4 - Circulação Forçada. (Energone Energia Ltda, 2013)

O sistema de controle (comando diferencial) está regulado de modo a colocar a bomba em funcionamento logo que a diferença de temperatura entre os coletores e o depósito atinja 5°C. Estes sistemas são compostos pelo coletor solar, depósito

acumulador, bomba eletrocirculadora, controlador diferencial, purgador, vaso de expansão e outros pequenos acessórios. (Portal das Energias Renováveis, 2004).

2.3 Coletores Solar

Os coletores solares são utilizados principalmente para aquecimento de água a temperaturas relativamente baixas (inferiores a 100°C). O uso desse tipo de tecnologia ocorre predominantemente no setor residencial, mas há demanda significativa de aplicações em outros setores, como edifícios públicos e comerciais, hospitais, restaurantes, hotéis e similares. O coletor solar é instalado normalmente no teto (região mais alta da planta geralmente e, portanto com maior incidência solar) das residências e edificações. Devido à baixa densidade da energia solar que incide sobre a superfície terrestre, o atendimento de uma única residência pode requerer a instalação de vários metros quadrados de coletores. Para o suprimento de água quente de uma residência típica (três ou quatro moradores), são necessários cerca de 4 m² de coletor (ABRAVA,2013).

Quando os raios de sol atravessam o vidro da tampa do coletor solar, eles esquentam as aletas que são feitas de geralmente de cobre ou alumínio e pintadas com uma tinta especial e escura que ajuda na absorção máxima da radiação solar. Porém, no caso dos coletores utilizados em piscinas, esses coletores podem ser bem mais simples, utilizando matérias primas como o Polipropileno que é muito mais barata. O fluxo de calor passa então das aletas para os tubos (serpentina) que geralmente são de cobre. Daí a água que está dentro da serpentina esquenta e vai direto para o reservatório do aquecedor solar.

Os coletores solares são geralmente fabricados com matéria-prima nobre, como o cobre e o alumínio. Eles recebem um cuidadoso isolamento térmico e também vedação com borracha de silicone. Normalmente tem cobertura de vidro liso e são instalados sobre telhados ou lajes, sempre o mais próximo possível do reservatório térmico e geralmente são fornecidos com válvula anticongelamento. O número de

coletores solares a ser usado numa instalação depende do tamanho do reservatório térmico, mas pode também variar de acordo com o nível de insolação de uma região ou até mesmo de acordo com as condições de instalação. Existem vários tipos de coletores solares, os principais são:

- Planos
- Coletores concentradores
- Coletores para piscinas

2.3.1 Coletor plano

O principal componente deste tipo de coletor é a placa de absorção e devido ao seu formato plano, dá o nome a que geralmente é chamado esse sistema, também conhecido simplesmente por "placa solar".

Normalmente feito a partir da montagem de uma tubulação de cobre soldado a uma chapa também de cobre. O topo da superfície de absorção é revestido com placas pintadas com tintas escuras, não refletivas convencionais ou eletrostáticas, para maior durabilidade. A superfície escura do revestimento absorve a maior parte da radiação solar incidente. Assim que a radiação solar atinge esta superfície, é automaticamente convertida em energia térmica (calor).

A folha de cobre funciona como um condutor que transporta o calor que absorve para a tubulação de cobre que nela soldada. O calor migra de toda a folha de cobre para o tubo, pois o líquido (água) que flui através dos tubos é mais frio do que a folha de absorção. Este fluido, então, absorve o calor e leva-o para fora do coletor, ficando armazenado em um reservatório térmico, de preferência.

Para minimizar a perda do calor absorvido pela placa, o conjunto é geralmente alojado em um invólucro feito de alumínio, capaz de suportar muitos anos de exposição exterior, mesmo em ambientes salinos como as residências no litoral. As paredes laterais e traseira do conjunto são isoladas com materiais capazes de resistir a temperaturas superiores a 200°C, temperatura possível de ser atingida se o coletor

é exposto à luz solar intensa com o fluxo interno de fluido interrompido, uma vez que a água aquecida é também o líquido refrigerante do sistema. A figura 2.5 abaixo descreve os componentes existentes na maioria dos coletores planos.

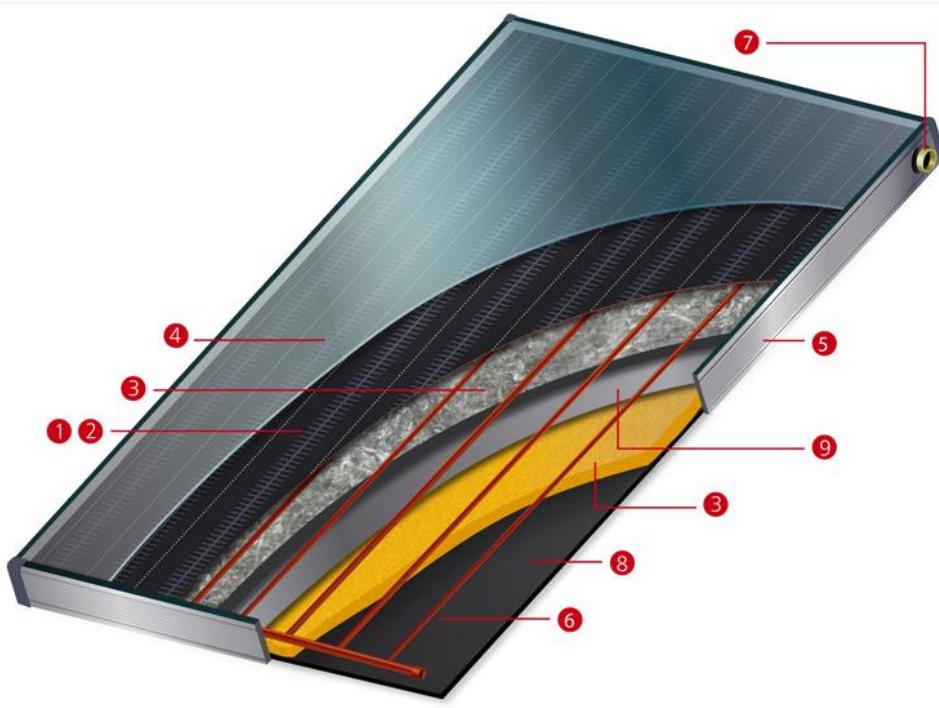


Figura 2.5 - Coletor Solar Plano. (Metalica Ltda.,2013)

1. Placa de absorção: chapa de cobre texturizada (aumento da superfície de contato) soldada por sobre a tubulação de cobre
2. Revestimento: fluoropolímeros (PTFE) para maximizar a absorção da energia.
3. Isolamento: espuma rígida de Poliuretano e Poliisocianurato para a máxima retenção de calor.
4. Vidro: Vidro temperado de alta performance é indispensável para reduzir reflexos, permitindo alta transmissão da luz solar.
5. Moldura: Alumínio para durabilidade, resistência à corrosão e boa aparência.
6. Tubulação: de cobre para obter fluxo otimizado da condução de calor e durabilidade.
7. Conexão de saída para o cabeçote ou tanque de armazenamento.
8. Fundo: Chapa de alumínio
9. Chapa intermediária: Folha de alumínio atua como barreira contra fluxo de ar quente para o segundo isolante.

A superfície superior do conjunto é geralmente de vidro temperado, com baixo teor de óxido de ferro, a fim de interferir minimamente na passagem dos raios solares. Os vidros temperados podem suportar altas temperaturas e, principalmente, altas variações de temperatura, o que significa dizer que é adequado ao estresse térmico resultante de uma chuva de verão no meio de um dia de pleno sol, onde sua

temperatura pode variar dezenas de graus em segundos. Da mesma forma suporta muito bem os choques mecânicos advindos de uma chuva de granizo ou outros objetos que o atinjam. A figura 2.5 abaixo descreve os componentes existentes na maioria dos coletores planos. São os coletores solares térmicos mais comuns e funcionam de forma excepcional em países de clima ameno como o Brasil. Eles são mais adequados para a produção de água quente em 50°C a 60°C, ideais para aquecimento da água utilizada para a lavar louça, roupa e para o banho.

2.3.2 *Coletores concentradores Cilíndrico-Parabólicos*

Os coletores cilíndricos parabólicos são revestidos por um material refletor em formato parabólico. Ao longo da linha de foco do refletor parabólico é colocado um tubo metálico preto, coberto por um tubo de vidro para evitar perdas de calor, denominado receptor.



Figura 2.6 - Concentrador parabólico Fonte: RENEWABLE POWER NEWS (2009)

Quando a parábola esta voltada em direção ao sol, os raios solares são refletidos pela superfície e concentrados no receptor (vide Figura 2.7). A radiação concentrada aquece o fluido que circula dentro do tubo.

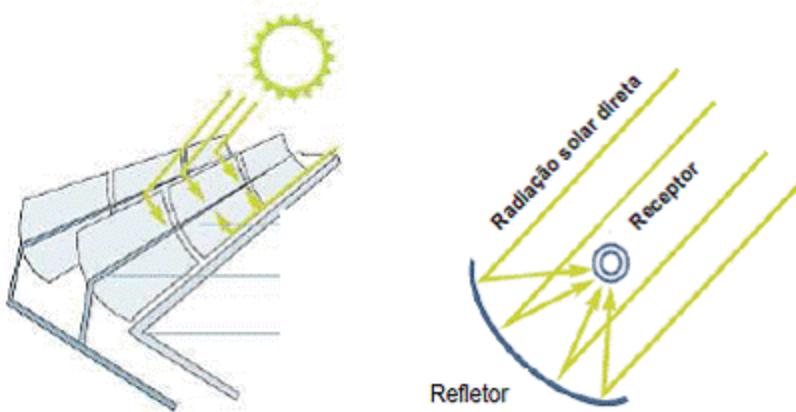


Figura 2.7 - Esquema da concentração da radiação em um concentrador parabólico. SOLARPACES (2011)

O problema desse tipo de coletor é que quanto maior é a concentração menor é o ângulo com a normal aos coletores segundo o qual têm que incidir os raios solares para serem captados, portanto o coletor tem de se manter sempre perpendicular aos raios solares, seguindo o sol no seu movimento durante o dia a fim de se maximizar seu funcionamento. Esta é uma desvantagem grande, pois o mecanismo de controle para fazer o coletor seguir a trajetória do sol, é complicado, para além de só permitir a captação da radiação direta.

2.3.3 *Coletores para piscina*

Já são bastante conhecidos os coletores solares fechados em vidro. Estes coletores foram desenvolvidos com o objetivo de propiciar altas temperaturas em sistemas de aquecimento de água para banho. Nestes sistemas, as placas e tubos são metálicos e cobertos com um vidro, que produz um efeito estufa e aumenta, ainda mais, a temperatura da água. Segundo o fabricante POLISOL, quando utilizados para aquecimento de piscinas, tem sua vida útil comprometida ao entrar em contato com os produtos químicos utilizados no tratamento da água.

A solução encontrada para aquecer a água tratada foram os coletores abertos, confeccionados em polipropileno. Estes coletores foram projetados especificamente para aquecer grandes volumes de água, devido à alta vazão e por não ter a necessidade de reservar a água à uma temperatura

muito elevada. São particularmente adequados para o aquecimento de piscinas, que passam a ser o próprio reservatório da água quente a ser recirculada.

Atualmente, nos Estados Unidos, conforme dados do Departamento de Energia e o SRCC (Solar Rating & Certification Corporation), do total de coletores solares para piscinas comercializados, 91% são de polipropileno, 8% de EPDM (borracha) e 1% de cobre. A figura 2.8 ilustra um coletor especial para piscinas.



Figura 2.8 - Coletor de polipropileno para piscinas(Unipool, 2013)

As vantagens desse tipo de coletor são:

- Maior absorção de energia solar devido à pigmentação escura
- Facilidade instalação com engates personalizados
- Facilidade de manutenção

3 EQUACIONAMENTO

3.1 Modelo da Piscina

O modelo utilizado neste trabalho para demonstrar o comportamento transiente de uma piscina é o proposto por Auer (1996a), que se baseia no modelo de Hahne e Kubler (1994) e tem a capacidade de modelar piscinas internas e externas, como também considera a utilização de uma cobertura para minimizar as perdas térmicas. A adoção deste modelo no presente estudo é utilizada, pois se trata de um modelo validado. Nesta seção, descreve-se o modelo matemático para a simulação de uma piscina externa sem utilização de uma cobertura conforme figura 3.1 exemplificada abaixo.

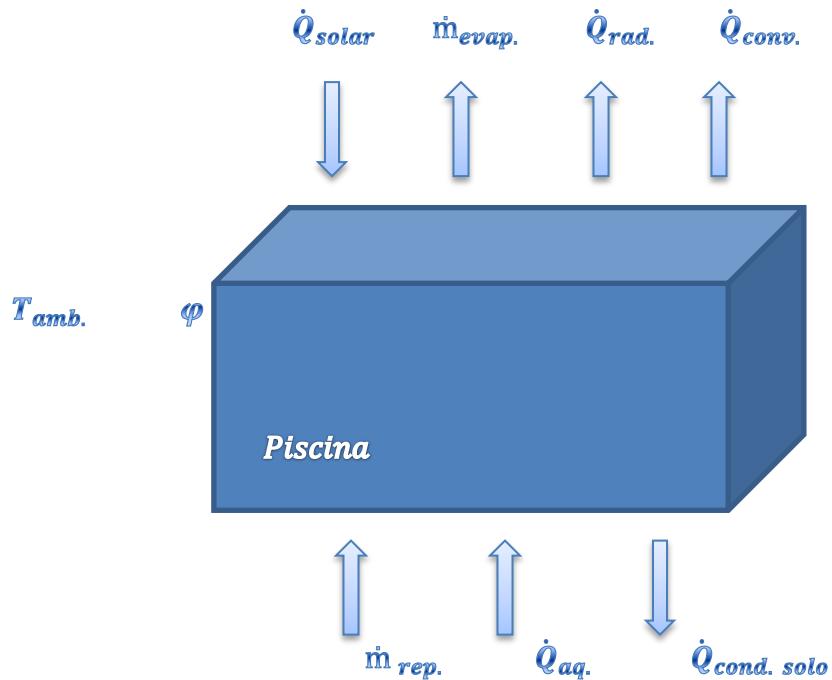


Figura 3.1 - Trocas de calor na piscina

Onde: \dot{Q}_{solar} = Transferência de calor por radiação solar [kW]

$\dot{Q}_{rad.}$ = Transferência de calor por radiação (da piscina para o ambiente) [kW]

$\dot{Q}_{conv.}$ = Transferência de calor por convecção (entre a piscina e o ar) [kW]

$\dot{Q}_{aq.}$ = Transferência de calor pelo aquecimento da água nos painéis solares [kW]

$\dot{Q}_{cond. solo}$ = Transferência de calor por condução entre a piscina e o solo [kW]

$\dot{m}_{evap.}$ = Taxa de água evaporada [kg/h]

$\dot{m}_{rep.}$ = Taxa de água de reposição [kg/h]

$T_{amb.}$ = Temperatura ambiente [°C]

ϕ = Umidade ambiente

No equacionamento deste trabalho iremos desconsiderar a perda de calor por condução para o solo ($\dot{Q}_{cond.solo}$), pois a sua contribuição sobre o resultado é inferior a 1% no balanço global de energia (AUER, 1996a). Além disso, é extremamente complicado estimar de forma exata essa taxa de calor, uma vez que a composição do solo e suas propriedades térmicas são desconhecidas e variam de região para região. A seguir, descreve-se a metodologia de cálculo de todos os componentes descritos acima.

- **Taxa de água evaporada ($\dot{m}_{evap.}$) e Transferência de calor por convecção (entre a piscina e o ar) ($\dot{Q}_{conv.}$)**

Essas duas parcelas do balanceamento podem ser descritas juntas pelo conceito de transferência simultânea de calor e massa. Segundo Simões Moreira (1999) o problema de se lidar com o ar úmido apresenta um agravante a mais que os problemas de transferência de calor ordinários (aqueles sem mudança de fase). Acontece que a mudança de fase da agua requer fornecimento ou remoção de calor correspondente à sua entalpia de vaporização, e esta quantidade de calor não é desprezível. Assim o problema do ar úmido deve ser abordado considerando os dois fenômenos de transferência: o de calor e o de massa pois eles ocorrem simultaneamente.

Consideremos o escoamento de ar úmido junto a uma superfície molhada como indicado na figura abaixo.

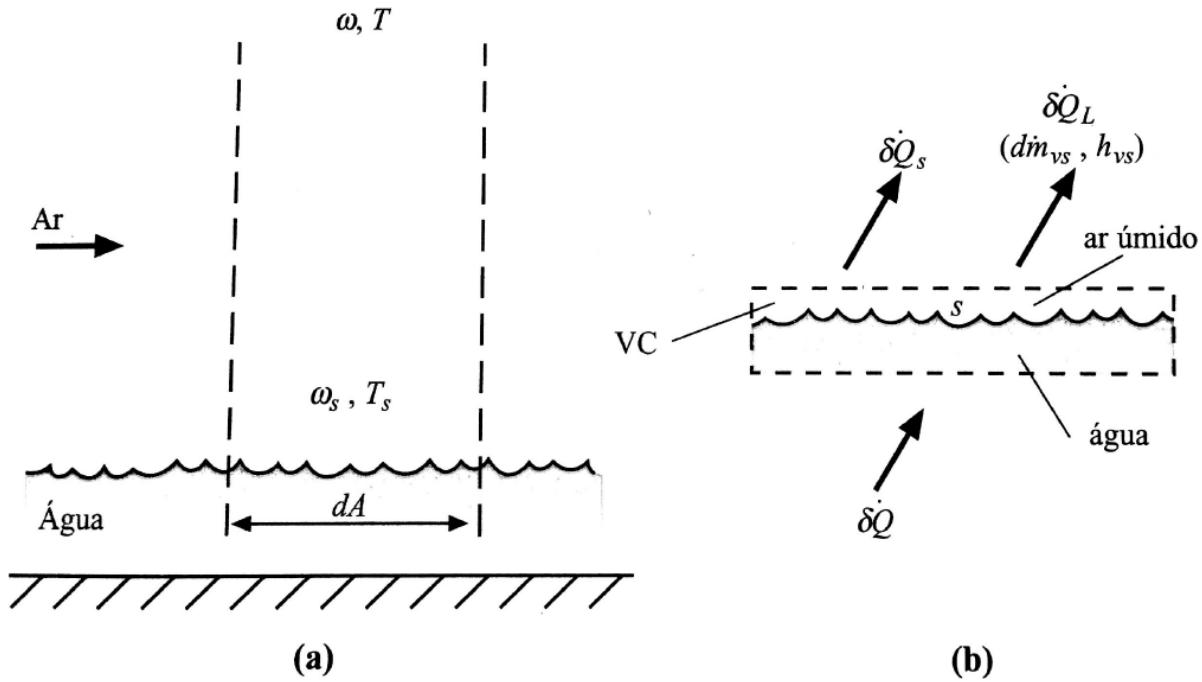


Figura 3.1 - (a) Ar úmido escoando sobre uma superfície molhada.(b) Análise da interface ar-liquido

A transferência de calor vai ocorrer se a temperatura da superfície, T_s , for diferente da temperatura da corrente de ar, T . Paralelamente, se a umidade absoluta do ar junto a superfície, ω_s , for diferente da umidade absoluta da corrente de ar, ω , então transferência de massa também vai ocorrer. Segundo Simoes Moreira (1999), o fluxo de calor sensível elementar, $\delta\dot{Q}_s$ que vai resultar da transferência de calor por convecção através da área diferencial dA_p é

$$\delta\dot{Q}_s = h_c dA_p (T_s - T) \quad (3.1)$$

De forma análoga, a taxa de transferência de vapor de água, $d\dot{m}_v$, para a corrente de ar junto a superfície é dado por

$$d\dot{m}_v = h_m dA_p (\omega_s - \omega), \quad (3.2)$$

já que a massa específica na superfície é dada pela umidade absoluta e massa específica da água, $\rho_s = \omega \times \rho_{água}$. O índice “ ∞ ” da corrente de ar ao longe foi eliminado por simplicidade. Uma análise mais cuidadosa da interface ar-liquido deve ser realizada. Isto é feito com apoio do

volume de controle diferencial ilustrado na fig 3.1. A lei da conservação de energia aplicada ao volume de controle em questão resulta em

$$\delta \dot{Q}_L = \delta \dot{Q}_T - \delta \dot{Q}_S = h_{LVs} \cdot d\dot{m}_v \quad (3.3)$$

Onde $\delta \dot{Q}_L$ é o fluxo de calor latente diferencial, $\delta \dot{Q}_T$ é o fluxo de calor total diferencial e h_{LVs} é a entalpia específica de vaporização da água a temperatura da água à temperatura da superfície. Substituindo $d\dot{m}_v$ na equação 3.3 na equação acima, tem-se

$$\delta \dot{Q}_L = \rho_a h_{LVs} h_m dA (\omega_s - \omega) \quad (3.4)$$

Em que h_m , o coeficiente de transferência de massa por convecção, é dado pela fórmula (simplificação da relação de Lewis)

$$h_m = \frac{h_c}{C_{pu} \rho} \quad (3.5)$$

Finalmente o fluxo de calor diferencial total $\delta \dot{Q}_T = \delta \dot{Q}_L + \delta \dot{Q}_S$, é dado pela seguinte expressão final

$$\delta \dot{Q}_T = h_c dA (T_s - T) + \rho_a h_{LVs} h_m dA (\omega_s - \omega) \quad (3.6)$$

Utilizamos o conceito de potencial de entalpia para simplificar a expressão anterior e converte-la em apenas uma parcela para calor e massa. Primeiramente, uma simplificação de que a entalpia específica da mistura é dada pela soma da entalpias individuais, o que resulta em

$$h_s - h = (h_{sa} - h_a) + (\omega_s h_{Vs} - \omega h_v) \quad (3.7)$$

Agora, usa-se o artifício de somar e subtrair o produto $\omega_s h_{Vs}$ ao segundo membro. Também será admitida a hipótese rotineira de que o ar e o vapor são gaseos perfeitos. O que resulta em

$$h_s - h = C_{pu} (T_s - T) + h_{Vs} (\omega_s - \omega) \quad (3.8)$$

Onde o calor específico úmido é $C_{pu} = C_{pa} + \omega C_{pv}$. De forma que isolando a temperatura tem-se

$$T_s - T = \frac{(h_s - h) - h_{vs}(\omega_s - \omega)}{c_{pu}} \quad (3.9)$$

Esta é a relação desejada. Note que ela permite eliminar a temperatura da expressão da equação 3.6. Assim, substituindo naquela equação e efetuando as simplificações nessesárias, tem-se

$$\delta \dot{Q}_T = \frac{h_c dA}{c_{pu}} \left[(h_s - h) + \frac{(\omega_s - \omega)}{R_{Le}} (h_{Lvs} - R_{Le} h_{vs}) \right] \quad (3.10)$$

Onde a relação de Lewis foi usada novamente. Na dedução a densidade do ar úmido foi aproximada pela densidade do ar seco. Neste ponto, é conveniente que se faça a aproximação de Lewis, ou seja que $R_{Le} \sim 1$. Com isso, tem-se que $h_{Lvs} - h_{vs} \sim -h_{Ls}$. Finalmente, verifica-se que o termo resultante $(\omega_s - \omega) \cdot h_{Ls}$ é geralmente desprezível face a diferença de entalpias específicas, $h_s - h$, de forma que somente o primeiro termo entre os colchetes é significativo, então, finalmente chega-se a equação que rege a transferência total de calor entre um fluxo de ar em torno de uma parede molhada. O fluxo total de calor é causado pela diferença de entalpias específicas do ar e do ar saturado junto à superfície molhada, como dado pela expressão a seguir

$$\delta \dot{Q}_T = \frac{h_c dA}{c_{pu}} (h_s - h) \quad (3.11)$$

- **Transferência de calor por radiação solar (\dot{Q}_{solar})**

A taxa de transferência de calor por onda curta está associada à incidência de radiação solar na superfície de água e nas superfícies da piscina. Dessa forma, a taxa de transferência de calor por radiação de onda curta absorvida pela piscina é estimada a partir de um valor efetivo para a absorção da piscina e pode ser estimada pela expressão que segue,

$$\dot{Q}_{solar} = \alpha_p A_p G \quad (3.12)$$

Onde α_p é a absorância efetiva de radiação solar para a piscina. O valor da absorância efetiva depende da profundidade da piscina, da absorância das superfícies inferior e lateral e do ângulo de incidência da radiação solar. Entretanto, Hahne e Kubler (1994) afirmam que o valor pode ser considerado constante e que este geralmente é superior a 0,85, mesmo quando a superfície inferior possuir baixa absorância e quando o ângulo de incidência de radiação for alto.

- **Transferência de calor por radiação (da piscina para o ambiente) ($\dot{Q}_{rad.}$).**

A taxa de transferência calor por radiação de onda longa da piscina é calculada pela lei de

Stefan-Boltzmann, onde para a piscina descoberta consideram-se as trocas de calor entre a superfície da piscina e o céu. Dessa forma, tem-se a seguinte expressão,

$$\dot{Q}_{rad.} = \varepsilon_{água} A_p \sigma (T_p^4 - T_{céu}^4) \quad (3.13)$$

onde $\varepsilon_{água}$ é a emissividade da superfície da água para a região de onda longa, σ é a constante de Stefan-Boltzmann e $T_{céu}$ é a temperatura efetiva do céu. A temperatura efetiva do céu é a estimativa da temperatura da atmosfera considerando-a como um corpo negro ideal, em função da temperatura ambiente, umidade do ar, pressão atmosférica local e um fator de cobertura de nuvens ($C_{cobert.}$). Desta forma, a temperatura efetiva do céu, em escala absoluta, é calculada conforme a seguinte expressão (KLEIN et al., 2010),

$$T_{céu} = T_{amb.} (\varepsilon_0 + 0,8 (1 - \varepsilon_0) C_{cobert.})^{0,25} \quad (3.14)$$

onde $T_{amb.}$ é a temperatura ambiente em escala absoluta e ε_0 é a emitância do céu limpo, que é estimada pela expressão que segue,

$$\varepsilon_0 = 0,711 + 0,005T_{orv.} + 7,35 \times 10^{-5}T_{orv.}^2 + 0,013 \cos \left[2\pi \frac{t}{24} \right] + 12 \times 10^{-5} (P_{atm,L} - P_{atm,0}) \quad (3.15)$$

onde $T_{orv.}$ é a temperatura de ponto de orvalho, em °C; t é a hora do dia, em h; $P_{atm,0}$ é a pressão atmosférica ao nível do mar, em atm; e $P_{atm,L}$ é a pressão atmosférica, em atm., para um local com uma elevação L , em m. Essa pressão é calculada pela equação barométrica conforme segue,

$$P_{atm,L} = P_{atm,0} \exp \left(\frac{g \rho_0 L}{P_{atm,0}} \right) \quad (3.16)$$

onde g é a aceleração da gravidade, em m/s², e ρ_0 é a massa específica do ar ao nível do mar, em kg/m³. O fator de cobertura de nuvens durante o dia é expresso como segue,

$$C_{cobert.} = (1,4286 \frac{G_d}{G} - 0,3)^{0,5} \quad (3.17)$$

Onde G_d e G são, respectivamente, a radiação difusa incidente na superfície horizontal e a radiação global incidente na superfície horizontal. Durante a noite utiliza-se a média do fator durante a tarde, uma vez que a equação 3.14 não pode ser utilizada devido aos valores nulos da radiação.

- **Transferência de calor pelo aquecimento da água nos painéis solares ($\dot{Q}_{aq.}$)**

O cálculo da taxa de transferência de calor fornecida pelo sistema de aquecimento auxiliar é análogo ao cálculo da taxa de transferência de calor decorrente da água de reposição. Por conseguinte, tem-se a seguinte expressão,

$$\dot{Q}_{aq} = \dot{m}_{aq} c_{p,a} (T_{aq} - T_p) \quad (3.18)$$

onde \dot{m}_{aq} e T_{aq} são a vazão mássica e a temperatura da corrente de água de aquecimento, respectivamente.

Existem vários modelos matemáticos para descrever o desempenho de um coletor solar térmico plano. Entre estes, tem-se o modelo detalhado que considera uma série de parâmetros geométricos e físicos, tais como: espessura e materiais da placa absorvedora e da estrutura, espessura do isolamento térmico, espaçamento dos tubos, número de coberturas e tipo de vidro. Esse modelo é aplicado para projetar um coletor e obter uma análise detalhada do seu desempenho em regime permanente. Porém, a utilização desse modelo em uma análise transiente não é recomendada devido a sua complexidade. Para simulações transientes de sistemas térmicos considera-se o modelo simplificado, de natureza empírica, que se baseia na curva de eficiência do coletor solar. A seguir apresenta-se esse modelo, o qual é baseado na equação de Hottel-Whillier (DUFFIE; BECKMAN, 2006; KLEIN et al., 2010). O ganho térmico do coletor solar (\dot{Q}_u) é descrito pela expressão que segue,

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_c c_p (T_{c,o} - T_{c,i}) = A_c G_T \eta_c \quad (3.19)$$

onde \dot{Q}_u é a vazão mássica do fluido no coletor, c_p é o calor específico desse fluido, $T_{c,i}$ e $T_{c,o}$ são as temperaturas de entrada e saída do fluido no coletor, respectivamente. A_c é a área de coletores, G_T é a radiação solar incidente no plano do coletor e η_c é a eficiência instantânea do coletor. Essa eficiência expressa a fração da energia solar incidente que é absorvida pelo fluido, sendo definida como segue,

$$\eta_c = F_R [(\tau\alpha)_n - U_L \frac{\Delta T}{G_T} - U_{LT} \frac{\Delta T^2}{G_T}] \quad (3.20)$$

onde F_R é o fator de remoção de calor pelo fluido, $(\tau\alpha)_n$ é o produto transmitância-absortância no coletor para a incidência normal de radiação, U_L e U_{LT} são os coeficientes de perdas térmicas de primeira e segunda ordem, respectivamente. Enquanto que ΔT é a temperatura de operação, calculada pela diferença entre a temperatura na entrada no coletor e a temperatura ambiente. Como a curva de eficiência de um coletor é obtida através de testes normatizados, é conveniente agrupar os parâmetros desconhecidos da equação 3.2, obtendo a expressão que segue,

$$\eta_c = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{G_T} - a_2 \frac{\Delta T^2}{G_T} \quad (3.21)$$

onde a_0 pode ser interpretado como o coeficiente linear ou como a eficiência óptica do coleitor, enquanto que a_1 e a_2 são os coeficientes de primeira e segunda ordem que representam as perdas térmicas.

- **Transferência de calor pela água de reposição ($\dot{Q}_{rep.}$)**

A taxa de transferência de calor gerada pela reposição de água é expressa pela equação de balanço de energia na forma,

$$\dot{Q}_{rep.} = \dot{m}_{rep} c_{p,a} (T_p - T_{rep.}) \quad (3.22)$$

onde \dot{m}_{rep} é a vazão mássica de água reposta na piscina, $c_{p,a}$ é o calor específico à pressão constante da água e $T_{rep.}$ é a temperatura da água de reposição. Neste estudo, a única perda de massa da piscina está associada à massa de água evaporada, por conseguinte a vazão mássica de água reposta é equivalente à vazão mássica de água evaporada (Eq. 3.7).

3.2 Calculo da temperatura da piscina

Assume-se que a água da piscina é idealmente misturada (fullmixed), de modo que toda a massa de água se encontra a uma temperatura homogênea (T_p), ou seja, sem estratificação. Dessa forma, a temperatura da água da piscina é calculada pela equação de balance de energia que segue,

$$\rho_{agua} c_{p,a} V_p \frac{dT_p}{dt} = \Sigma(\dot{Q}_i - \dot{Q}_o) \quad (3.23)$$

Onde $\rho_{água}$ é a massa específica da água, V_p é o volume da piscina, \dot{Q}_i e \dot{Q}_o são as taxas de calor que são transferidas na piscina, onde, os índices i e o referem-se às taxas que entram e saem através da superfície de controle, respectivamente. Os valores de $\rho_{água}$ e $c_{p,a}$ são considerados constantes pois a variação destes na faixa de temperatura de operação é desprezível. O volume da piscina é considerado constante, pois a massa de água perdida por evaporação é reposta. Quanto à hipótese da água da piscina ser completamente misturada, considera-se razoável a sua adoção, uma vez que o circuito de aquecimento e filtragem produz agitação suficiente para homogeneizar temperatura.

A seguir descrevem-se as taxas de energia térmica consideradas na equação de balanço (Eq. 3.21), para o caso da piscina descoberta. As taxas de transferência de calor envolvidas na piscina descoberta podem ser identificadas com o auxílio da Figura 10. Conforme mostra essa figura, são consideradas as perdas térmicas por evaporação ($\dot{Q}_{evap.}$), convecção ($\dot{Q}_{conv.}$), reposição de água ($\dot{Q}_{rep.}$) e radiação de onda longa (\dot{Q}_{rad}). Como também os ganhos térmicos por radiação de onda curta (\dot{Q}_{rad}) e pelo sistema de aquecimento ($\dot{Q}_{aq.}$). Dessa forma, a equação 3.22 é rescrita na forma,

$$\rho_{água} c_{p,a} V_p \frac{dT_p}{dt} = \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{aq.} - Q_T - \dot{Q}_{rep.} - \dot{Q}_{rad} \quad (3.24)$$

onde \dot{Q}_{sol} , $\dot{Q}_{aq.}$, Q_T , $\dot{Q}_{rep.}$ e \dot{Q}_{rad} são as taxas de transferência de calor calculadas pelas equações 3.7, 3.13, 3.6, 3.17 e 3.8, respectivamente.

4 SIMULAÇÕES E RESULTADOS

As simulações foram feitas para uma piscina de 10 metros x 4 metros x 2 metros. Os dados usados nas simulações foram retirados do banco de dados do INMET (Instituto Nacional de metereologia) como temperatura ambiente, umidade, radiação incidente e velocidade do vento para a região de São Paulo - SP. Foi realizado um tratamento nos dados para que pudéssemos observar os dados em valores para um dia típico de cada mês. Os dados obtidos são tratados a seguir.

Os gráficos a seguir representam os valores típicos de cada mês que foram encontrados para a radiação incidente e para a temperatura. No caso da radiação incidente podemos observar que nos meses de verão (Dezembro e Janeiro) são encontrados os maiores valores para radiação. Já para os meses de Junho (Inverno) e Maio (Outono) foram encontrados os menores valores para a radiação.

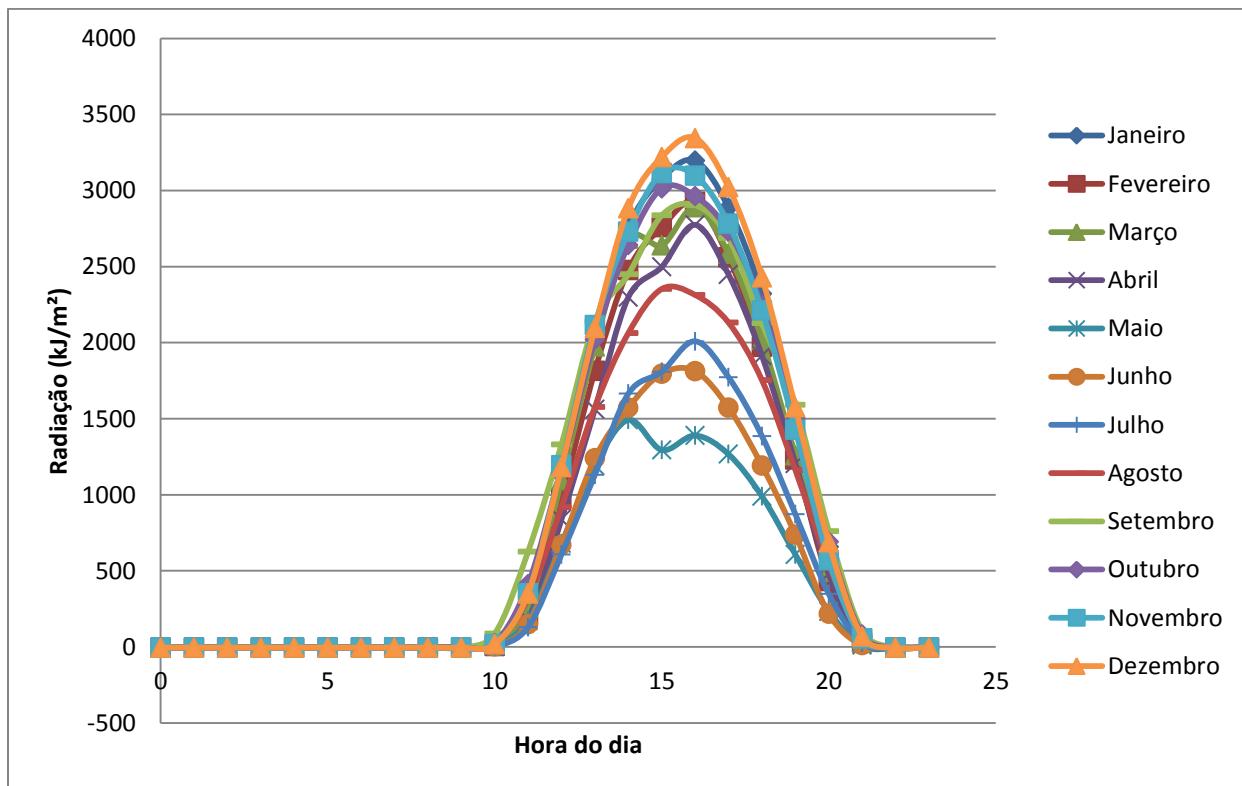


Figura 4.1 - Média de Radiação incidente para um dia típico do mês

O mesmo se aplica á temperatura média típica para cada mês. Os maiores valores se referem aos meses de dezembro e janeiro e os menores valores encontrados são para os meses de maio e julho como podemos observar na figura 4.2.

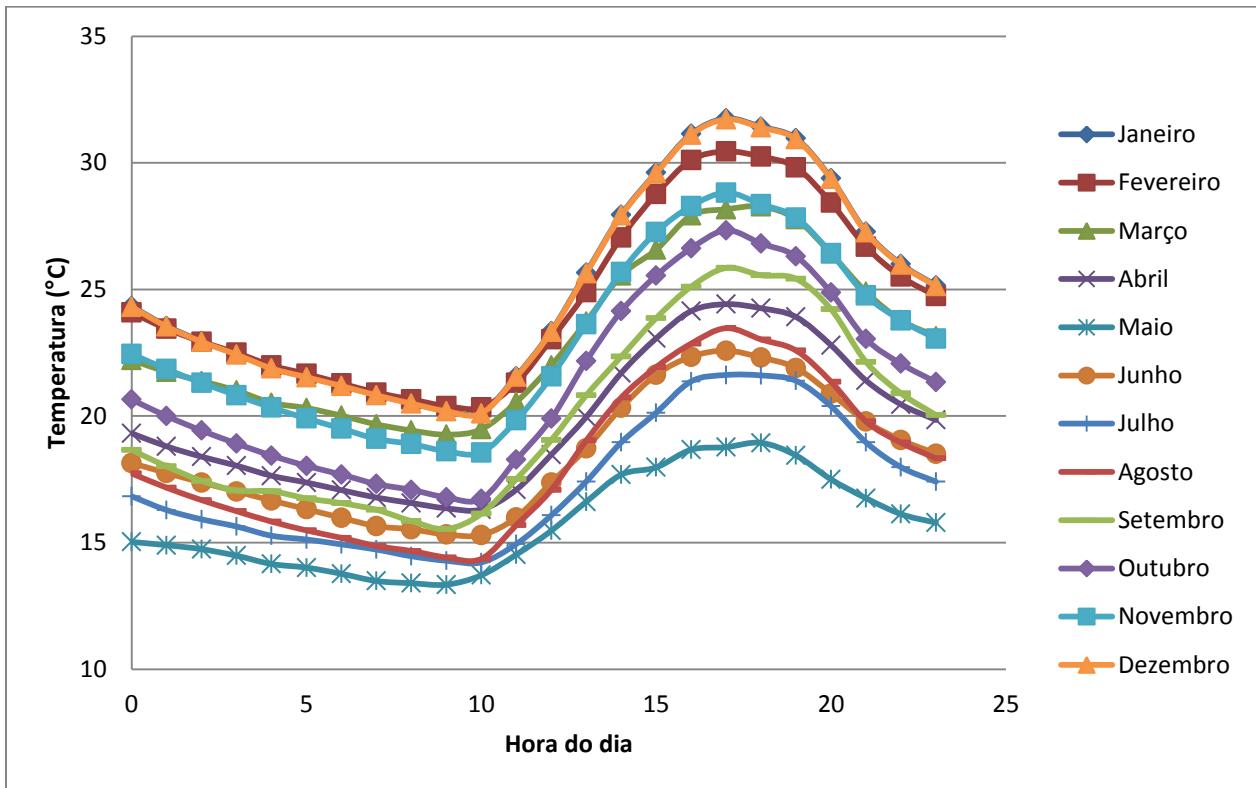


Figura 4.2 - Média de temperatura para um dia típico do mês

Com esses valores, foi possivel trabalharmos em cima da equação 3.24, desenvolvida na seção anterior e o resultado obtido para diferentes valores de área de coletores solares são exemplificados na figura 4.3.

É possível observar que temperatura chega na condição de conforto estabelecida de 305 K a partir de uma temperatura de 15 °C (288 K) em aproximadamente uma semana (sete dias) para 100 metros quadrados de coletores e chega nessa temperatura em aproximadamente duas semanas (14 dias) para 25 metros quadrados de teoria. A maioria dos fabricantes aconselha que a área de coletores deve ser aproximadamente 20% maior que a área superficial da piscina.

Portanto, o valor mais indicado para a continuidade das análises é de uma área de coletores igual a 50 metros quadrados.

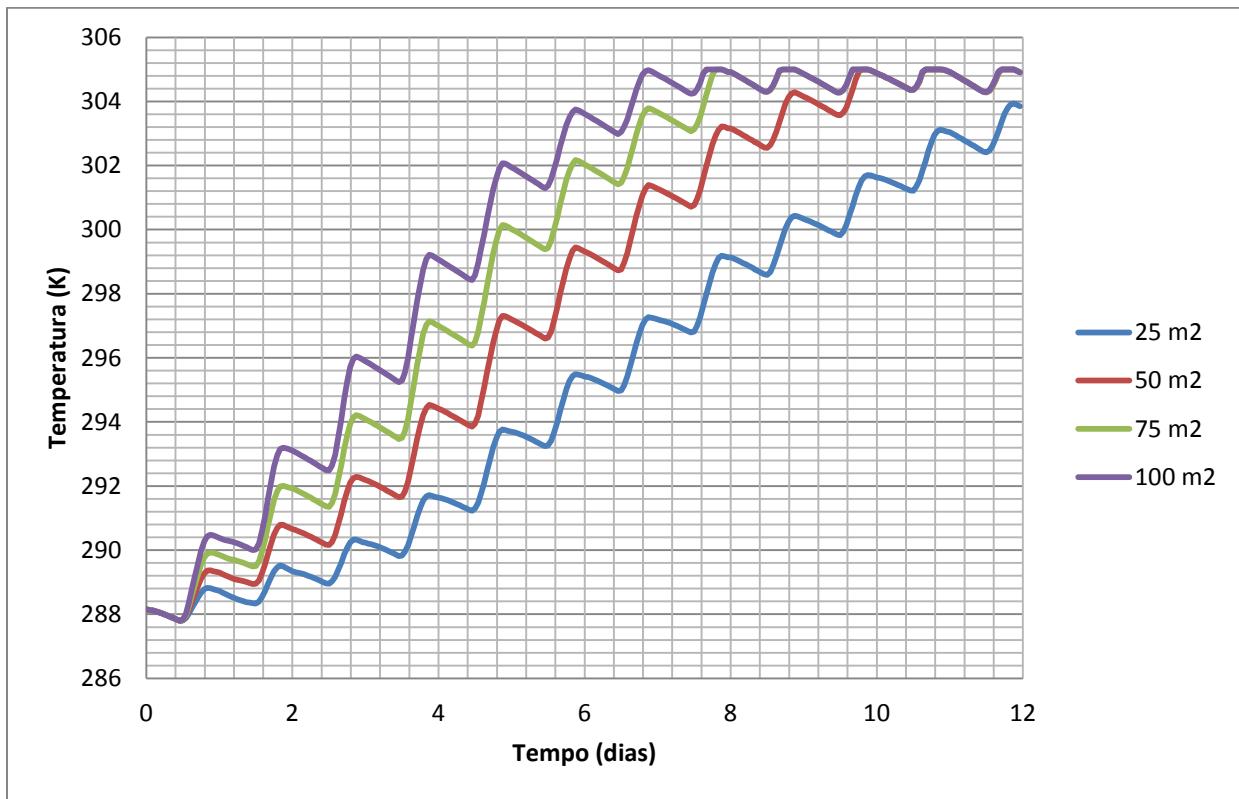


Figura 4.3 - Evolução da temperatura em função da área dos coletores

Com a metragem de coletores definida em 50 metros quadrados, podemos analisar a figura 4.3 e concluir que o tempo para estabilização do caso estudado será de aproximadamente 10 dias, o que é um resultado consistente com o esperado para o porte da piscina estudada. Podemos notar que após atingir a temperatura de equilíbrio o sistema trabalha apenas para manter essa temperatura. Podemos notar também que a temperatura da piscina cai durante as madrugadas quando não há energia suficiente para os coletores funcionarem o que condiz com o esperado e a temperatura é reestabelecida durante o dia.

Na figura 4.4, temos a análise da evolução de temperatura no início da simulação se a mesma fosse em um dia típico de verão ou em um dia típico de inverno. Podemos observar que a temperatura atinge o valor de 291,2 K ao final do dia típico de verão enquanto que atinge o valor 289,4 K para um dia de inverno. Ambas simulações partiram de uma temperatura inicial de 288,15 K, o que corresponde a 15 °C. Concluimos então que o incremento de temperatura em um dia típico de verão é 2.44 vezes maior do que em um dia típico de inverno.

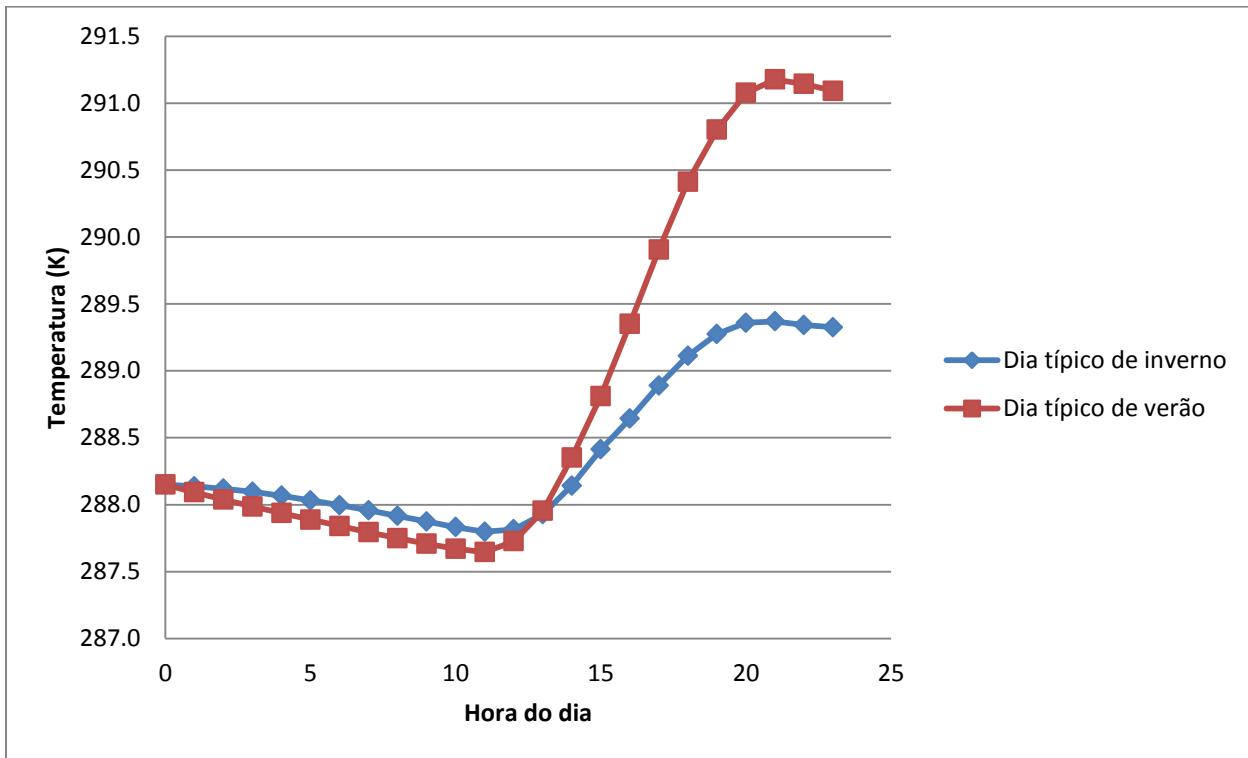


Figura 4.4 - Evolução de temperatura em um dia típico de inverno e verão

Na figura 4.5 podemos observar a perda de massa da piscina em dias típicos de cada mês do ano. É possível observar que as maiores perdas de massa ocorrem nos meses de verão, conforme o esperado e as menores nos meses de inverno. Os resultados observados condizem com as informações fornecidas pelos fabricantes de capas para piscinas que estimam uma perda de água de 0.5 cm a 2 cm de altura em dias muito quentes. No caso da piscina estudada, isso corresponderia a 0.4 metros cúbicos de água ou aproximadamente 400 litros para uma perda de

1.0 centímetro de altura de água em um dia. Os dados obtidos para dezembro (mês em que houve maior perda de massa de água) revelam uma perda média diária de 297 litros de água, o que condiz com os resultados esperados considerando a região em que a piscina estudada está localizada. Para o mês de maio (mês em que houve a menor perda de massa estimada na simulação), temos que a perda de massa média se encontra na casa dos 97 litros por dia

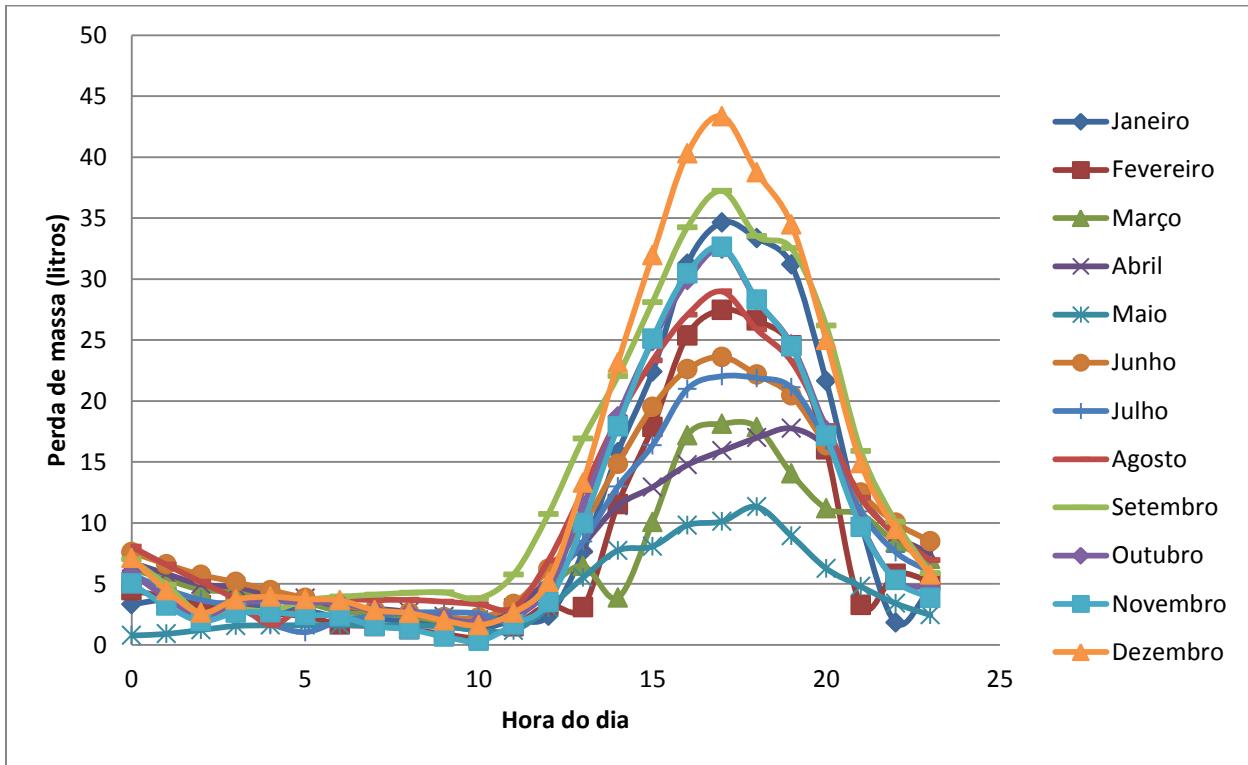


Figura 4.5 - Perda de massa em um dia típico de cada mês

Conforme citado anteriormente, a simulação foi feita considerando uma área de 50 metros quadrados para os coletores solares. A figura 4.6 representa a energia total do sistema para cada dia típico do mês considerando o início da simulação no mês de maio. Isso significa que a partir do mês de maio as parcelas da energia total serão simuladas com a temperatura da piscina partindo de 305 K (condição de conforto). Isso implica que os valores da energia total para os outros meses será ligeiramente menor do que se a simulação tivesse iniciado nesses meses.

Analisando a figura 4.6 podemos perceber, conforme esperado pelos gráficos de radiação e temperatura ambiente apresentados anteriormente que os maiores valores para a energia total do sistema se encontram nos meses próximos aos de verão (Setembro e Outubro) e os meses com os menores valores para a energia total são os mais próximos aos meses de inverno (Maio e Junho).

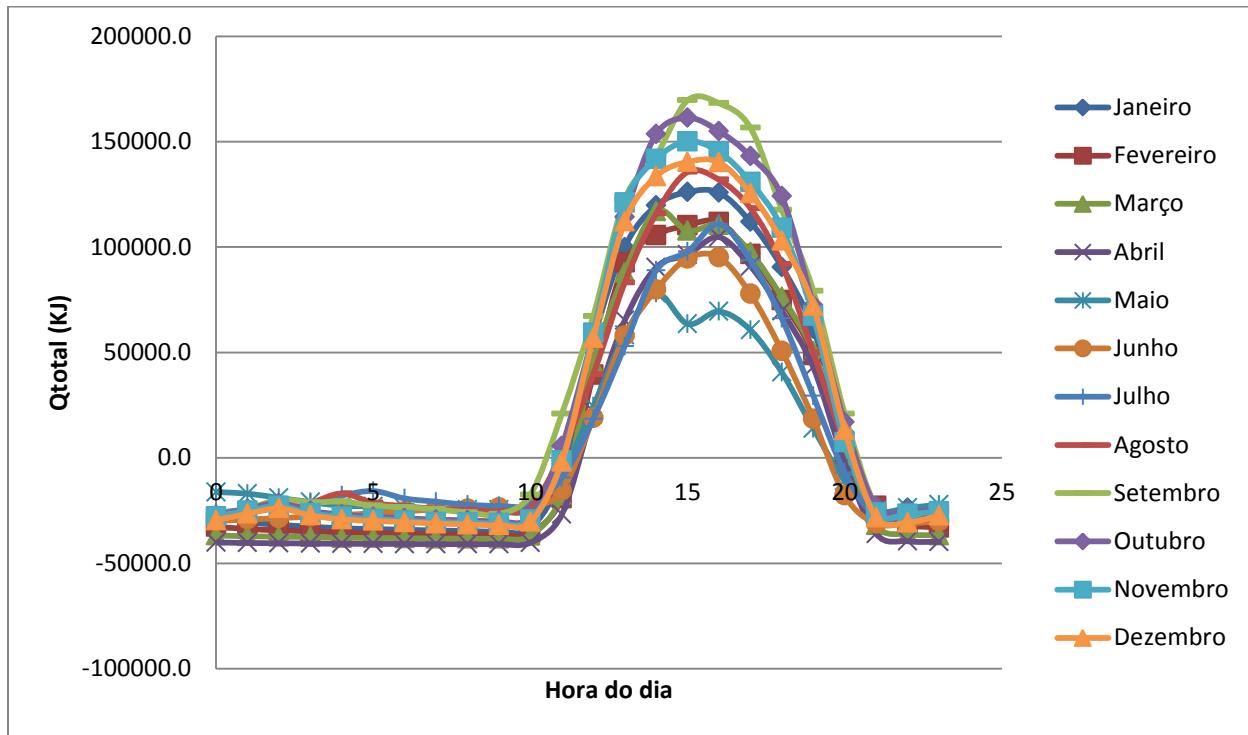


Figura 4.6 - Qtotal durante um dia comum para vários meses

5 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

Durante esse trabalho foi desenvolvido um modelo de equacionamento para aquecimento solar de piscinas que leva em consideração a perda de massa de água da mesma por processos naturais de convecção. O diferencial desse modelo nos permite mensurar o impacto que a perda de água tem no equilíbrio de temperatura da piscina.

Os resultados obtidos consistem com o esperado segundo os fabricantes de painéis solares e de capas para piscinas o que confirma a confiabilidade das informações geradas pela simulação.

Através dos resultados obtidos conseguimos observar os meses em que ocorrem maior eficiência do sistema de aquecimento que como de esperado ocorre nos meses de verão para a instalação localizada na região da cidade São Paulo, mas que pode ser facilmente ser aplicada a qualquer região em que os dados metereológicos estiverem disponíveis e os meses de menor eficiência nos meses de inverno.

A precisão dos resultados obtidos estão extremamente ligados a veracidade da informações históricas medidas, nesse caso, por uma estação automática de medição localizada no mirante de Santana. Toda a simulação foi baseada nesse histórico e autenticidade das informações passadas pelo Instituto nacional de metereologia (INMET).

Foi possível observar o impacto que um dia típico de verão e um dia típico de inverno tem sobre a temperatura da piscina, sem levar em consideração o efeito de interperes nas simulações o que diminuiria a eficiência do sistema. Através do equacionamento conseguimos observar que em dias de verão a temperatura da piscina é elevada em uma taxa de 2.44 vezes maior que em um dia de inverno.

A perda de água durante dias típicos de verão também se encontram dentro do esperado pelos fabricantes de capas para piscinas em que estimam uma perda de 0.5cm a 2.0cm de altura de água durante um dia quente.

Os resultados obtidos e comparados aos esperados atestam a qualidade do modelo e a informações que podem ser retirados das simulações.

Em suma, o modelo obtido pode ser usado para a simulação do comportamento da temperatura para diferentes condições climáticas e sua aplicabilidade é muito grande, como por exemplo através da possibilidade de analisar a perda de água do sistema conseguimos estimar

valores para a reposição da mesma ou como a influência da umidade ou da velocidade do vento altera as condições de equilíbrio.

Portanto, o presente trabalho fornece uma importante ferramenta no estudo da simulação de sistemas de aquecimento de piscinas e de que como cada variável do sistema influência a dinâmica do sistema como um todo.

6 BIBLIOGRAFIA

MARTINS, F. R. et al. 2005. **Mapas de Irradiação Solar para o Brasil – Resultados do Projeto SWERA.** In: SIMPÓSIO BRASILEIRO DE SENSORIAMENTO REMOTO, 12., 2005, Goiânia. Anais... São José dos Campos: INPE, 2005. Disponível em: <<http://www.lepten.ufsc.br>>. Acessado em: 01 de Out. 2013.

Ministério de Minas e Energia. **Balanço Energético Nacional (BEN).** Disponível em <https://ben.epe.gov.br/ben2006_default.aspx> . Acessado em 01 de Out. 2013.

Agencia Nacional de Energia Elétrica (ANEEL). Disponível em <<http://www.aneel.gov.br>>. Acessado em 01 de Out. 2013.

Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE). Disponível em <<http://www.ibge.gov.br>>. Acessado em 01 de Out. 2013.

PEREIRA, Enio B., MARTINS, Fernando R., ABREU, Samuel L., RUTHER, Ricardo – **Atlas Brasileiro de Energia Solar.** São José dos Campos: INPE 2006. ISBN 85-17-00030-7.

Departamento Nacional de Aquecimento Solar (DASOL). Disponível em <<http://www.dasolabrava.org.br>>. Acessado em 01 de Out. 2013.

KALOGIROU, S., **Solar energy engineering : processes and systems**, 1st ed., Elsevier, 760 pags, (ISBN 978-0-12-374501-9), 2009.

AUER, T. **Trnsys-Type 144: Assessment of an indoor or outdoor swimming pool.** TRANSSOLAR, 1996.

HAHNE, E.; KUBLER, R. **Monitoring and simulation of the thermal performance of solar heated outdoor swimming pools.** Solar Energy, 1994.

RUIZ, E.; MARTINEZ, P. J. **Analysis of an open-air swimming pool solar heating system by using an experimentally validated trnsys model.** Solar Energy, 2010.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes.** 3a. ed. New Jersey: John Wiley and Sons, 2006.

KLEIN, S.; BECKMAN, W.; MITCHELL, J. **TRNSYS 17 Documentation**. Madison, Winsconsin: Solar Energy Laboratory, 2010.

SIMÕES MOREIRA, J.R. **Fundamentos e Aplicações da psicrometria**. RPA Editorial, 1999.

IS- Energy Energias Renováveis. Disponível em <<http://www.is-energy.eu>>. Acessado em 03 de Mai. 2014.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Balanço Energético Nacional, Relatório Final. 2013.

INMET – Instituto nacional de metereologia. Disponível em <<http://www.inmet.gov.br>>. Acessado em 28 de Set. 2014.