

ANDERSON THIAGO PONTES STEFANELLI

ESTUDO COMPARATIVO DE COLETORES SOLARES SEM COBERTURA
UTILIZADOS PARA AQUECIMENTO DE PISCINAS

*Dissertação apresentada à
Universidade Estadual Paulista Júlio
de Mesquita Filho para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia
Mecânica.*

*Área de concentração:
Fenômenos de Transporte*

*Orientador:
Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon*

Bauru 2013

Stefanelli, Anderson Thiago Pontes.

Estudo comparativo de coletores solares sem cobertura utilizados para aquecimento de piscinas/Anderson Thiago Pontes Stefanelli, 2013
68 f.

Orientador: Vicente Luiz Scalon

Dissertação (Mestrado)-Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2013

1. Coletor solar sem cobertura. 2. Aquecimento solar. 3. Aquecimento de piscinas. I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

*“Os estudos aperfeiçoam a
natureza e são aperfeiçoados pela
experiência.”*

Francis Bacon

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais pela prioridade que deram aos meus estudos desde minha infância;

Ao meu orientador que acreditou e confiou no potencial do trabalho;

À minha esposa Débora que muitas vezes abriu mão de minha companhia para que esse sonho pudesse se concretizar;

À CAPES que me apoiou financeiramente e permitiu que me dedicasse exclusivamente neste trabalho.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS.....	ii
LISTA DE FIGURAS.....	v
LISTA DE TABELAS.....	vi
LISTA DE SÍMBOLOS [SI].....	vii
Símbolos Romanos.....	vii
Símbolos Gregos.....	viii
Subscritos.....	viii
Lista de Abreviaturas e Siglas.....	ix
RESUMO.....	x
ABSTRACT.....	xi
Capítulo I - Introdução.....	1
I.1-Objetivos.....	3
Capítulo II - Revisão Bibliográfica.....	5
II.1-Utilização de coletores solares no aquecimento de piscinas	5
II.2-Tecnologias de coletores solares utilizadas em aquecimento de piscinas.....	10
II.3-Considerações adicionais.....	12
Capítulo III - Materiais e Métodos.....	14
III.1-Aparato experimental para testes.....	14
III.1.1 Montagem do aparato para realização dos ensaios.....	17
III.1.2 Sensores, medidores e sistema de aquisição de dados.....	20
III.2-Modelo Matemático.....	24
III.2.1 Determinação do coeficiente de película no interior do tubo do coletor (U_i)...25	
III.2.2 Determinação do coeficiente global de perdas (U_P).....	27
III.2.3 Radiação solar incidente.....	29
III.2.4 Balanço energético em regime permanente.....	29
III.2.5 Eficiência de um coletor solar.....	31

III.3-Balanco de energia utilizando os dados experimentais para a condição de regime permanente.....	32
Capítulo IV - Resultados e discussão.....	34
IV.1-Determinação do comprimento total do tubo para montagem do coletor espiral e das propriedades físicas utilizadas.....	34
IV.2-Comparação dos resultados teóricos e experimentais.....	36
IV.2.1 Ensaio 1.....	36
IV.2.2 Ensaio 2.....	40
IV.2.3 Ensaio 3.....	43
IV.3-Curvas de rendimento para os dispositivos propostos.....	47
Capítulo V - Conclusões e sugestões	51
Referências Bibliográficas.....	53

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Coletores sem cobertura utilizados nos testes.....	4
Figura 2: Sistema acoplado coletor solar-bomba de calor W-SAHP.....	9
Figura 3: Esquema do coletor usando polímero.....	10
Figura 4: Esquema geral para montagem do experimento.....	15
Figura 5: Esquema para a montagem da caixa superior com conexões.....	16
Figura 6: Esquema utilizado para o levantamento das medidas experimentais para ambos os coletores.....	18
Figura 7: Esquema de ligação da bomba da piscina para alimentação do sistema.....	19
Figura 8: Sistemas de aquisição de dados.....	20
Figura 9: Medidor de radiação solar.....	22
Figura 10: Anemômetro utilizado na medida da velocidade do vento.....	23
Figura 11: Resistências térmicas de perda de calor pela parte superior do coletor solar.....	28
Figura 12: Esquema de solução iterativa implementado.....	30
Figura 13: Tela do wxmaxima com o esquema para cálculo do comprimento L.....	35
Figura 14: Evolução das temperaturas do coletor espiral durante o experimento 1.....	36
Figura 15: Evolução das temperaturas do coletor comercial durante o experimento 1.....	37
Figura 16: Blindagem implementada nos sensores de temperatura.....	37
Figura 17: Evolução das temperaturas do coletor espiral durante o experimento 2.....	40
Figura 18: Evolução das temperaturas do coletor comercial durante o experimento 2.....	41
Figura 19: Evolução das temperaturas do coletor espiral durante o ensaio 3.....	43
Figura 20: Evolução das temperaturas do coletor comercial durante o ensaio 3.....	44
Figura 21: Comportamento do rendimento térmico do coletor solar espiral.....	48
Figura 22: Comportamento do rendimento térmico do coletor solar comercial.....	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Parâmetros físicos e geométricos utilizados na simulação.....	35
Tabela 2: Resultados obtidos no Ensaio 1 para o coletor espiral.....	38
Tabela 3: Resultados obtidos no Ensaio 1 para o coletor comercial.....	39
Tabela 4: Resultados obtidos no Ensaio 2 para o coletor espiral.....	42
Tabela 5: Resultados obtidos no Ensaio 2 para o coletor comercial.....	43
Tabela 6: Resultados obtidos no Ensaio 3 para o coletor espiral utilizando temperatura ambiente adquirida.....	45
Tabela 7: Resultados obtidos no Ensaio 3 para o coletor comercial utilizando temperatura ambiente adquirida.....	45
Tabela 8: Resultados obtidos no Ensaio 3 para o coletor espiral utilizando temperatura ambiente do IPMET.....	46
Tabela 9: Resultados obtidos no Ensaio 3 para o coletor comercial utilizando temperatura ambiente do IPMET.....	47

LISTA DE SÍMBOLOS [SI]

Simbolos Romanos

A	área superficial [m ²]
A_N	ângulo azimute em relação ao norte [°]
c	calor específico [J/kg]
d	diâmetro do tubo [m]
D	diâmetro da espiral [m]
e	espessura da parede do tubo [m]
f	fator de atrito
F_R	fator de remoção de calor do coletor
g	aceleração da gravidade [$g=9.8$ m/s ²]
G_r	radiação ambiental [W/m ²]
Gr	número de Grashoff ($Gr=g \beta \Delta T L^3/(\mu/\rho)^2$)
h	coeficiente de película [W/m ² K]
k	condutividade térmica [W/m K]
L	comprimento da tubulação [m]
Nu	número de Nusselt ($Nu = h L/k$)
$\dot{m}$	vazão mássica [kg/s]
n	número
n_{div}	número de subdivisões da vazão no coletor
Pr	número de Prandtl ($Pr= \mu c_p/k$)
Q	taxa de calor transferido [W]
R	raio das espiras [m]
R''	resistência térmica [m ² K/W]
Re	número de Reynolds ($Re=\rho V L/\mu$)
Ra	número de Rayleigh ($Ra = Gr Pr$)
S	valor da radiação que chega até o coletor [W/m ²]
T	temperatura [K]

U	coeficiente global de transferência de calor [$\text{W/m}^2 \text{ K}$]
W	largura total do coletor [m]

Símbolos Gregos

α	coeficiente de absorvidade térmica
β	coeficiente de expansão térmica [$1/\text{K}$]
δ	associada à incerteza da variável
ε	emissividade superficial
μ	viscosidade dinâmica [N s/m^2]
η	eficiência térmica do coletor
ρ	densidade [kg/m^3]
τ	transmissividade

Subscritos

∞	região afastada/ plenamente desenvolvida
ag	referente à água
amb	referente ao ambiente
c	combinando os efeitos de convecção natural e forçada
col	relativo ao coletor
et	externo do tubo
eq	equivalente
esp	referente a espiras
F	relativo à convecção forçada
h	relativo ao valor hidráulico
i	referente à superfície interna
me	mistura na entrada
ms	mistura na saída
N	relativo à convecção natural
n	na direção normal
P	referente ao valor de perdas
pe	referente ao poliuretano
s	referente ao céu
$s-a$	da superfície para a atmosfera

$s-c$	da superfície para o céu
SC	referente à superfície do coletor
tc	referente ao tubo do coletor
u	valor aproveitado / útil
w	referente às condições da parede

Lista de Abreviaturas e Siglas

SDHWS	Sistemas domésticos de aquecimento de água
STD	desvio padrão

RESUMO

A preocupação com o meio ambiente e o aumento do custo da energia tem representado um estímulo na busca por fontes alternativas e renováveis de energia. Embora várias alternativas tenham sido cogitadas durante o processo, a energia solar sempre teve um papel importante nesta nova conjuntura. Este tipo de energia aumentou significativamente a sua participação na forma que é mais utilizada: o aquecimento direto de água. Embora outros usos da energia solar, como para geração de eletricidade, estejam em estudo no Brasil, os projetos neste sentido ainda são incipientes. No país, os principais aproveitamentos sustentáveis estão direcionados para o uso de várias formas de biomassa. Se em grande escala o uso da energia solar ainda não merece destaque, o seu uso em residências representa um caso de sucesso. Os sistemas de aquecimento baseados em energia solar podem ser direcionados tanto para uso doméstico como para o uso em piscinas. O aquecimento de água de piscinas possui inúmeras vantagens como: a economia de outras fontes de energia e uma eficiência energética adequada. Uma das maiores restrições à difusão destes sistemas é o seu elevado custo inicial. Uma tentativa de reduzir este custo é a substituição dos coletores solares tradicionais por um sistema de custo menor e, de preferência, boa eficiência. Considerando esta situação, neste trabalho propõe-se a análise da eficiência de um modelo de coletor solar para piscina composto de tubos de polietileno arrançados numa geometria em espiral. Estudos mostram que a utilização deste novo conceito de coletor solar para piscina pode reduzir o custo inicial de instalação, permitindo seu uso em substituição a modelos comerciais. Visando avaliar a eficiência térmica do coletor, foi montado um experimento de acordo com o padrão da norma brasileira e um modelo teórico baseado em expressões disponíveis na literatura. Utilizando-se destas ferramentas, foi realizada uma análise comparativa entre o coletor doméstico tipo espiral e um coletor comercial. Com base nos resultados obtidos verificou-se que o comportamento térmico dos dois dispositivos é muito similar.

ABSTRACT

Concern about the environment and the increasing in energy cost has been representing an incentive in finding alternative and renewable energy sources. Although several alternatives had been cogitated during this times, solar energy was always an important role in this new context. This energy form has significantly increased its participation in the group that it is most commonly used: the water heating. While other uses of solar energy, such as for electricity generation, are being studied in Brazil, the tests in this direction are still incipient. In the country, the main sustainable energy source is the direct use of biomass. If large-scale use of solar energy don't deserves mention its use on residential devices is a success. Heating systems based on solar energy can be directed for both domestic use and for use in swimming pools. The heating of swimming pool water has many advantages such as: the economy of other energy sources and energy efficiency appropriate. One of the major constraints to the diffusion of these systems is their high initial cost. An attempt to reduce this cost is to replace the traditional solar collector system for a lower cost, and preferably good efficiency. Considering this situation, this work analyzes the efficiency of a solar collector device constructed with polyethylene tubes arranged in a spiral geometry. Studies show that the use of this new concept of solar collector for swimming pool can reduce the initial cost of installation, allowing its use in replacement of commercial models. To evaluate the thermal efficiency of the collector, an experiment was set up according to the Brazilian standards and a theoretical model based on expressions available in the literature. Using these tools, it was performed a comparative analysis between the homemade spiral type and a commercial collector . Based on the results obtained it was found that the thermal behavior of the two devices is very similar.

Capítulo I - Introdução

O desenvolvimento da humanidade sempre esteve associado a sua capacidade de produzir energia e, exemplos disso, são vistos desde a pré-história. Apenas para citar alguns dos mais importantes eventos desse período que estão associados à disponibilização de energia: o domínio do fogo, a utilização da força animal, a invenção da roda (transporte). Um outro evento importante associado a essa ideia, embora mais recente, é o aperfeiçoamento das máquinas a vapor em meados do século XIX que propiciaram a “Revolução Industrial”. Este evento foi de particular importância para o desenvolvimento tecnológico da humanidade nos últimos séculos.

Esse desenvolvimento relativamente recente fez com que a demanda por energia aumentasse e novas fontes de energia fossem pesquisadas em todas as suas possibilidades. No final do século XIX aparecem alguns estudos para utilização da energia solar para aquecimento e geração de potência. Entretanto, o elevado custo para a exploração das fontes alternativas de energia em relação ao dos combustíveis fósseis fez com que a maioria desses estudos fosse abandonada. Dessa forma, petróleo e carvão mineral foram as principais fontes de energia do século até o final do século XX.

Esse acelerado processo de desenvolvimento enfrentou alguns percalços durante esse período. O maior deles foi a Primeira Crise do Petróleo, ocorrida no início dos anos 70 quando acreditava-se que os combustíveis fósseis – principal fonte de energia mundial – estivessem a beira de um esgotamento completo. Em função disto, houve um grande aumento de preço da energia e que, conseqüentemente, tornou viável a exploração das fontes alternativas de energia que haviam sido abandonadas há algum tempo em função do custo.

Entretanto, essa crise passou com um grande número de descobertas de novas jazidas

de petróleo e o alongamento dos horizontes do esgotamento previsto, fazendo com que os preços do petróleo declinassem consideravelmente. Apesar disso, no final do século XX, um novo problema relacionado à utilização de recursos não renováveis começa a aparecer: a questão ambiental. Essa nova situação alterou bruscamente as perspectivas de utilização da energia neste século.

Uma série de problemas foram relatados em função do acelerado desenvolvimento com base na utilização dos recursos naturais: buracos na camada de ozônio, chuva ácida e outros. Entretanto, a grande questão da atualidade é o chamado “Efeito Estufa”, que está associado à emissão de Dióxido de Carbono e alguns outros gases para a atmosfera. A identificação do problema é de longa data, mas o seu marco inicial, que serviu para chamar a atenção da sociedade para o problema, pode ser definido como a primeira conferência sobre o clima organizada pela World Meteorological Organization (WMO) em 1979. A partir daí uma série de levantamentos foram feitos com novos indicativos do problema e que levaram a ONU a montar o Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas (Intergovernmental Panel on Climate Changes – IPCC) e tentar por meio de protocolos regulamentar uma solução para o problema como relatado por Pachauri (2004).

Os estudos realizados mostraram que uma série de fatores contribuem para o “Efeito Estufa”, mas um dos principais é a queima de combustíveis fósseis. Tanto assim que o *Protocolo de Kyoto* estabeleceu um sistema de créditos carbono em que os países que emitem muito carbono para a atmosfera devem encontrar meios ou financiar projetos para fixá-los novamente. Como a queima de combustíveis fósseis está associada à utilização de reservas de carbono, que se encontram fixadas a uma longa data, ela implica num aumento significativo da concentração dessa substância na atmosfera. Fontes Renováveis de Energia não usam Reservatórios de Carbono, pois energias eólica, solar e hidráulica não estão associadas a emissão de carbono e a biomassa, que efetivamente emite carbono, necessita para sua produção, de fixar o carbono da atmosfera. Em função dessas características, esses tipos de exploração de energia são considerados sustentáveis a longo prazo.

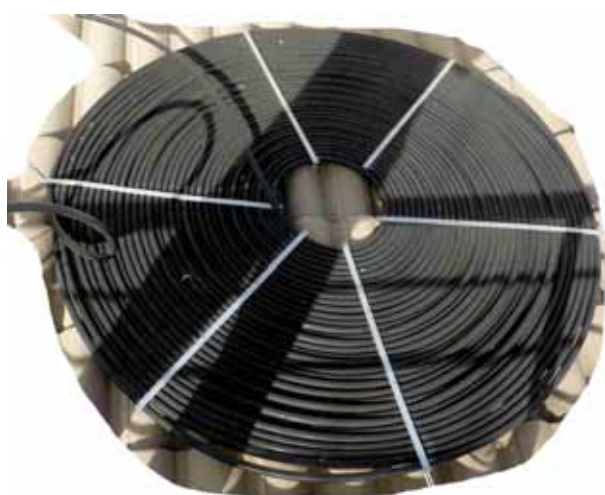
Nesse contexto, a preocupação com as condições de vida do planeta, deram nos últimos anos um forte impulso para a utilização das fontes renováveis. Sendo assim, o uso da energia do sol que chega à superfície da Terra representa um importante avanço no sentido

de contribuir para a melhora da situação atual. Embora energia hidráulica seja considerada uma energia limpa, usos mais intensos do aquecimento solar reduziriam o consumo de eletricidade que, no caso do Brasil, traria importantes benefícios financeiros. Além disso, problemas ambientais associados à formação de grandes reservatórios de usinas hidrelétricas poderiam ser minimizados.

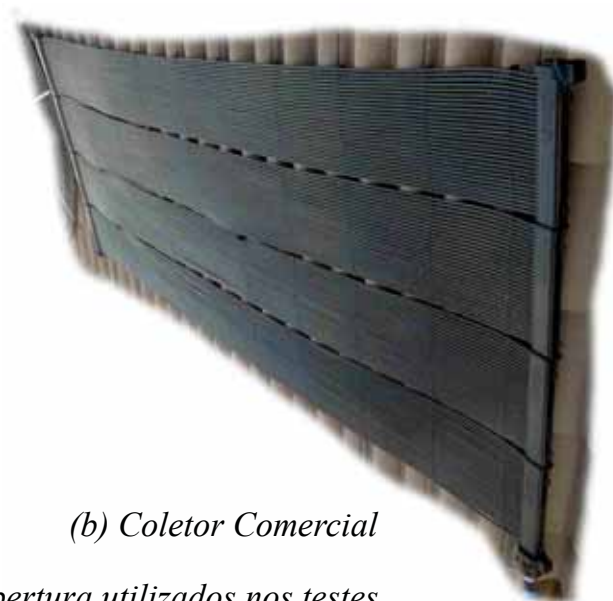
1.1- Objetivos

O objetivo principal desse trabalho é realizar um teste comparativo entre o desempenho de coletores solares de polietileno, comercial e domésticos, que vem sendo largamente utilizados para aquecimento de piscinas nos últimos anos. A Figura 1 apresenta os coletores solares que serão ensaiados ao longo desse trabalho.

Para essa análise comparativa é necessário a montagem de uma bancada de testes de acordo com o procedimento padrão de testes proposto em ABNT:1084 (1998). Algumas pequenas alterações podem ser previstas em função dos dispositivos de testes propostos por ASHRAE:93 (2003) e EN:12975-2 (2000) que poderão vir a ser incluídas em futuras atualizações da norma brasileira. A principal preocupação nesse sentido é que tais alterações venham a ser incluídas em função dos novos procedimentos de testes como o teste quasi-dinâmico proposto pela norma europeia, discutido e apresentado por Fischer et al. (2004).



(a) Coletor artesanal



(b) Coletor Comercial

Figura 1: Coletores sem cobertura utilizados nos testes.

As normas utilizadas são fundamentalmente voltadas para testes de sistemas domésticos de aquecimento de água, nos quais a temperatura de saída do coletor tende a ser mais alta. Para sistemas de aquecimento de piscinas uma série de procedimentos deverão ser adaptados, em função de seu funcionamento relativamente contínuo, da não existência de armazenador térmico e da operação em temperaturas de superfície e temperaturas de saída menores. Um modelo numérico para prever o comportamento dos dispositivos é elaborado como forma de contrapor os resultados obtidos. Os resultados são apresentados e discutidos e são direcionados para uma análise comparativa em função da área total dos coletores em espiral de mangueira e um comercial.

Capítulo II - Revisão Bibliográfica

O aquecimento de piscinas e banhos tem um longo histórico, uma vez que o uso de água aquecida traz uma sensação agradável durante o banho e ainda minimiza ou, até mesmo, reverte a perda de calor do corpo para a água do banho. Fato extremamente relevante principalmente nos dias mais frios ou no período de inverno. Por conta dessas características era comum, já na idade antiga, o uso do fogo para aquecimento da água do banho.

Em tempos mais recentes, outras alternativas surgiram para aquecimento tanto de água de banho como de piscina, destacando-se os sistemas de aquecimento elétrico, solar, a gás e por bomba de calor. Para avaliar as condições de desenvolvimento desse trabalho foi feita uma pesquisa bibliográfica direcionada para o usos de energia solar e sua aplicação no aquecimento de piscinas.

II.1-Utilização de coletores solares no aquecimento de piscinas

Os primeiros trabalhos a respeito do uso de coletores solares no aquecimento de piscina são encontrados na literatura de Govaer & Zarmi (1981) e Govaer (1984). Nos quais apresentou-se uma compilação do conhecimento até então. Com essa organização do conhecimento, montou-se um procedimento analítico para prever a carga térmica das piscinas em ambientes abertos ou fechados. Tal procedimento foi apresentado de forma organizada de maneira a estabelecer um método analítico para o dimensionamento dos sistemas de aquecimento para piscinas. O modelo completo considerava todas as cargas térmicas envolvidas e o foco principal direcionava-se para utilização de um sistema de aquecimento utilizando energia solar.

Em trabalho posterior, Dang (1986), analisou também o dimensionamento de um

sistema de aquecimento solar para piscinas. A maior diferença com os trabalhos anteriores, foi o nesse o local de aplicação do sistema de aquecimento : uma região de elevada altitude no norte da Índia. As várias perdas térmicas foram analisadas e discutidas em função da sua importância no desenvolvimento da metodologia para o projeto do sistema de aquecimento solar para essa região.

Utilizando um procedimento analítico similar ao de Dang (1986), Rakopoulos & Vazeos (1987), utilizaram a metodologia analítica para cálculo do sistema de aquecimento das piscinas olímpicas na Grécia. Depois de instalado, o sistema foi monitorado por cerca de um ano, o que permitiu uma boa avaliação da efetividade do modelo proposto.

Tentando aperfeiçoar o modelo utilizado para o dimensionamento do sistema de aquecimento de piscina por energia solar, Almanza & Lara (1994) propuseram um modelo desenvolvido a partir do balanço de massa e energia entre a água e atmosfera. Esse modelo apresenta diferenças importantes em relação aos anteriormente propostos, uma vez que possui maior nível de detalhamento e utilizando, inclusive, valores sazonais de radiação solar e parâmetros atmosféricos. Para elaborar o referido modelo os autores basearam-se em metodologias anteriormente desenvolvidas para lagoas solares, utilizadas em sistemas de geração de potência, e conseguiram uma melhor representatividade das cargas efetivamente verificadas nesses casos.

Uma avaliação do programa de construção adequada para uso eficiente de energia em piscinas foi apresentado por Croy & Peuser (1994). Os autores avaliaram um programa desenvolvido na Alemanha para fomentar o uso de coletores solares no aquecimento de piscinas e sua efetividade nos últimos dez anos. Aspectos como o uso de aquecedores complementares (bomba de calor) para manter as condições adequadas de operação, mesmo em condições climáticas adversas, também são destacados. Nessa análise, os autores realizaram ainda uma avaliação do custo e desempenho e concluíram que a utilização dos sistemas de aquecimento solar é competitiva, tanto em termos de custo como em desempenho.

Buscando uma metodologia mais adequada para o dimensionamento de sistemas de aquecimento solar de piscinas, Hahne & Kübler (1994) elaboraram um código

computacional na plataforma TRNSYS. Por meio dos resultados numéricos e sua comparação com dados experimentais disponíveis, os autores alertam para a importância do regime de ventos sobre a piscina na definição de sua carga térmica. Os ventos influem significativamente na taxa de evaporação da piscina. Em análises comparativas os autores observaram aumentos na taxa de resfriamento da piscina da ordem de 4 vezes em regiões de ventos mais intensos. Em função dessa importância, os autores propõe correção do modelo a partir de medidas in loco do regime de ventos.

Molineaux, Lachal & Guisan (1994) analisaram cinco piscinas distintas na Suíça que se utilizavam de sistemas de aquecimento solar e a partir dos resultados, determinaram quais as cargas térmicas apresentavam maior relevância para o dimensionamento do sistema de aquecimento. Também foram utilizadas regressões multilíneares para determinar equações adequadas para avaliação da carga térmica em função de vários parâmetros, obtendo-se boa concordância entre os resultados. Resultados serviram para aperfeiçoar a metodologia de dimensionamentos de aquecedores de piscinas. Um teste similar com 21 piscinas nos Estados Unidos foi realizado por Smith, Löf & Jones (1994). Nesse caso, os resultados obtidos foram comparados com o cálculo proposto pela ASHRAE e uma nova correlação foi proposta.

Além do sistema de energia solar, a bomba de calor tem sido proposta como uma alternativa viável no aquecimento de piscinas. Lam & Chan (2001) realizaram um estudo sobre a substituição de um sistema de aquecedores elétricos diretos por um sistema de bomba de calor com expressiva redução no consumo de energia. Uma importante vantagem desse sistema é sua independência da disponibilidade do sol para o aquecimento de água. Entretanto, tais sistemas não são sustentáveis como o aquecimento solar, pois utilizam gás que provoca danos à camada de ozônio e, além disso, dependem de energia elétrica.

Medved, Arkar & Černe (2003) propõem um novo sistema de coletor solar sem subcobertura que pode ser utilizado em aplicações que necessitam de temperaturas menores. Medved, Arkar & Černe (2003) analisaram um coletor integrado ao telhado de residências, sua viabilidade para fabricação, desempenho relacionado às perdas de calor para o meio e viabilidade econômica para um local no mar Adriático são apresentadas e discutidas.

Outro trabalho que analisa coletores integrados ao telhado foi desenvolvido por Juanicó (2008). Nesse caso, o autor enumera uma série de vantagens que vão desde do aquecimento da piscina até a melhoria das condições ambientais no interior da residência. Considerando todos os aspectos, Juanicó (2008) entende que esse novo conceito apresenta uma excelente relação custo benefício geral.

Um modelo numérico desenvolvido no *software* TRNSYS para a previsão do funcionamento do sistema e o dimensionamento de carga térmica foi proposto por Ruiz & Martinez (2010). Nesse trabalho, foram utilizadas expressões atualizadas, obtidas para o dimensionamento de cargas térmicas de piscinas. O modelo proposto foi validado, utilizando uma piscina de área superficial de 50 m², obtendo-se boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais.

Destaca-se ainda o recente trabalho de Stefanelli et al. (2010), onde o comportamento dinâmico do sistema formado pelo acoplamento piscina/coletor solar é avaliado. Nesse trabalho a metodologia de avaliação das perdas térmicas é utilizada para avaliar o comportamento dinâmico do sistema para diversos regimes de funcionamento do sistema de bombeamento. O trabalho conclui que a alternativa que apresenta melhor relação custo-benefício é o esquema que utiliza a bomba com acionamento em tempos otimizados.

Um estudo nessa mesma linha foi proposto por Cunio & Sproul (2012), no qual se buscava economia no custo de energia de um sistema operando com bombeamento consumindo energia elétrica e coletores solares sem cobertura para aquecimento de água. Os estudos desenvolvidos, com base nos custos de energia da Austrália onde o projeto foi realizado, indicam que a operação com vazão de água reduzida apresenta um custo menor. Isso se deve ao fato de que, mesmo com a redução de eficiência nos coletores solares de 10 a 15%, a redução do custo de energia elétrica no sistema de bombeamento ainda torna o sistema vantajoso.

Recentemente, desenvolvem-se estudos de sistemas que integram coletores solares e bombas de calor para aquecimento de piscinas. Essa técnica já vem sendo utilizada em outros tipos de aplicação de baixas temperatura. Segundo Tagliafico et al. (2012), como uma forma de sua eficiência total, o sistema ele pode ser acoplado segundo o esquema “Solar

Assisted Heat Pump Systems” (SAHP).

O esquema de acoplamento coletor solar e bomba de calor pode ser realizado usando água como fluido de operação (W-SAHP). Um esquema de montagem de um sistema desse tipo pode ser visto na Figura 2. No caso de piscinas, a baixa temperatura necessária permite, inclusive, o uso de coletores solares sem cobertura para a montagem do sistema. Com base nessa proposta foi elaborado um modelo que permite avaliar a economia energética que esse tipo de montagem oferece nas mais diversas condições climáticas.

Um sistema similar acoplando coletor solar e bomba de calor mas aplicado tanto para o condicionamento térmico de piscinas como para o aquecimento do ambiente interno da piscina foi apresentado por Chow et al. (2012). nesse caso, equações de balanço energético para determinação das cargas térmicas do ambiente e da piscina foram utilizados. Utilizando uma simulação numérica no *software* TRNSYS, os autores verificaram que um sistema desse tipo atenderia plenamente às demandas previstas durante a operação e apresentaria um excelente aproveitamento da energia solar.

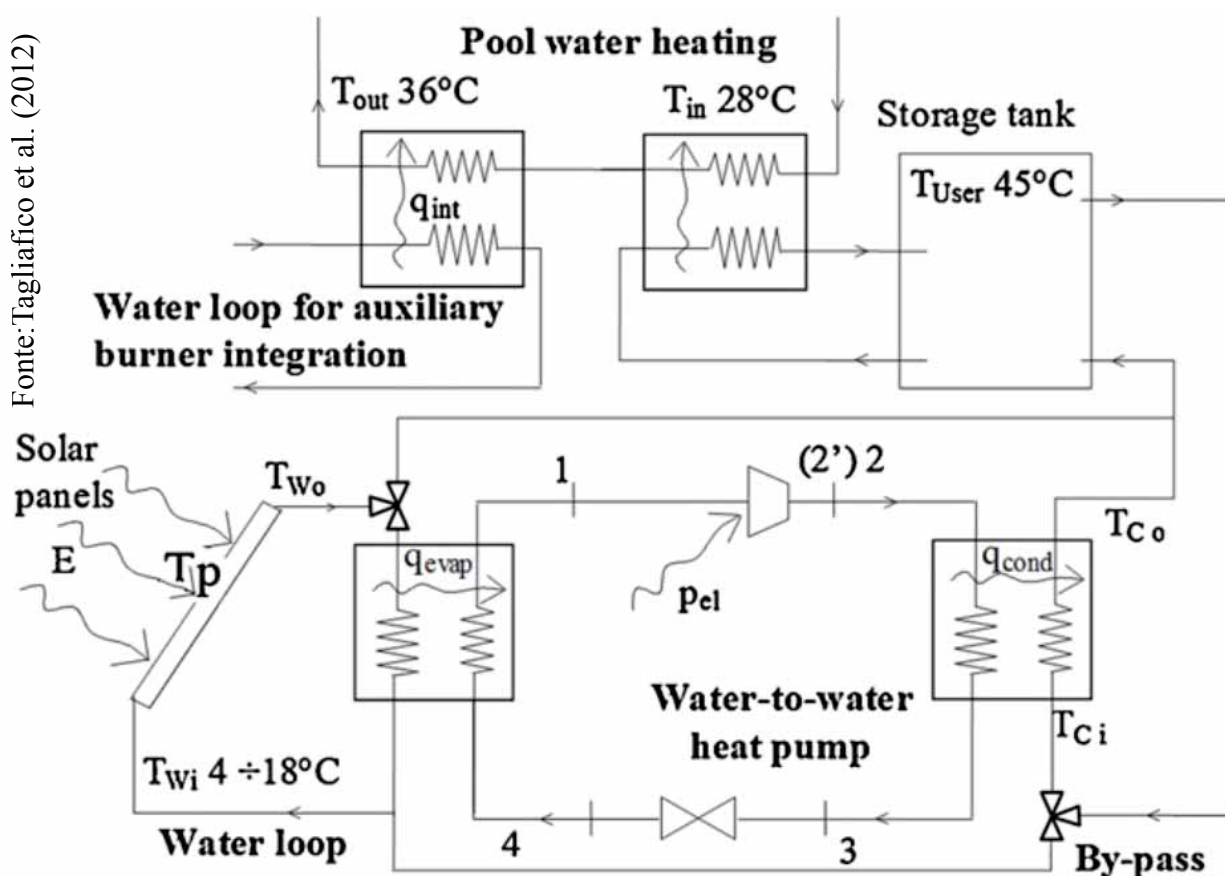


Figura 2: Sistema acoplado coletor solar-bomba de calor W-SAHP.

II.2-Tecnologias de coletores solares utilizadas em aquecimento de piscinas

Normalmente, a tecnologia utilizada para construção e projeto dos coletores solares de piscina é diferente das aplicáveis aos sistemas solares convencionais, utilizados para água de banho. Em primeiro lugar, o coletor geralmente é feito a base de polímeros, uma vez que a temperatura suportada é menor. Outro aspecto importante é que, nesses casos, não são utilizados coletores solares com cobertura de vidro, uma vez que a temperatura é muito próxima da ambiente e, às vezes, até mesmo menor. A presença da cobertura, além de aumentar o custo de implantação, prejudicaria o desempenho do trocador de calor uma vez que a transmissividade do vidro é inferior à unidade. Em função desses aspectos, apresenta-se nessa seção uma análise da bibliografia no que tange a coletores solares a base de polímeros e coletores sem cobertura.

Considerando o uso de coletores solares construídos com polímeros, Tsilingiris (1997), resalta a importância da diminuição dos custos de implantação do sistema de aquecimento solar na sua popularização. Por conta disso, Tsilingiris (1997) utilizando simulação numérica, analisa uma geometria de coletor mostrado na Figura 3(conhecida anteriormente) e verifica os parâmetros de operação que seriam observados para diferentes dimensões geométricas de construção. A geometria proposta utiliza cobertura de vidro para tentar elevar a temperatura e, além disso, trabalha com diferentes diâmetros de tubo correlacionando-os com a temperatura de descarga. Finalmente, conclui que esse tipo de coletor apresenta um desempenho que atende às necessidades típicas de projeto, que

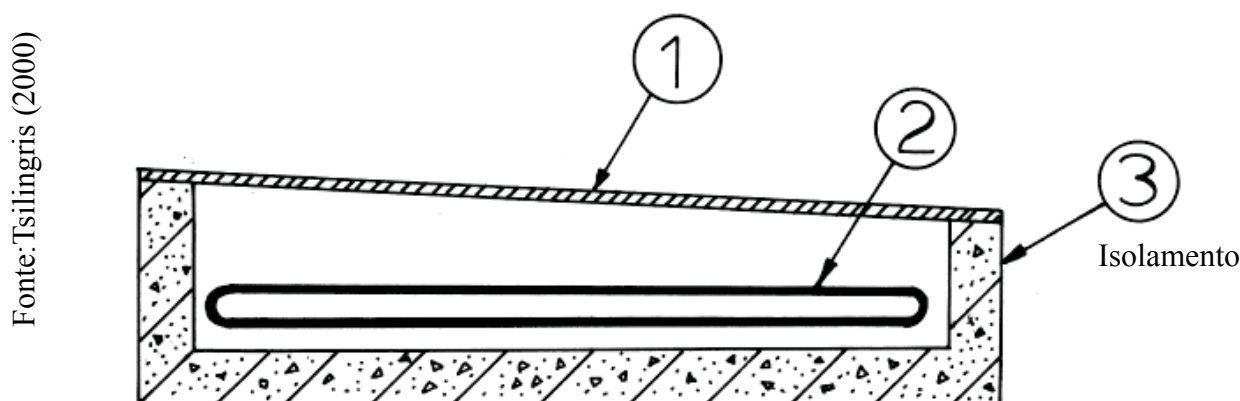


Figura 3: Esquema do coletor usando polímero.

poderiam ser utilizados e diminuiriam a dependência de fatores externos, como subsídios governamentais, para se tornarem viáveis economicamente.

Em trabalho posterior, Tsilingiris (1999), retoma o dispositivo coletor descrito anteriormente e considera a possibilidade de utilizar diferentes geometrias para escoamento de água na placa. Análises numéricas e estudos dos custos de operação e instalação do sistema são apresentados. Chama a atenção também para a necessidade da realização de ensaios e verificação do comportamento efetivo do coletor após um longo período de operação.

Esse mesmo coletor ainda foi objeto de estudos que estabeleceram os seus limites de operação, desenvolvido por Tsilingiris (2000). Outro estudo correlato do mesmo autor, Tsilingiris (2002), analisa a importância da placa absorvedora no desempenho do coletor solar. Nesse estudo, avalia-se a utilização de EPM, polietileno de alta densidade, para confecção da placa absorvedora.

Um outro estudo, no qual avalia-se o uso de copolímeros para a construção de coletores solares foi apresentado por Cristofari et al. (2002). As geometrias possíveis para o escoamento de água são agrupadas em três tipos: o coletor de tubos paralelos, o coletor de placas paralelas e o coletor tipo serpentina. A partir da metodologia proposta foi elaborado um modelo numérico que estima a operação do sistema composto pelo coletor solar e o tanque armazenador. São considerados os parâmetros de estudo: espessura de isolamento, vazão mássica, espessura da camada de líquido e velocidade do vento no local. Com base nesses estudo são apresentados os parâmetros ótimos de projeto do coletor solar, assim como a variação de seu comportamento com a velocidade do vento.

A seguir, analisa-se as possíveis geometrias para coletores solares sem cobertura. Uma das primeiras preocupações está relacionada ao desempenho global desse tipo de coletores. É de notório saber que a cobertura de vidro representa um papel importante no isolamento do coletor em relação ao ambiente. Em função dessas características é de fundamental importância o estabelecimento de um procedimento de avaliação da eficiência desse tipo de coletores. Soltau (1992), apresenta um procedimento geral que foi aplicado a vários coletores solares com uma distribuição bons resultados. Com isso, concluiu-se que esta seria

uma metodologia adequada para avaliação de eficiência nessa classe de coletores solares.

Além do desenho usual de coletores sem cobertura, uma outra tecnologia que vem se destacando é o seu uso integrado aos telhados de residências. Medved, Arkar & Cerne (2003) realizaram uma análise de viabilidade econômica do uso de grandes coletores acoplados ao telhado sem cobertura. Uma simulação numérica, usando o método dos Volumes Finitos permitiu avaliar a influência de parâmetros ambientais na sua eficiência global. Com base nessa eficiência, nos custos de cada sistema e da energia do período concluiu-se que esses dispositivos obtinham o retorno de capital em cerca de $\frac{1}{4}$ do tempo de um sistema convencional de aquecimento de água. Uma outra análise para esse mesmo tipo de coletor solar, embora voltada para o balanço exergético do sistema, foi apresentada por Fiaschi & Bertolli (2012).

II.3-Considerações adicionais

Destacam-se ainda outras importantes fontes de referências que certamente fornecerão subsídios para montagem, avaliação e análises dos resultados como os livros de Duffie & Beckman (2006) e de Kalogirou (2009). Tais obras são importantes, pois são de abrangência muito maior do que os trabalhos aqui destacados, abrangendo praticamente todos os temas relacionados ao aproveitamento direto da energia solar.

O uso de energia solar direta para aquecimento já é largamente utilizado no Brasil em função de suas condições climáticas favoráveis. Embora sejam mais comuns os sistemas domésticos de aquecimento de água para uso no interior da residência, tais como em torneiras e chuveiros, outros usos também são possíveis.

Associado a essas condições favoráveis pode-se também se utilizar a energia solar no aquecimento de piscinas, residenciais ou não, o que também representa outro importante campo para expansão de energia solar. Embora nessa área o Brasil tenha um largo parque instalado, um barateamento e melhoria das condições de operação desses sistemas poderiam ampliar mais ainda esse domínio. Isso representaria um aspecto estratégico importante, pois o maior concorrente do sistema por energia solar é o de bombas de calor e que operam com energia elétrica. A energia elétrica apresenta um custo de instalação mais alto e depende da

implementação de uma rede de distribuição que encarece mais ainda a infraestrutura para sua disponibilização. Dessa forma, a instalação de quaisquer tipo de sistemas autônomos por energia solar reduz a demanda desse tipo de energia e permite a sua utilização para outros fins sem a necessidade de ampliação de infraestrutura.

Neste trabalho procura-se contribuir com essa situação, desenvolvendo estudos do comportamento de aquecedores solares não comerciais e comparando a suas eficiências com a eficiência daqueles disponíveis para aquisição no mercado.

Capítulo III - Materiais e Métodos

Para a análise comparativa entre os coletores solares, foram considerados o comportamento efetivo dos dispositivos em um teste experimental, como um modelo matemático desenvolvido para estimar o comportamento dos dispositivos nas diferentes condições de operação. Nas seções a seguir são apresentadas a descrição do aparato experimental, o procedimento de tomada de medidas e o modelo teórico para a realização das estimativas.

III.1-Aparato experimental para testes

Para análise do coletor de polietileno usado no aquecimento de piscinas é utilizado o esquema de montagem de experimento apresentado na Figura 4. Esse esquema é relativamente comum em todas as normas consultadas para análise de coletores solares planos, como pode ser observado em ABNT:1084 (1998), EN:12975-2 (2000) e ASHRAE:93 (2003). Na figura é possível verificar-se todas as ligações entre os módulos propostos, identificando inclusive os vários instrumentos de medidas e reguladores de vazão. Um sistema de cores é utilizado para facilitar a identificação da natureza da água que está circulando no interior de cada uma das ligações. O esquema proposto apresenta módulos que são conjuntos detalhados e posteriormente interligados. O detalhamento dos componentes e características construtivas de cada um dos módulos são apresentados a seguir.

O “Suporte do Coletor” é o principal módulo de teste e ele deve apresentar algumas características, tais como:

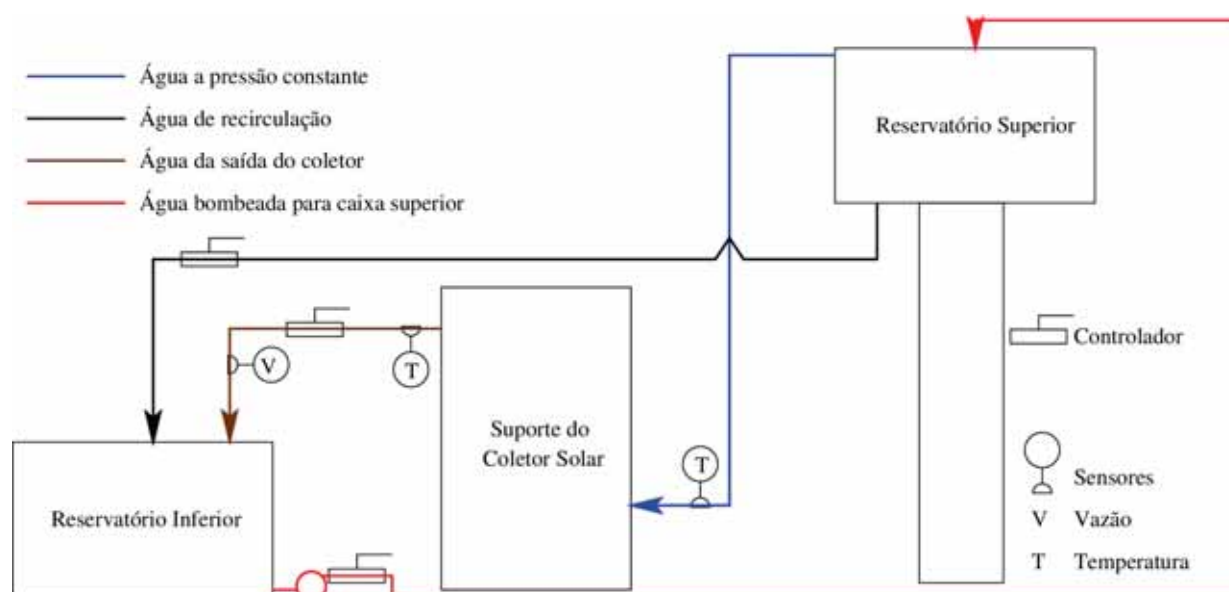


Figura 4: Esquema geral para montagem do experimento.

- permitir ajuste da inclinação do coletor solar e possibilidade de deslocamento que permita alinhá-lo à face norte;
- permitir a instalação de um medidor de intensidade de radiação solar em uma posição próxima ao coletor, para identificar a radiação solar total incidente sobre o coletor (caso queira-se realizar teste dinâmico do coletor é necessário a medida da radiação difusa também);
- prever uma superfície plana onde seja possível a fixação do coletor solar, independente do ângulo de inclinação;
- prever um sistema elétrico de aquecimento de água de maneira a verificar a influência que a temperatura de entrada da água no coletor tem sobre, sua eficiência térmica;
- providenciar um local adequado e protegido para armazenar os instrumentos de medição;
- permitir, se possível, variação da altura do sistema em relação ao solo.

Esse módulo depende, para a sua operação adequada, do fornecimento de uma vazão constante de água ao coletor durante o período de teste. Para isso, a pressão da água na entrada do coletor deve permanecer constante durante todo o período de testes. Para conseguir esse efeito, é preciso instalar um sistema no “reservatório de água superior” que

opere por alimentação de uma coluna de água de altura constante sobre o sistema. O mecanismo comumente utilizado é o de um reservatório de água transbordante, similar ao esquema apresentado na Figura 5. Por esse mecanismo, a água é constantemente bombeada para o reservatório superior de maneira que ela opere em frequente transbordamento e com altura constante igual à do referida reservatório. O excesso de volume bombeado é captado em um reservatório externo que possui uma ligação direta com o reservatório inferior para realizar a recirculação de água. É importante destacar ainda que a presença de um regulador de vazão na linha de circulação é conveniente para auxiliar na obtenção de um ponto de equilíbrio. Dessa forma, é mais fácil equilibrar o sistema de maneira a não deixar que o reservatório inferior atinja níveis de água inferiores ao do ponto de captação de água do sistema de bombeamento.

Para completar o sistema é necessário ainda um “Reservatório Inferior”, que receberá os fluxos de água oriundos do(s) coletor(es) e do reservatório externo superior. Como já destacado, essa caixa deve estar acoplada a um sistema de bombeamento operando em

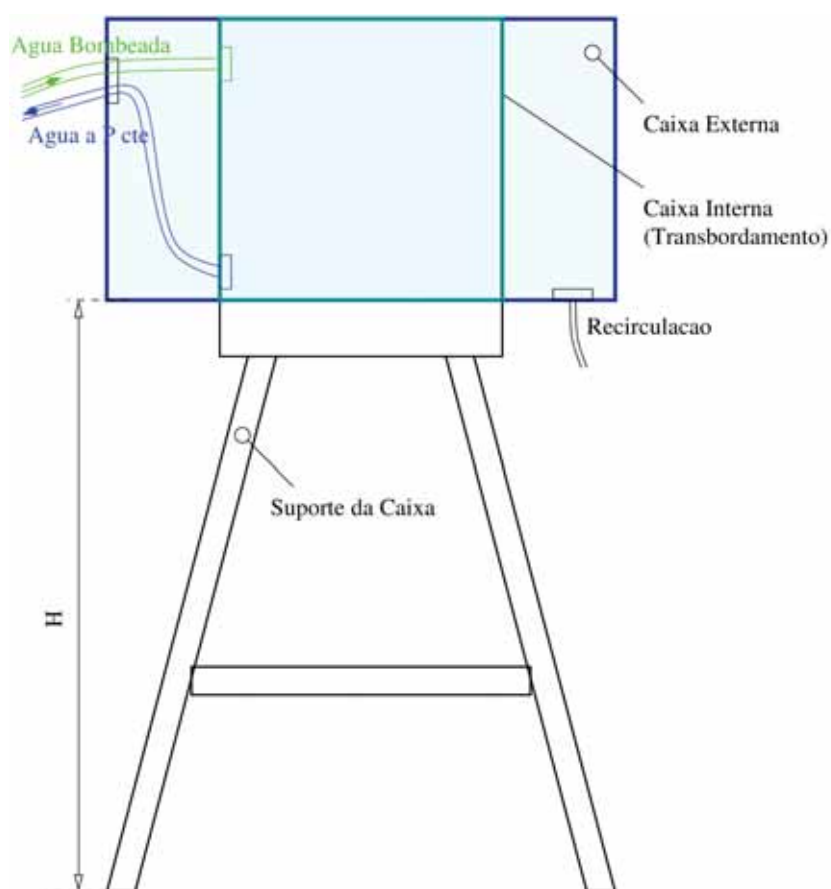


Figura 5: Esquema para a montagem da caixa superior com conexões.

vazão superior à utilizada pelo coletor para garantir o transbordamento do reservatório interno superior. Essa condição de operação pode ser regulada por meio de um registro na linha do sistema de bombeamento, desde que a bomba tenha condições de atender à demanda. Deve-se ainda prever um sistema de acoplamento do sistema do coletor que permita, em situações eventuais, medidas diretas da vazão oriunda do coletor em caso de falhas no sistema de medição direta.

III.1.1 Montagem do aparato para realização dos ensaios

Com o projeto anteriormente descrito foi montada uma bancada de testes para permitir o ensaio dos coletores. Uma visão geral do sistema para realização do experimento pode ser vista na Figura 6. Nessa figura estão apresentados ainda a função de cada um destes componentes. A montagem usou a infraestrutura de uma casa onde foram realizados todos os ensaios.

Para o maior desnível entre o reservatório superior e o reservatório inferior, utilizou-se a própria piscina da residência como reservatório inferior. O sistema de reservatórios transbordantes, destacado na Figura 6, se localiza-se em uma sacada existente no segundo andar da residência e, desta forma, oferecendo um bom desnível para obtenção das vazões adequadas.

Os coletores foram instalados em paralelo, permitindo regulação de vazão separada em cada ramo. Em um dos ramos instalaram-se dois coletores solares no formato espiral feitos de mangueira de polietileno e instalados em paralelo. Como os coletores são idênticos a vazão se divide igualmente entre ambos. Nesse caso não era possível regular a vazão do coletor individual, apenas do conjunto. No outro ramo mostrado na Figura 6 instalou-se o outro coletor comercial com um sistema similar de controle de vazão. O sistema foi montado dessa forma para que os dois casos apresentarem a área coletora de energia equivalente.

Dentro das linhas necessárias, a única que não se encontra mostrada na foto da Figura 6, é a linha de retorno para a piscina do reservatório transbordante. responsável pelo retorno da água que transbordava do reservatório menor para a piscina.

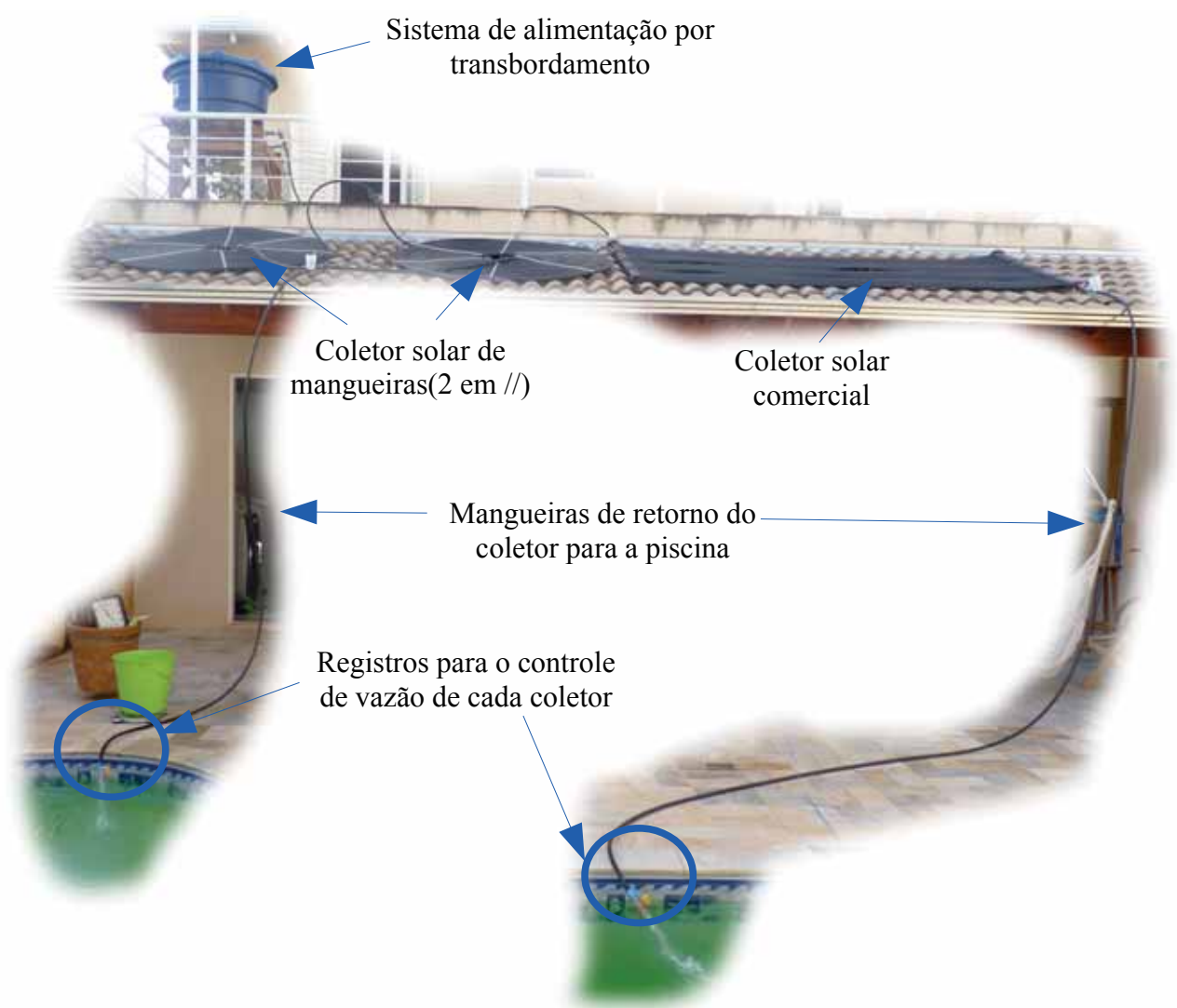


Figura 6: Esquema utilizado para o levantamento das medidas experimentais para ambos os coletores.

Na saída das mangueiras que conectam cada um dos coletores solares foram instalados registros do tipo esfera que permitiam o controle da vazão ao longo de cada um dos ramos. A estimativa da vazão era feita por um dispositivo de volume conhecido e posteriormente verificada por um sistema de pesagem.



Figura 7: Esquema de ligação da bomba da piscina para alimentação do sistema.

O sistema de reservatório transbordante é uma alternativa fácil e relativamente barata para a manutenção da vazão constante no sistema. A montagem desse sistema foi feita de acordo com o esquema apresentado na Figura 5, no qual a água é bombeada para o reservatório interno menor e do seu fundo era retirada a alimentação para os coletores. A vazão de alimentação do sistema, fornecida pela bomba de recirculação como mostrado na Figura 7, era maior que a retirada para alimentação coletores. Desta forma o reservatório interno estava transbordando constantemente e, desta forma, mantendo constante a coluna de água sobre os coletores.

Antes de iniciar as medidas o sistema sempre foi colocado em operação para realização da regulagem de vazão para uma faixa em torno de 4 L/min. Esse período inicial também é útil pois permite que a condição de regime permanente seja efetivamente atingida. Depois de todo o sistema regulado iniciava-se a aquisição de dados do sistema com os equipamentos descritos a seguir.

III.1.2 Sensores, medidores e sistema de aquisição de dados

As medições necessárias para a avaliação dos parâmetros dos coletores solares. São divididas entre aquelas que são medidas por um sistema próprio e aquelas que precisam ser ajustadas manualmente.

Sistema de aquisição de dados

Salienta-se que para esse experimento apenas temperaturas foram medidas desta forma. Existem dois sensores diferentes para realizar as medições de temperatura: o termopar e a termorresistência (*pt100*). O equipamento de aquisição de dados possui o módulo para esses dois sensores. O sistema de medidas da *NI Instruments*, com os cartuchos para aquisição dos sinais de termopar e termorresistência, e ainda o roteador sem fio utilizado para transmissão dos dados pode ser visto na Figura 8.

As termorresistências foram usadas quando se precisava de maior precisão de resultados. Foram utilizados sensores desse tipo para aquisição das temperaturas na entrada e saída dos coletores. O seu uso se justifica nesse caso como uma forma de melhorar a precisão dos resultados necessários ao cálculo da potência útil (Q_u).



Figura 8: Sistemas de aquisição de dados.

Originalmente uma termorresistência seria utilizado na entrada de cada coletor, mas durante a fase de testes notou-se que um dos sensores adquiridos apresentavam grande desvio em relação aos demais. Dessa forma, seus valores foram descartados e utilizou-se um único sensor para entrada.

O sistema de aquisição de dados transfere as leituras para um computador por meio de uma rede sem fio. A partir do momento que o mesmo era detectado pelo sistema, o computador que vai receber as informações deve “reservar o chassis” e nenhum outro computador consegue acessar o sistema.

Os dados transmitidos foram recebidos pelo outro computador que processava uma máquina virtual e cuja placa de rede estava configurada no modo “Bridge”. Essa máquina, além de realizar a reserva do chassis deve ter ainda um software compatível com o sistema de aquisição em execução. Neste trabalho utilizou-se uma versão simplificada do software “Labview”, denominada de *SignalExpress*. A versão utilizada consistia numa versão demonstrativa que, embora tivesse suas limitações, não comprometeram a execução do experimento.

Após serem recebidos, os dados os mesmos foram salvos no formato ASCII. Estando salvos em arquivo, utilizou-se uma rotina em *GNU-Octave* para ler e organizar estes dados. A partir daí, todo o restante de cálculos e elaboração de gráficos era feito pelo mesmo.

Medidores diretos não conectados a sistemas de aquisição de dados:

Além das temperaturas citadas uma série de outros dados precisam ser obtidos para alimentação do modelo numérico e para o cálculo da eficiência do coletor. Estes dados foram armazenados em uma planilha de cálculo associado ao horário de realização de cada medida.

Uma das medições que precisava ser feita manualmente foi a medida de vazão. Para isso, utilizou-se: um recipiente plástico, um relógio para medida do tempo e uma balança com precisão de 100 g. O método para obtenção da vazão foi o método direto, ou seja armazena-se a vazão durante um certo tempo e depois o resultado é pesado. A vazão é calculada diretamente da relação entre o peso e o tempo considerado.

Como a balança não apresentava uma precisão elevada, foi preciso armazenar um bom volume de água antes de pesar sua massa. No caso dos ensaios realizados sempre se procurou realizar as medidas de tempo de pelo menos 2 min como uma forma de minimizar esse erro. No caso específico analisado, a massa do recipiente plástica não era descontada pois não atingia o limite mínimo de peso da balança. Desta forma, a cada medida realizada o peso e o tempo eram anotados devidamente na planilha.

Uma outra medição importante é a intensidade da radiação solar. Para tanto utilizou-se solarímetro da marca TES-1333, apresentado na Figura 9. O procedimento de medição da intensidade da radiação solar é similar ao utilizado para as vazões com a diferença que, nesse caso, a leitura é muito mais rápida e direta. Depois de acionado o solarímetro foi usado no modo “AVG”, que apresenta no visor a média das três últimas medidas.



Figura 9: Medidor de radiação solar.

As medidas de radiação solar foram realizadas em duas inclinações. A primeira com o medidor na direção vertical como maneira de se estimar a radiação vertical total. Esse valor foi utilizado apenas como referência. Para a outra direção o medidor era colocado sobre a mesma superfície do telhado onde estavam instalados os coletores. Dessa forma, mediu-se a radiação total que efetivamente incidia sobre os coletores. Esse valor é utilizado posteriormente no modelo como radiação total incidente sobre o coletor G_{sr} .

A última leitura a ser realizada foi a de velocidade de vento, usando-se um anemômetro, mostrado na Figura 10. O procedimento de medidas foi similar aos demais entretanto eram realizadas duas medidas de velocidade de vento em duas direções distintas: N-S e L-O. A composição vetorial destas duas velocidades resultava na velocidade total de vento no instante considerado. Na planilha de dados eram anotados os dois componentes de velocidade e a hora da realização das medidas.



Figura 10: Anemômetro utilizado na medida da velocidade do vento.

III.2-Modelo Matemático

Considerando a radiação solar e as diversas formas de perda de calor para o meio ambiente obtém-se as equações referente ao coletor solar, mostrada da Eq. (1). As expressões necessárias para o cálculo das taxas de perda de calor associado a cada fenômeno, por sua vez, podem ser vista na Eqs. (2), (3) e (4) .

$$Q_i - Q_u - Q_p = 0 \quad (1)$$

onde:

$$Q_i = S_{sc} \cdot A_{sc} \quad (2)$$

$$Q_u = \dot{m}_{ag} \cdot c_{ag} \cdot (T_{ms} - T_{me}) \quad (3)$$

$$Q_p = U_p \cdot A_{sc} \cdot (T_{sc} - T_{amb}) \quad (4)$$

Foram consideradas as seguintes hipóteses simplificadoras nessa equação de balanço de energia:

- o processo de transferência de calor foi avaliado somente no regime estacionário, sem levar em consideração a energia acumulada no aquecimento dos coletores;
- a resistência térmica devido à espessura do polietileno não foi considerada no cômputo do coeficiente global interno;
- a temperatura de superfície do coletor foi considerada uniforme;
- a temperatura do céu foi adotada igual à temperatura ambiente;
- a velocidade do vento foi considerada máxima na direção da dimensão característica do coletor;
- a radiação solar foi avaliada na direção normal à superfície do coletor.

Observa-se na Eq. (3) que a taxa de transferência de calor útil (Q_u) depende da temperatura média de saída do coletor (T_{ms}). Essa temperatura é obtida por meio do coeficiente de transferência de calor no interior do tubo do coletor (U_i), da temperatura de

superfície do coletor solar e da temperatura média de entrada da água no mesmo, proveniente da piscina. As perdas térmicas relacionadas ao coletor solar serão abordadas segundo o cálculo do coeficiente global de perdas (U_p) na Seção III.2.2

$$T_{ms} = T_{sc} - \exp\left(-\frac{\pi \cdot D_i \cdot L \cdot U_i}{\dot{m}_{ag} \cdot c_{ag}}\right) \cdot (T_{sc} - T_{me}) \quad (5)$$

A determinação dos coeficientes de troca de calor do coletor solar pode ser obtida através do coeficiente global de perdas (U_p) e do coeficiente de película no interior do tubo do coletor (U_i). Os métodos adotados foram baseados em procedimentos distintos descritos na literatura e são apresentados nos próximos itens.

III.2.1 Determinação do coeficiente de película no interior do tubo do coletor (U_i)

O coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo do coletor é um fator que depende fundamentalmente da vazão mássica no escoamento. Em sistemas de bombeamento, a determinação da vazão é simples e constante ao longo do dia. Porém, para sistemas que utiliza termossifão o cálculo é mais complexo e a vazão no interior do coletor solar depende da sua taxa de energia armazenada e da intensidade solar. De qualquer forma, o número de Reynolds é fundamental para a determinação do regime de escoamento no interior do tubo. Assim sendo, será considerado escoamento laminar se o $Re \leq 2200$ e de transição ou turbulento quando o valor de Reynolds que supera esse limite.

Para a situação de escoamento interno em dutos circulares utiliza-se uma expressão que relaciona diretamente o número de Reynolds com o fluxo de massa, segundo a Eq. (6):

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_h \cdot \mu} \quad (6)$$

Regime laminar

Conforme citado anteriormente o regime laminar se caracteriza com $Re \leq 2200$. Dessa forma, Duffie & Beckman (2006) propõe uma expressão que atende a esta condição e expressa os valores médio do número de Nusselt segundo a Eq (7):

$$\bar{Nu} = Nu_{\infty} + \frac{a \cdot (Re \cdot Pr \cdot D_h / L)^m}{1 + b \cdot (Re \cdot Pr \cdot D_h / L)^n} \quad (7)$$

sendo que

$$Nu_{\infty} = 3.7 \text{ e } \begin{vmatrix} Pr & a & b & m & n \\ 0.7 & 0.0791 & 0.0331 & 1.15 & 0.82 \\ 5 & 0.0534 & 0.0335 & 1.15 & 0.82 \\ 10 & 0.0461 & 0.0316 & 1.15 & 0.84 \end{vmatrix} \quad (8)$$

Regime de transição e turbulento

Para escoamentos que apresentam um comportamento de regime de transição e turbulento considera-se situações nas quais $Re > 2200$. Assim, propõe a utilização da expressão de Pethukov (1970) :

$$\bar{Nu} = \frac{(f/8)(Re - 1000) \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot \sqrt{f/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.11} \quad (9)$$

O fator de atrito (f) no interior de tubos pode ser retirado diretamente do gráfico de Moody ou pode ser calculado para tubos lisos de acordo com a Eq. (10):

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (10)$$

Determinação do comprimento L de um trocador em espiral

Para o coletor solar de tubo de polietileno em espiral é possível medir sua área superficial, mas a obtenção do comprimento de mangueira utilizado para sua confecção é uma tarefa bem mais complexa. Desta forma, foi elaborado um procedimento matemático para determinar o comprimento total de tubo utilizado.

O princípio básico é o cálculo do comprimento do arco de qualquer volta i da mangueira utilizando-se a expressão:

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot \left[R_i + \left(i - \frac{1}{2} \right) \cdot d_{et} \right] \quad (11)$$

onde R_i representa o raio do anel interno da espiral e d_{et} o diâmetro externo da mangueira

utilizada.

O comprimento total do tubo pode ser calculada para a espiral desse que conhecido o número de espiras n , na forma:

$$L = \sum_{i=1}^n A_i = \sum_{i=1}^n 2 \cdot \pi \cdot \left[R_i + \left(i - \frac{1}{2} \right) \cdot d_{et} \right] \quad (12)$$

que será utilizada para avaliar o comprimento total de mangueira utilizado no coletor.

III.2.2 Determinação do coeficiente global de perdas (U_P)

Segundo Duffie & Beckman (2006) e Kalogirou (2009), os procedimentos para a determinação do coeficiente de perdas em coletores solares dependem do conhecimento de uma série de fatores ambientais e dos componentes do coletor solar plano. A Figura 11 mostra o coletor solar plano considerado e o circuito térmico referente à sua parte superior, uma vez que as perdas pela parte inferior do coletor solar foram desprezadas. Dessa forma, pode-se calcular o coeficiente de perdas segundo a equação.

$$U_P = \frac{1}{A_{sc} \cdot R_{eq}} = \frac{1}{R_{eq}'''} = \frac{1}{(R_{conv,s-a}'' + R_{rad,s-c}''')^{-1}} = \frac{1}{(h_{conv,s-a} + h_{rad,s-c})^{-1}} \quad (13)$$

Através do circuito térmico ilustrado na Figura 11 pode-se observar duas resistências térmicas consideradas na parte superior do coletor solar:

1. Resistência térmica de radiação
2. Resistência térmica de convecção

Esse procedimento é adotado nesse caso por Duffie & Beckman (2006). O cálculo destas pode ser feito individualmente, conforme descrito nos itens a seguir.

Resistência de radiação entre o céu e coletor

nesse caso, devido ao fato de que a troca de calor ocorra por radiação utiliza-se a definição do coeficiente de troca de calor entre corpos, conforme ilustrado na Eq. (14), onde considera-se $T_{sc} = T_{amb}$ e $\epsilon_{sc} = \alpha_{sc}$.

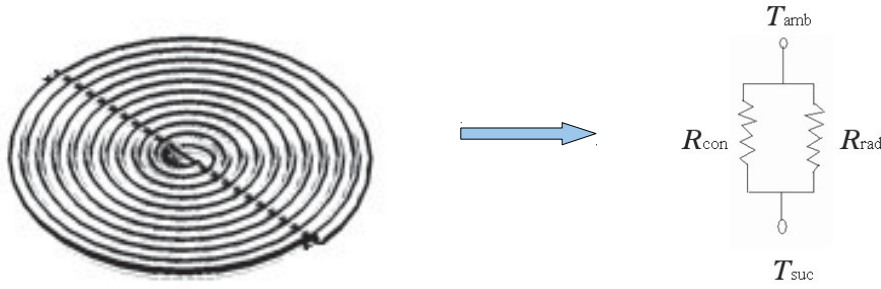


Figura 11: Resistências térmicas de perda de calor pela parte superior do coletor solar

$$h_{rad, s-c} = \epsilon_{sc} \cdot \sigma \cdot (T_{sc}^2 + T_s^2) \cdot (T_{sc} + T_s) \quad (14)$$

Dessa forma, a resistência térmica pode ser expressa pela Eq. (15).

$$R''_{rad, s-c} = \frac{1}{h_{rad, s-c}} \quad (15)$$

Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o coletor e sua vizinhança

Neste caso, como o coletor normalmente fica exposto em uma área aberta, a velocidade do vento desempenha um papel fundamental segundo Duffie & Beckman (2006).

$$\bar{Nu}_F = 1,72 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{Válida para a faixa } 10^4 < Re < 4.5 \times 10^4) \quad (16)$$

na qual o índice inferior F refere-se à convecção forçada. Caso a intensidade do vento seja pouco significativa, a convecção externa deve ser abordada como convecção natural e assim sugere-se a utilização das equações.

$$\bar{Nu}_N = 0,59 \cdot Ra^{1/4} \quad (\text{Válida para a faixa } 10^4 < Ra < 10^9) \quad (17)$$

$$Nu_N = 0,13 \cdot Ra^{1/3} \quad (\text{Válida para a faixa } 10^9 < Ra < 10^{12}) \quad (18)$$

sendo que: $L_{sc} = \frac{A_{sc}}{P_{sc}}$ (19)

Para tratar esta verificação da intensidade de cada parcela se faz pela estimativa do número de Richardson ($Ri = Gr/Re^2$), Incropera et al. (2008) propõem que se $Ri > 10$,

prevalecem os efeitos da convecção natural, e se $Ri < 0.1$, prevalecem os efeitos de convecção forçada. Caso haja a combinação dos efeitos, $0.1 < Ri < 10$, utiliza-se, usualmente, a expressão da Eq. (20) para realizar a combinação:

$$\frac{\bar{h}_{conv, s-a} L_{sc}}{k} = \bar{Nu}_c = (\bar{Nu}_N^n \pm \bar{Nu}_F^n)^{(1/n)} \text{ sendo que, neste caso, adotou-se } n=7/2 \quad (20)$$

Assim, a resistência térmica de convecção, em qualquer caso pode ser expressa pela Eq. (21).

$$R''_{conv, s-a} = \frac{1}{\bar{h}_{conv, s-a}} \quad (21)$$

III.2.3 Radiação solar incidente

A radiação solar direta incidente e absorvida através na da piscina é determinada segundo a equação:

$$S_{sc} = \alpha_{sc} \cdot G_r \quad (22)$$

Devido ao fato de que a absorptância é um fator dependente da profundidade e da absorptância das paredes referentes a piscina em questão, De acordo com Office Naval Research (1967) considera-se o valor de $\alpha_{pe} = 0.92$.

III.2.4 Balanço energético em regime permanente

Para a obtenção da eficiência térmica do coletor solar, utiliza-se a expressão do balanço energético mostrado na Eq. (1), que se substituído pelas definições apresentadas nas Eqs.. (2), (3) e (4) , resultando em:

$$S_{col} \cdot A_{sc} - \dot{m}_{ag} \cdot c_{ag} \cdot (T_{ms} - T_{me}) - U_P \cdot A_{sc} \cdot (T_{sc} - T_{amb}) = 0 \quad (23)$$

sendo que os valores de T_{ms} e T_{sc} estão relacionados através da Eq. (5).

As condições para avaliação das propriedades físicas e determinação do coeficientes globais de transferência de calor, também dependem do conhecimento prévio destas temperaturas. Com isso, a solução integrada desse conjunto de equações depende de um procedimento iterativo como apresentado na Figura 12.

Para implementação desse procedimento de solução foi elaborado um código computacional utilizando a plataforma aberta *GNU-Octave*. A linguagem de programação utilizada nesta plataforma é bastante similar à utilizada pelo software *MATLAB*[®], mas o *GNU-Octave* tem a grande vantagem, por se tratar de software livre, de ser usado sem custos e nos diferentes sistemas operacionais.

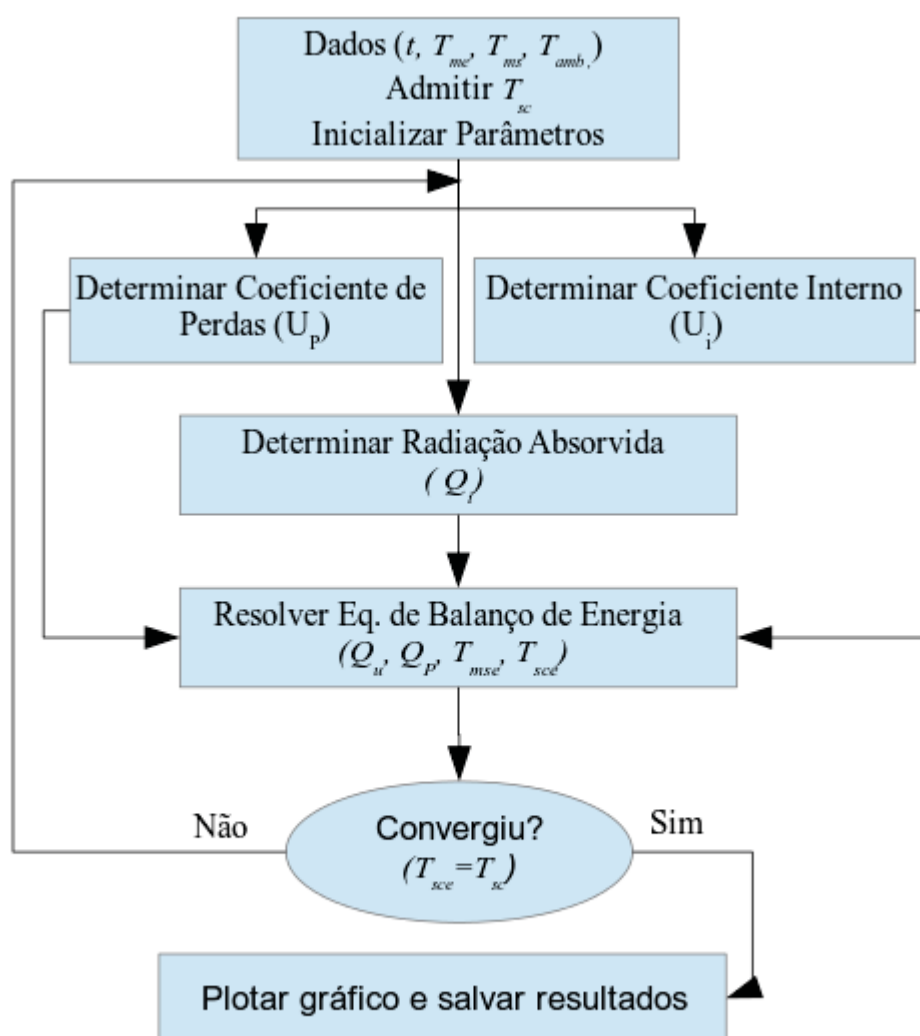


Figura 12: Esquema de solução iterativa implementado.

O código computacional elaborado, possui uma rotina principal que coordena uma série de outras subrotinas. A formulação utilizada permite que o mesmo programa solucione os dois tipos de coletores, apenas alterando-se apenas os parâmetros geométricos e de subdivisão do escoamento. Os gráficos elaborados também se utilizaram dessa mesma ferramenta aberta, pela facilidade de manipulação dos dados que já eram obtidos diretamente da solução do problema.

III.2.5 Eficiência de um coletor solar

A definição da eficiência de um coletor solar segue o princípio básico de toda eficiência térmica e pode ser obtida pela razão entre a energia aproveitada e a energia total disponível, dada por:

$$\eta = \frac{Q_u}{(G_r \cdot A_{sc})} \quad (24)$$

na qual o calor útil Q_u é o efetivamente absorvido pelo coletor e o produto $G_r \cdot A_{sc}$ é a energia solar total que incide sobre a superfície do coletor.

As três normas já citadas, ABNT:1084 (1998), EN:12975-2 (2000) e ASHRAE:93 (2003), utilizam-se da hipótese que o comportamento da eficiência de um coletor é linear em função da razão da diferença de temperaturas entre a entrada do coletor e o ambiente e a radiação total incidente. Embora existam relações, mais complexas, como uma alternativa apresentada pela norma europeia: EN:12975-2 (2000), a relação linear ainda é a mais utilizada.

O detalhamento de como essa relação linear é obtida é um pouco longo e será omitido nesse trabalho, mas a relação final que expressa esta linearidade pode ser encontrada em Kalogirou (2009) e é dada por:

$$\eta = F_R \cdot (\tau \cdot \alpha)_n - F_R \cdot U_P \cdot \left(\frac{T_{me} - T_a}{G_r} \right) \quad (25)$$

Esta equação serve como base para todas as normas e permitem a utilização de uma regressão linear de uma regressão linear para obtenção destes parâmetros. Para um maior

detalhamento dos procedimentos adotados para determinação da eficiência térmica do coletor sugere-se a leitura do capítulo 4 de Kalogirou (2009).

III.3-Balanço de energia utilizando os dados experimentais para a condição de regime permanente

Os dados experimentais obtidos permitem estimar a eficiência total do coletor. Para isso são considerados os dados experimentais obtidos em cada experimento.

* T_{me} , T_{ms} , T_{sc} e $\dot{m}$ de ambos os coletores T_a , G_r e V_{ar} do experimento.

Como todos esses dados foram medidas diversas vezes durante o experimento o valor da sua incerteza pode ser estimado utilizando um nível de confiança. No caso foi estabelecido o nível de confiança de 95% e a incerteza pode ser calculada a partir do desvio padrão (STD) do conjunto de medidas, na forma:

$$\delta \varphi = 1.65 \cdot \text{STD}(\varphi_i) \quad (26)$$

Cabe ressaltar que, nesse caso as incertezas são determinadas a partir da uniformidade dos valores obtidos. Dessa forma, se alguma variável apresentar oscilação muito grande, ela vai apresentar uma incerteza maior nas análises dos resultados.

Definidas as incertezas dos valores medidos diretamente, é necessário estimar a eficiência do coletor, a partir dos dados medidos usando-se a definição apresentada na Eq. (24).

A incerteza do valor da eficiência do coletor associado aos dados experimentais também pode ser calculada utilizando se a soma RMS de seus componentes através da expressão:

$$\delta \eta = \sqrt{\left(\frac{\delta Q_u}{A_{sc} \cdot G_r} \right)^2 + \left(\frac{Q_u}{A_{sc} \cdot G_r^2} \delta G_r \right)^2} \quad (27)$$

A incerteza do valor da energia útil pode ser também obtida da Eq. (6), sendo representada por:

$$\delta Q_u = \sqrt{\left(c_{ag} \cdot (T_{ms} - T_{me}) \cdot \delta \dot{m}\right)^2 + \left(\dot{m} \cdot c_{ag} \cdot \delta T_{me}\right)^2 + \left(\dot{m} \cdot c_{ag} \cdot \delta T_{ms}\right)^2} \quad (28)$$

Além disto, como foi demonstrado, uma das formas mais comuns de expressar o rendimento é como uma função do parâmetro $(\Delta T/G_r)$ e como as temperaturas e radiação incidente foram obtidas experimentalmente e a incerteza desse componente pode ser calculada na forma:

$$\delta \left(\frac{\Delta T}{G_r} \right) = \sqrt{\left(\frac{\delta T_{me}}{G_r} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_a}{G_r} \right)^2 + \left(\frac{T_{me} - T_a}{G_r^2} \delta G_r \right)^2} \quad (29)$$

Dessa forma, para se ter uma noção clara de como as flutuações de medidas podem afetar os resultados obtidos, os dados experimentais, os mesmos serão apresentados acompanhados de sua incerteza. Vale a pena ressaltar ainda que a utilização de um nível de confiança inferior aos 95%, reduziria o intervalo em torno de cada valor obtido alterando o elemento multiplicador da Eq. (26). Entretanto, esse valor serve para representar como cada variável oscilaria nos casos onde se deseje um elevado nível de confiança nos resultados.

A incerteza representa um parâmetro importante, pois a partir dos valores deverá ser feita uma regressão linear do comportamento. Conhecendo a incerteza é possível verificar se as retas obtidas estão passando na região de confiança em torno do ponto. Verificado isso, pode-se ter uma confiança maior de que o experimento realizado no dia obteve resultados adequados e não sofreu de influências atípicas.

Capítulo IV - Resultados e discussão

Utilizando a metodologia proposta e os levantamentos experimentais realizados em dias distintos é possível avaliar o comportamento teórico e experimental dos coletores anteriormente apresentados. Os resultados diários são tratados estatisticamente de forma a se obter a média e o desvio padrão dos valores para a realização do cálculo diário. Os resultados obtidos são confrontados com o modelo numérico apresentado.

Na primeira seção deste capítulo utiliza o procedimento para a determinação do comprimento total do tubo do coletor e as propriedades físicas utilizadas nos cálculos. Na seção subsequente apresentam-se os resultados para três ensaios experimentais realizados. Finalmente, os resultados são agrupados para permitir uma análise comparativa do comportamento dos dois tipos de coletores.

IV.1-Determinação do comprimento total do tubo para montagem do coletor espiral e das propriedades físicas utilizadas.

Várias propriedades físicas são necessárias para a realização dos cálculos do modelo. A Tabela 1 apresenta os valores dessas propriedades e suas dimensões.

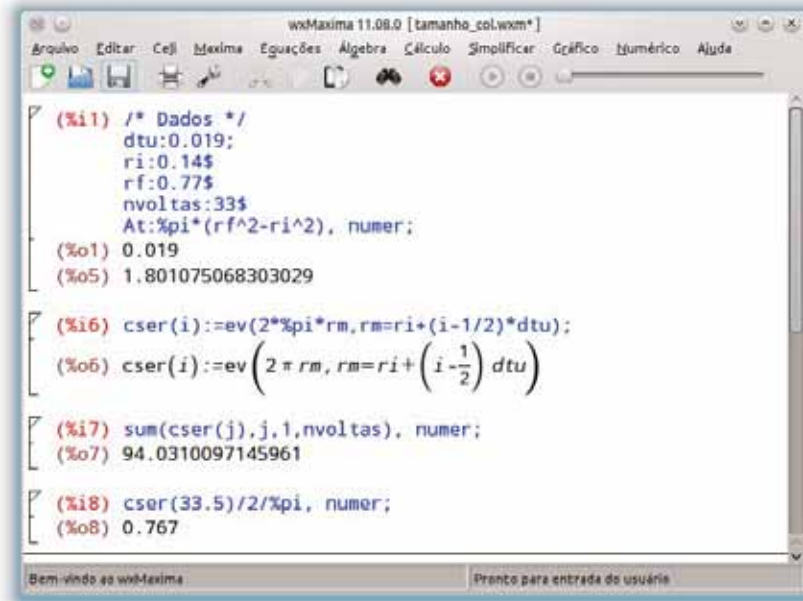
O número de voltas de $n_{esp}=33$, para determinação do comprimento total do trocador. Para estes cálculos, foi utilizado um outro *software* livre que realiza manipulação simbólica: o *wxmaxima*. A Figura 13 apresenta a tela principal desse *software*.

Utilizando os parâmetros geométricos apresentados na Eq. (12) e o número de espiras, o comprimento total de cada espiral é $L=94$ m. Este comprimento foi utilizado por ser o valor usualmente fornecido pelas fábricas desses tubos.

Tabela 1: Parâmetros físicos e geométricos utilizados na simulação

Água	Coletor Solar Espiral	Coletor Solar Comercial
$c_{ag}=4200 \text{ J/kg K}$	$n_{div}=2$ (subdivisões da vazão)	$n_{div}=116$ (subdivisões da vazão)
$\rho_{ag}=990 \text{ kg/m}^3$	$D_{tc}=0.014 \text{ m}$	$L=2.854 \text{ m}$
$k_{ag}=0.66 \text{ W/m K}$	$e_{tc}=0.0025 \text{ m}$	$W=1.2 \text{ m}$
$\mu_{ag}=375 \times 10^{-6} \text{ N/s m}$	$L=94 \text{ m}$ (calculado)	$D_{tc}=5.3 \text{ mm}$
Polietileno	$D_{i,esp}=2 \times 0.14 \text{ m}$	$e_{tc}=1.5 \text{ mm}$
$c_{pe}=1000 \text{ J/kg K}$	$n_{esp}=33$	$A_{sc}=L \times W$
$\rho_{pe}=1380 \text{ kg/m}^3$	$D_{e,esp}=2 \times 0.77 \text{ m}$	$P_{sc}=2 \times (L+W)$
$k_{pe}=0.19 \text{ W/m K}$	$A_{sc}=n_{div} \times \pi \times (D_{e,esp}^2 - D_{i,esp}^2)/4$	Posição do coletor
$\varepsilon_{pe} = 0.92$	$P_{sc}=n_{div} \times \pi \times (D_{e,esp} + D_{i,esp})$	$\beta=17^\circ$
		$A_N=-185^\circ$

O comprimento total do tubo é um parâmetro muito importante para o modelo do coletor solar pois define a área de transferência de calor interna. A estimativa do comprimento total dos tubos foi baseada na metodologia apresentada em Stefanelli et al. (2010). Utilizando-se esse procedimento consegue-se prever, com boa precisão, o diâmetro externo da última espira.

Figura 13: Tela do wxmaxima com o esquema para cálculo do comprimento L .

IV.2-Comparação dos resultados teóricos e experimentais

IV.2.1 Ensaio 1

O primeiro ensaio foi realizado no dia 26/07 a partir das 12:00 horas. Os perfis de temperatura medidos em função do tempo, na entrada e na saída de cada coletor usando sensores do tipo pt100, e as medidas da temperatura ambiente, temperatura sobre a superfície de cada um dos coletores e ainda o valor da temperatura da piscina são apresentados nas Figuras 14 e 15. Os resultados das temperaturas para o coletor solar espiral com o fluxo dividido está apresentado na Figura 14. Os resultados para as temperaturas associadas ao coletor comercial, por sua vez, estão apresentados na Figura 15. É importante destacar que apenas as temperaturas de superfície do coletor e de sua saída mudam nos diferentes gráficos, uma vez que os ensaios dos dois coletores eram feitos de maneira simultânea. A temperatura de entrada do coletor também foi admitida como sendo igual para ambos os casos.

Uma análise dos perfis de temperatura associados a cada experimento permite verificar uma forte elevação da temperatura de entrada do coletor um pouco depois do início do ensaio. Esse fato se deve a uma correção que foi feita ainda no início desse experimento e está associada à proteção do sensor com relação à radiação solar.

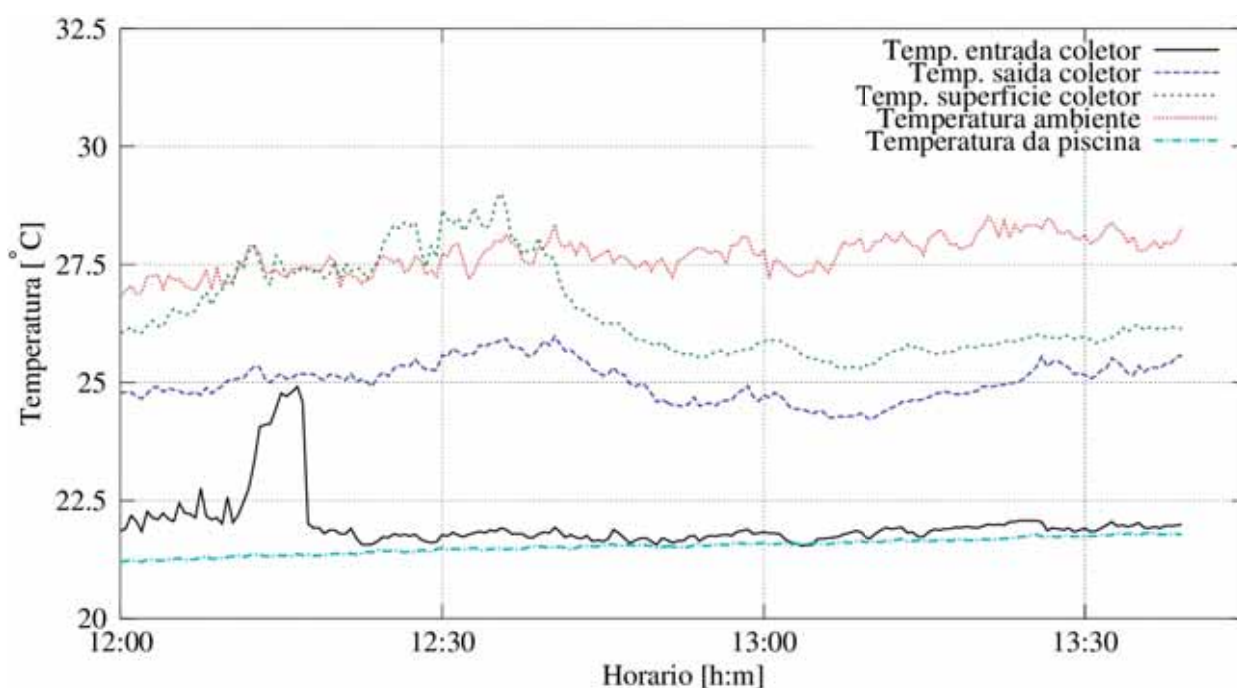


Figura 14: Evolução das temperaturas do coletor espiral durante o experimento 1.

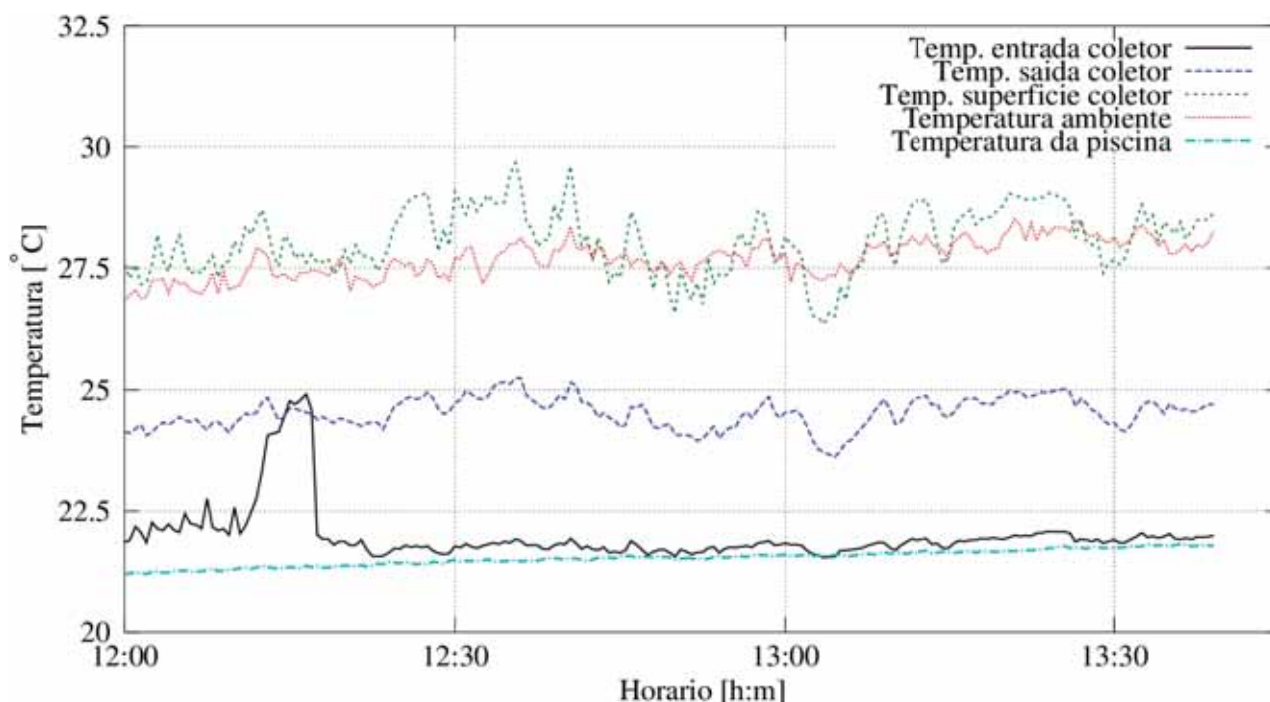


Figura 15: Evolução das temperaturas do coletor comercial durante o experimento 1.

Verificou-se que os sensores do tipo *pt100*, por estarem apenas parcialmente imersos nos dutos de água, eram suscetíveis a um aquecimento quando deixados expostos à radiação solar. A saída encontrada para esse inconveniente foi providenciar um tipo de blindagem para o sensor, improvisada a partir do material disponível. A montagem da blindagem realizada em todos os sensores expostos está mostrada na Figura 16. O resultado foi a queda de temperatura em seguida à implantação da blindagem, retomando aos valores anteriores. Nota-se da figura que a blindagem consistiu basicamente de uma proteção utilizando o próprio tubo de polietileno e revestido externamente por uma superfície branca de copos plásticos para refletir parte da radiação.



Figura 16: Blindagem implementada nos sensores de temperatura.

Uma análise comparativa dos perfis de temperatura mostra que, de maneira geral neste caso, observou-se que as temperaturas de superfície do coletor são maiores para o caso do coletor comercial. Com relação à temperatura de mistura na saída, nota-se que o coletor espiral apresentou uma temperatura na saída levemente superior. Ambos os fatores serão avaliados posteriormente e correlacionados à eficiência do coletor.

Considerando a formulação proposta, foram utilizados os parâmetros apresentados na Tabela 1 para a solução numérica do problema. Durante o período de realização do experimento foram realizadas, ainda, medidas de incidência solar e velocidade de vento. Essas medidas, assim como as temperaturas apresentadas nos ensaios, foram tratados estatisticamente. A média das medidas e seus respectivos erro padrão (corrigido para o nível de 95% de confiança):

Temperatura ambiente: $27,7 \pm 0,6^{\circ}\text{C}$
 Incidência solar: $384,1 \pm 137,2 \text{ W/m}^2$
 Velocidade do Vento: $2,8 \pm 0,5 \text{ m/s}$

Além disso, foram feitas outras medições para cada coletor. A Tabela 2 apresenta a média dos valores medidos para o coletor solar de polietileno ao longo do ensaio 1 e acompanhado do valor do seu erro padrão. A primeira linha da tabela apresenta os dados de vazão, os valores de temperatura medidos e calculados. Os valores calculados, segundo o modelo proposto apresentam a descrição (teor) e os resultados experimentais, apresentam a descrição (exp).

Tabela 2: Resultados obtidos no Ensaio 1 para o coletor espiral.

Temperaturas medidas e experimentais	Vazão	T_{me}	$T_{ms}(\text{teor})$	$T_{ms}(\text{exp})$	$T_{sc}(\text{teor})$	$T_{sc}(\text{exp})$
	$3,8 \pm 0,15 \text{ L/min}$	$22,0 \pm 1,0^{\circ}\text{C}$	$27,0^{\circ}\text{C}$	$25,0 \pm 0,7^{\circ}\text{C}$	$27,4^{\circ}\text{C}$	$26,5 \pm 1,6^{\circ}\text{C}$

Rendimento e outros parâmetros	$\Delta T / G_r$	$Q_{ut}(\text{teor})$	$Q_{ut}(\text{exp})$	$\eta(\text{teor})$	$\eta(\text{exp})$
	$-14,8 \pm 6,1^{\circ}\text{C m}^2/\text{kW}$	$1307,5 \text{ W}$	$800,5 \pm 317,4 \text{ W}$	$94,5\%$	$57,9 \pm 30,9\%$

Tabela 3: Resultados obtidos no Ensaio 1 para o coletor comercial.

Temperaturas medidas e experimentais	Vazão	T_{me}	$T_{ms}(\text{teor})$	$T_{ms}(\text{exp})$	$T_{sc}(\text{teor})$	$T_{sc}(\text{exp})$
	4,0±0,15 L/min	22,0±1,0°C	26,7°C	24,5±0,5°C	26,8°C	28,1±1,1°C

Rendimento e outros parâmetros	$\Delta T / G_r$	$Q_{ut}(\text{teor})$	$Q_{ut}(\text{exp})$	$\eta(\text{teor})$	$\eta(\text{exp})$
	-14,8 ± 6,1°C m²/kW	1309,6 W	704,2 ± 309,2 W	99,6%	53,5 ± 30,3%

Analisando-se os resultados, nota-se que houve um desvio significativo para a temperatura de mistura na saída do coletor, ficando inclusive fora da faixa de confiança. Em relação à temperatura de superfície do coletor, os valores ficaram bem mais próximos. Esses desvios podem ser justificados pela importante incerteza resultante da variação da radiação solar em razão da presença de nuvens, que não é considerada no modelo proposto.

A segunda linha da referida tabela segue a mesma regra para identificação dos resultados teóricos e experimentais. Nessa linha, são apresentados os resultados experimentais e da simulação para o calor útil e para a eficiência do coletor espiral. Novamente notam-se significativos desvios em relação aos valores esperados. As justificativas para estes desvios e a mesma apresentada anteriormente.

A Tabela 3 apresenta a média dos valores medidos ao longo do ensaio 1 acompanhados de seu erro padrão para o coletor comercial. A estrutura de apresentação dos dados é similar à anteriormente discutida para o caso do coletor espiral. Deve-se lembrar que o coletor comercial também é feito de polietileno. As considerações e justificativas para os desvios encontrados são também similares ao coletor espiral, tanto no que se refere às temperaturas como em relação ao calor útil e eficiência.

Comparando-se a eficiência dos dois coletores nota-se que, a partir dos dados experimentais, o coletor espiral apresentou uma eficiência levemente superior à do coletor comercial. Esse aspecto já era esperado e foi, inclusive, discutido quando da análise do gráfico de temperaturas. O modelo teórico, por sua vez, do coletor comercial resultou em uma eficiência um pouco superior. Resultados de outros ensaios são necessários para que possam ser feitas maiores considerações com relação a esse fato.

IV.2.2 Ensaio 2

O segundo ensaio foi realizado no dia 01/08 a partir das 12:00 horas. Os perfis de temperatura medidos em função do tempo, na entrada e saída de cada coletor, usando sensores do tipo pt100, e as medidas da temperatura ambiente, temperatura sobre a superfície de cada um dos coletores e ainda o valor da temperatura da piscina são apresentados nas Figuras 17 e 18. Os resultados das temperaturas para o coletor solar espiral com o fluxo de massa subdividido está apresentado na Figura 17. Os resultados para as temperaturas associadas ao coletor comercial, por sua vez, estão apresentados na Figura 18. Devem ser consideradas as mesmas informações apresentadas no primeiro ensaio..

Analizando-se os perfis de temperatura nota-se novamente que a temperatura de superfície do coletor comercial permanece, durante grande parte do tempo, superior ao verificado no coletor espiral. Com relação às temperaturas de saída dos dois coletores não se nota diferenças significativas neste caso. Os resultados de eficiência devem ficar mais próximos neste caso.

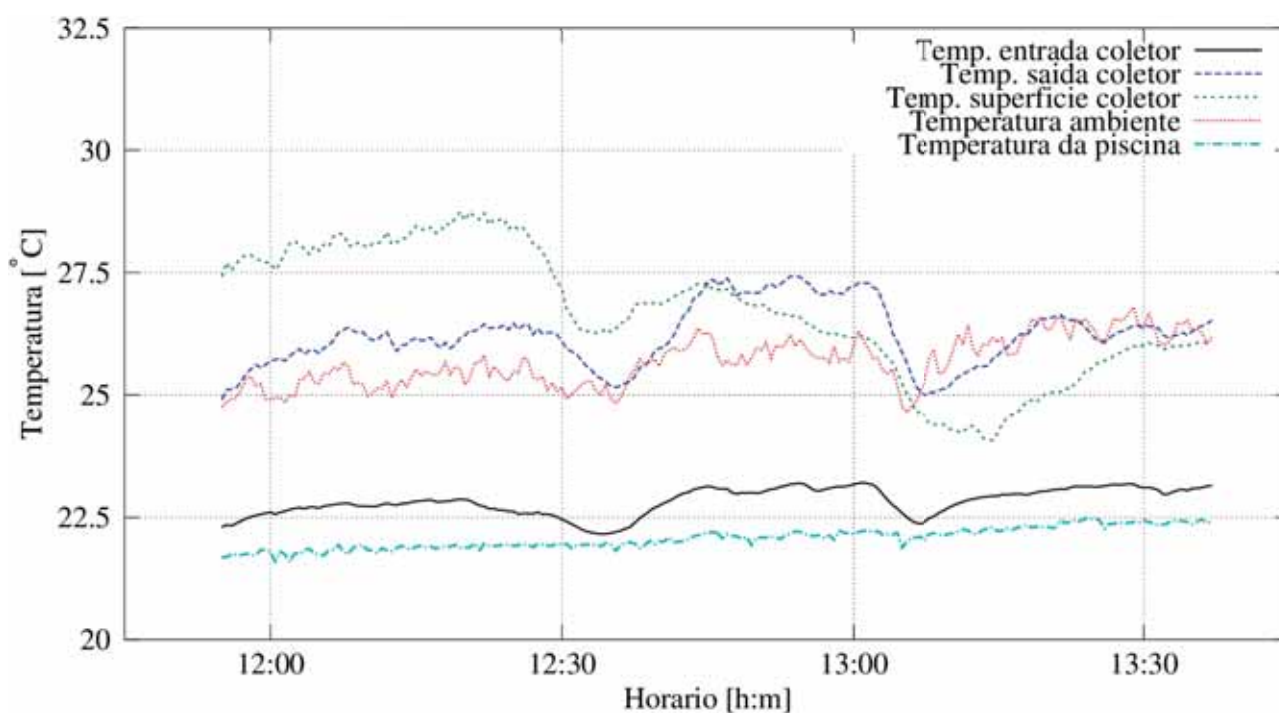


Figura 17: Evolução das temperaturas do coletor espiral durante o experimento 2.

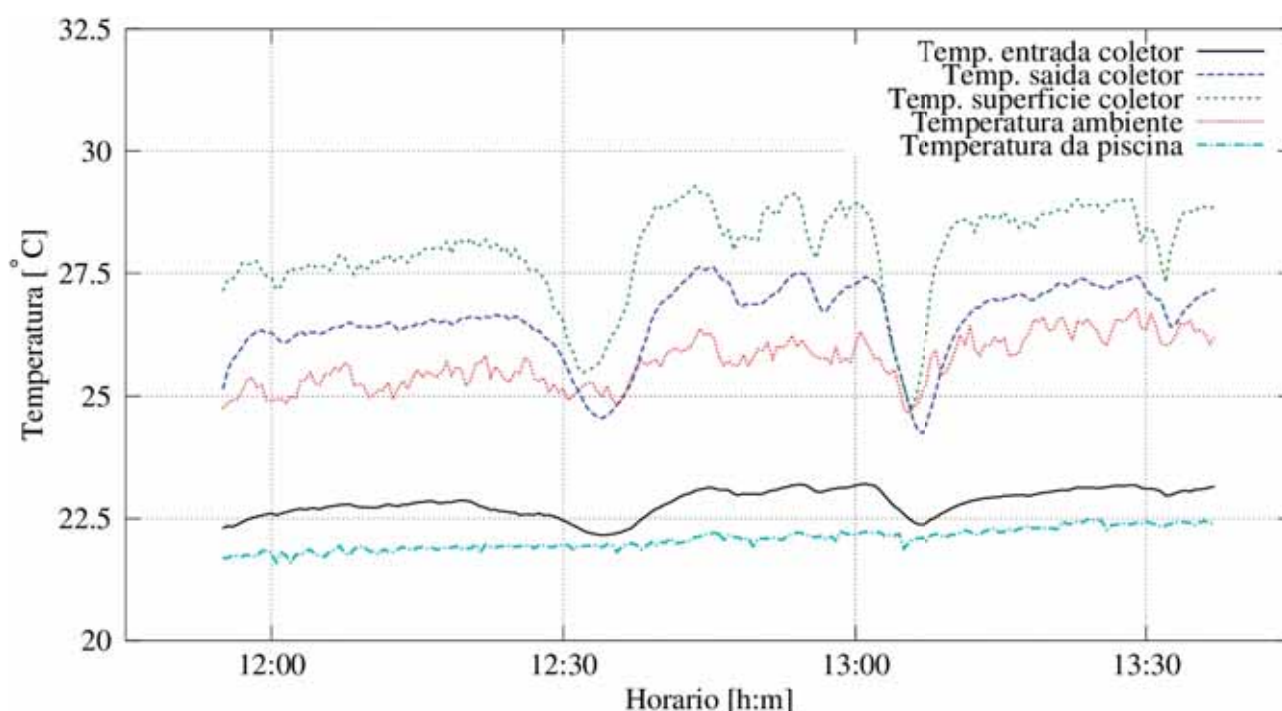


Figura 18: Evolução das temperaturas do coletor comercial durante o experimento 2.

No entanto, esse ensaio trouxe uma novidade: a intensa variação da radiação solar em função da presença de nuvens. Observar nas figuras, momentos de brusca queda nas temperaturas de superfície do coletor assim como as temperaturas de saída, em razão da redução da intensidade da radiação solar. Embora todos os coletores tenham manifestado o fato é possível verificar uma diferença no comportamento entre os dois coletores. O coletor solar espiral apresenta quedas suaves de temperatura assim como, uma recuperação lenta dos patamares de temperatura anteriores quando o sol se apresenta. No coletor comercial, por sua vez, esta resposta à radiação solar é muito mais intensa. Essa variação do comportamento dos perfis de temperatura deve-se à inércia térmica de cada coletor. O coletor solar espiral é mais pesado, tem paredes mais grossas e apresenta uma inércia térmica maior.

Após essas considerações foram utilizados os os parâmetros apresentados na Tabela 1 foram usados para a solução numérica do problema referente a esse ensaio. Durante o período de realização do experimento foram feitas, como anteriormente descrito, medidas de incidência solar e velocidade de vento. Tais medidas, assim como as temperaturas apresentadas nos ensaios, foram tratadas estatisticamente. A média das medidas e seus

respectivos erro padrão foram:

Temperatura ambiente: $25,7 \pm 0,8^{\circ}\text{C}$
 Incidência solar: $333,8 \pm 195,5 \text{ W/m}^2$
 Velocidade do Vento: $1,9 \pm 0,8 \text{ m/s}$

A Tabela 4 apresenta a média dos valores medidos para o coletor solar espiral acompanhados de seu erro padrão. A Tabela 5 apresenta resultados equivalentes para o coletor comercial. As condições para a realização da simulação foram similares às apresentadas no ensaio 1.

Nota-se, neste caso, uma excelente concordância entre os resultados. Os valores de temperatura estimados não somente se apresentam dentro da faixa de tolerância como também apresentam coincidência absoluta ou valores muito próximos do previsto. Esta proximidade entre os resultados em termos de temperaturas faz com que os resultados para calor útil e a eficiência do coletor tornem-se também muito próximos.

Com relação aos resultados da eficiência, que estão apresentados na Tabela 5, nota-se que, para esse caso tanto a eficiência teórica como a observada experimentalmente para o coletor comercial foram maiores do que o valor obtido para o coletor espiral. Embora a diferença na eficiência não seja muito significativa, para esse ensaio ela foi verificada e confirmada pelo modelo.

Tabela 4: Resultados obtidos no Ensaio 2 para o coletor espiral.

Temperaturas medidas e experimentais	Vazão	T_{me}	$T_{ms}(\text{teor})$	$T_{ms}(\text{exp})$	$T_{sc}(\text{teor})$	$T_{sc}(\text{exp})$
	$4,4 \pm 0,1 \text{ L/min}$	$22,8 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$	$26,2^{\circ}\text{C}$	$26,2 \pm 1,0^{\circ}\text{C}$	$26,5^{\circ}\text{C}$	$26,7 \pm 2,2^{\circ}\text{C}$

Rendimento e outros parâmetros	$\Delta T / G_r$	$Q_{ut}(\text{teor})$	$Q_{ut}(\text{exp})$	$\eta(\text{teor})$	$\eta(\text{exp})$
	$-8,7 \pm 6,4^{\circ}\text{C m}^2/\text{kW}$	$1019,7 \text{ W}$	$1034,5 \pm 345,1 \text{ W}$	$84,8\%$	$86,1 \pm 58,0\%$

Tabela 5: Resultados obtidos no Ensaio 2 para o coletor comercial.

Temperaturas medidas e experimentais	Vazão	T_{me}	$T_{ms}(\text{teor})$	$T_{ms}(\text{exp})$	$T_{sc}(\text{teor})$	$T_{sc}(\text{exp})$
	3,9±0.2 L/min	22,8±1.0°C	26,5°C	26,5±1,3°C	26,4°C	28,0±1,6°C

Rendimento e outros parâmetros	$\Delta T/G_r$	$Q_{ut}(\text{teor})$	$Q_{ut}(\text{exp})$	$\eta(\text{teor})$	$\eta(\text{exp})$
	-8,7 ± 6,4°C m²/kW	981,9 W	1000,8±367,5 W	85,9%	87,5 ± 60,5%

IV.2.3 Ensaio 3

O segundo ensaio foi realizado no dia 02/08 a partir das 12:00 horas. Os perfis de temperatura medidos em função do tempo, na entrada e saída de cada coletor usando sensores do tipo *pt100*, e as medidas da temperatura ambiente, temperatura sobre a superfície de cada um dos coletores e ainda o valor da temperatura da piscina são apresentados nas Figuras 19 e 20. Os resultados das temperaturas para o coletor solar espiral com o fluxo de massa subdividido está apresentado na Figura 19. Os resultados para as temperaturas associadas ao coletor comercial, por sua vez, estão apresentados na Figura 20. Devem ser consideradas as mesmas informações e discussões apresentadas nos ensaios anteriores.

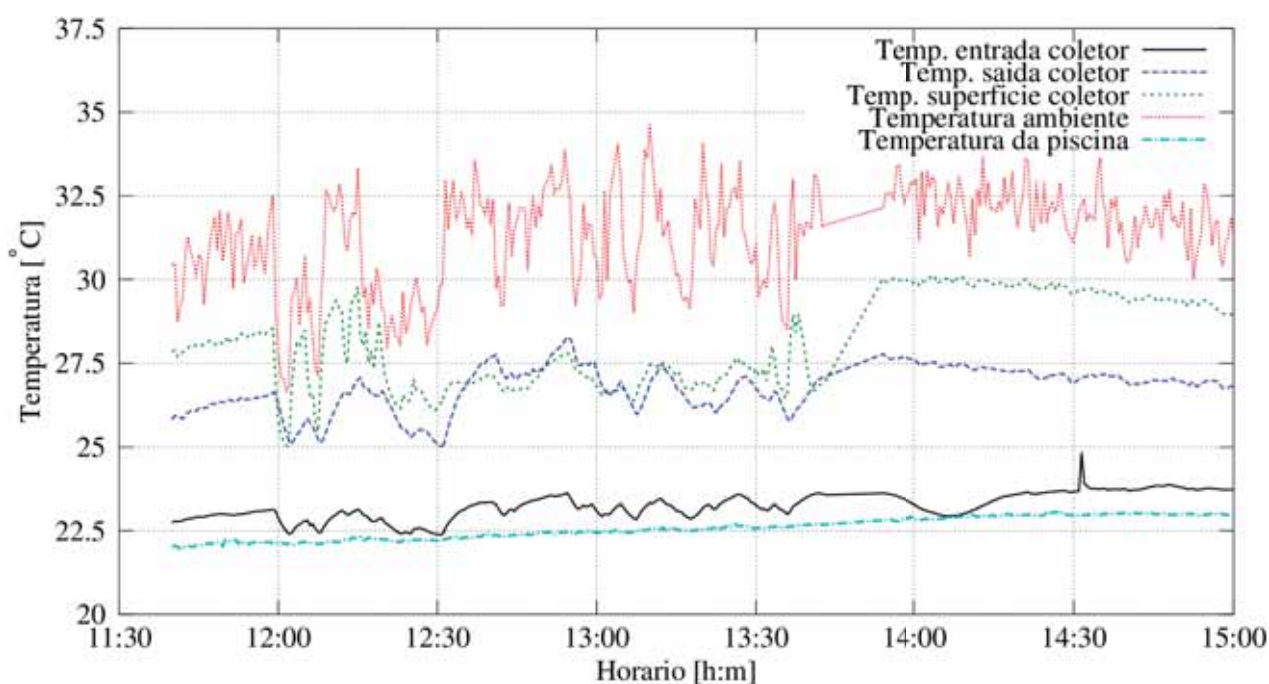


Figura 19: Evolução das temperaturas do coletor espiral durante o ensaio 3.

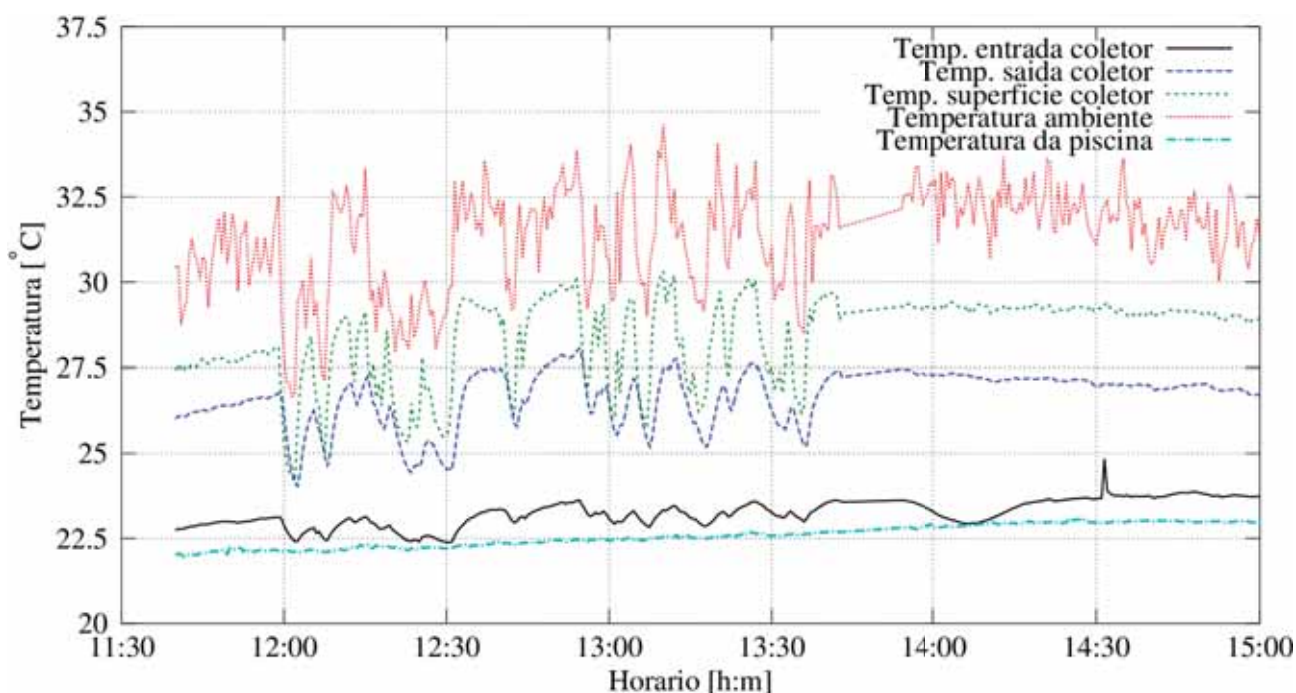


Figura 20: Evolução das temperaturas do coletor comercial durante o ensaio 3.

Em relação aos perfis de temperatura, algumas considerações se fazem necessárias. Em primeiro lugar, observa-se que o ensaio 3 ocorreu em um dia com muitas nuvens. As oscilações apresentadas no ensaio 2 aparecem com maior frequência e intensidade no ensaio 3. Após um certo período, aproximadamente a partir de 14 horas, a captação de energia tornou-se mais constante em função da ausência de nuvens. O comportamento das oscilações de temperatura seguem os mesmos critérios discutidos no ensaio 2 com o coletor comercial apresentando sempre uma resposta mais rápida às variações climáticas.

Observar-se também que no período entre 13:30 e 14:00h houve interrupção na aquisição de dados. As linhas contínuas, apenas estão ligando o último ponto medido e o primeiro do reinício das atividades do sistema. Esse fenômeno foi recorrente, e foi responsável pela definição do tempo dos ensaios anteriores. Esta interrupção resultava de uma falha de comunicação entre o sistema de aquisição de dados e o computador que armazenava as informações. A comunicação entre ambos foi feita por rede sem fio e tais falhas podem ser resultantes de um tráfego mais intenso de dados por parte de outras atividades do computador/rede como navegação e *download* de internet. Embora o sistema estivesse acoplado a um roteador independente, utilizado exclusivamente para estas medidas, o problema foi recorrente.

Tabela 6: Resultados obtidos no Ensaio 3 para o coletor espiral utilizando temperatura ambiente adquirida.

Temperaturas medidas e experimentais	Vazão	T_{me}	$T_{ms}(\text{teor})$	$T_{ms}(\text{exp})$	$T_{sc}(\text{teor})$	$T_{sc}(\text{exp})$
	4,7±0,5 L/min	23,2±0,6°C	28,8°C	26,8 ± 1,1°C	29,6°C	28,1±2,2°C

Rendimento e outros parâmetros	$\Delta T / G_r$	$Q_{ut}(\text{teor})$	$Q_{ut}(\text{exp})$	$\eta(\text{teor})$	$\eta(\text{exp})$
	-16,7 ± 8,3°C.m²/kW	1808,0 W	1135,6±425,8 W	103,9%	65,3±39,7%

Após essa análise dos perfis de temperatura, os parâmetros apresentados na Tabela 1 foram usados para a solução numérica desse ensaio. As medidas de incidência solar e velocidade de vento, como nos casos anteriores, também foram realizadas e todas as medidas foram tratadas estatisticamente também neste caso. A média das medidas com seus respectivos erro padrão foram:

Temperatura ambiente: 31,3 ± 2,4°C
 Incidência solar: 482,9 ± 231,1 W/m²
 Velocidade do Vento: 2,2 ± 0,9 m/s

A Tabela 6 apresenta a média dos valores medidos para o coletor solar espiral acompanhados de seus erro padrão. A Tabela 7 apresenta resultados equivalentes para o coletor comercial. As condições para a realização da simulação foram similares às apresentadas nos ensaios 1 e 2. Entretanto, para tentar melhorar a avaliação da temperatura ambiente, mudou-se o local para a tomada desses valores. Os resultados foram utilizados para os cálculos numéricos.

Tabela 7: Resultados obtidos no Ensaio 3 para o coletor comercial utilizando temperatura ambiente adquirida.

Temperaturas medidas e experimentais	Vazão	T_{me}	$T_{ms}(\text{teor})$	$T_{ms}(\text{exp})$	$T_{sc}(\text{teor})$	$T_{sc}(\text{exp})$
	4,6±0,3 L/min	23,2±0,6°C	28,8°C	26,6±1,3°C	28,8°C	28,4±2°C

Rendimento e outros parâmetros	$\Delta T / G_r$	$Q_{ut}(\text{teor})$	$Q_{ut}(\text{exp})$	$\eta(\text{teor})$	$\eta(\text{exp})$
	-16,7 ± 8,3°C.m²/kW	1778,0 W	1079,7±471,4 W	107,5%	65,3 ± 42,3%

Um resultado interessante neste caso foi verificar que o rendimento teórico do coletor foi superior a 100%. Embora isto possa parecer inconsistente, na realidade para os dados apresentados isso não é verdade. Nota-se que a temperatura ambiente está acima inclusive da temperatura de saída do coletor. Dessa forma, o fluxo de calor que normalmente é considerado como de perdas para o ambiente se inverte e soma-se à radiação total. Nesta situação a convecção favorece ao sistema de aquecimento e permite a observação de temperaturas desse tipo.

Entretanto os resultados obtidos ficaram um pouco distantes do teórico e, ainda mais, a temperatura ambiente se afastou muito da temperatura ambiente apresentada pela estação meteorológica do IPMET. Considerando que a nova posição para a temperatura ambiente não tenha sido adequada. Ela pode estar prejudicada em função da proximidade do telhado e da radiação direta que passou a receber na nova situação. Em função disso e, considerando que a estação meteorológica esta suficientemente próxima, possibilitando a utilização do valor da temperatura ambiente divulgada, os cálculos foram repetidos para a nova temperatura média com base nas informações da estação meteorológica do IPMET.

Temperatura ambiente: $25,7 \pm 1,1^{\circ}\text{C}$

Esse novo valor da temperatura ambiente foi utilizado e os valores do modelo foram recalculados para esta nova condição. Os novos resultados estão apresentados para o coletor espiral e coletor comercial nas Tabelas 8 e 9 , respectivamente.

Tabela 8: Resultados obtidos no Ensaio 3 para o coletor espiral utilizando temperatura ambiente do IPMET.

Temperaturas medidas e experimentais	Vazão	T_{me}	$T_{ms}(\text{teor})$	$T_{ms}(\text{exp})$	$T_{sc}(\text{teor})$	$T_{sc}(\text{exp})$
	$4,7 \pm 0,5 \text{ L/min}$	$23,2 \pm 0,6^{\circ}\text{C}$	$27,4^{\circ}\text{C}$	$26,8 \pm 1,1^{\circ}\text{C}$	$27,9^{\circ}\text{C}$	$28,1 \pm 2,2^{\circ}\text{C}$

Rendimento e outros parâmetros	$\Delta T / G_r$	$Q_{ut}(\text{teor})$	$Q_{ut}(\text{exp})$	$\eta(\text{teor})$	$\eta(\text{exp})$
	$-5,2 \pm 3,6^{\circ}\text{C.m}^2/\text{kW}$	1341,8 W	$1135,6 \pm 425,8 \text{ W}$	77,1%	$65,3 \pm 39,7$

Tabela 9: Resultados obtidos no Ensaio 3 para o coletor comercial utilizando temperatura ambiente do IPMET.

Temperaturas medidas e experimentais	Vazão	T_{me}	$T_{ms}(\text{teor})$	$T_{ms}(\text{exp})$	$T_{sc}(\text{teor})$	$T_{sc}(\text{exp})$
	4,6±0,3 L/min	23,2±0,6°C	27,5°C	26,6±1,3°C	27,4°C	28,4±2°C

Rendimento e outros parâmetros	$\Delta T/G_r$	$Q_{ut}(\text{teor})$	$Q_{ut}(\text{exp})$	$\eta(\text{teor})$	$\eta(\text{exp})$
	-5,2 ± 3.6°C.m²/kW	1348,0 W	1079,7±471,4 W	81,5%	65,3 ± 42.3%

Com esse novo valor de temperatura ambiente os resultados teóricos e experimentais se aproximaram bastante melhorando, em muito a concordância entre as estimativas do modelo numérico e os resultados experimentais. Em função desse fato e da grande possibilidade de que a temperatura ambiente lida no experimento tenha sido comprometida, as análises desse ensaio serão feitas em função dos valores destas tabelas.

Utilizando esta tabela para a análise comparativa entre ambos os coletores nota-se que em termos experimentais ambos apresentaram a mesma eficiência nominal. No caso dos valores teóricos, nota-se os resultados do modelo apresentam,, novamente, o coletor comercial com maior eficiência. De posse destes conjuntos de resultados é possível agora avaliar o comportamento da eficiência destes coletores em diferentes situações. Esta análise será realizada na seção posterior.

IV.3-Curvas de rendimento para os dispositivos propostos

Com os resultados dos ensaios experimentais anteriormente apresentados foi possível construir uma curva de eficiência para cada um dos coletores, utilizando um procedimento similar ao das normas brasileira, americana e europeia. Desta forma, os resultados teóricos e experimentais de cada coletor foram colocados num gráfico de $\eta \times (\Delta T/G_r)$. Uma equação de reta a partir dos dados numéricos foi então obtida para cada caso.

Cabe destacar ainda a diferença de temperatura deve ser calculada entre a temperatura de entrada e a ambiente, e para todos os casos apresentados esse valor de diferença de temperaturas apresentou-se negativo. Por conta disto todos os gráficos apresentados estão com os dados também em seu campo negativo.

De qualquer forma, esta situação não é incomum quando se trabalha com coletores de piscinas, pois em função das perdas por evaporação é usual que a temperatura da piscina esteja abaixo da temperatura ambiente. O alto valor da eficiência nesta faixa de temperaturas também é comum para esse tipo de coletor, uma vez que o mesmo trabalha com temperaturas mais baixas e as perdas por convecção são baixas ou inexistem. Além disto, pelo fato de não precisar de uma subcobertura de vidro esse tipo de coletor não tem também perdas devido à sua transmissividade.

Os pontos experimentais apresentados nos gráficos vem acompanhados de barras para representar a sua incerteza considerando-se o nível de confiança de 95%. Como era de se esperar os resultados teóricos, na maioria das vezes se aproximam do valor central uma vez que o centro da distribuição de Gauss é sempre o valor de maior possibilidade. Esta coincidência não ocorre apenas no ponto mais afastado da distribuição, indicando que algum efeito não detectado tenha prejudicado os resultados experimentais.

A Figura 21 apresenta a os valores teóricos, experimentais e a curva de regressão linear para o coletor espiral. O resultado da regressão linear para esses valores teóricos é dado pela equação.

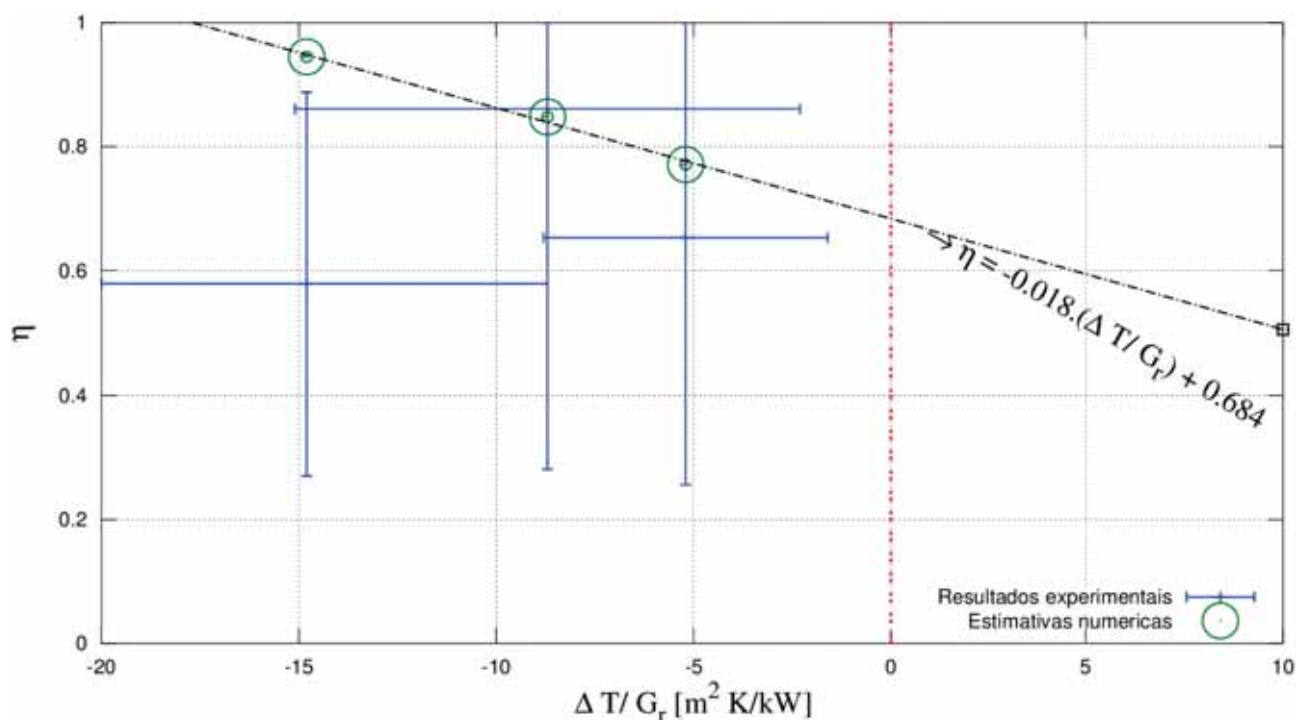


Figura 21: Comportamento do rendimento térmico do coletor solar espiral.

$$\eta = 0.684 - 0.018 \cdot \left(\frac{T_{me} - T_a}{G_r} \right) \quad (30)$$

Procedimento análogo foi feito para o caso do coletor comercial. Estão apresentados na Figura 20 os resultados teórico e experimentais obtidos, além da reta de tendência da eficiência. A equação resultante da regressão linear dos pontos está apresentada na Eq. (31).

$$\eta = 0.703 - 0.019 \cdot \left(\frac{T_{me} - T_a}{G_r} \right) \quad (31)$$

Analisando os gráficos e a equação resultante para cada caso nota-se que o coletor comercial apresenta as melhores eficiências em baixas temperaturas. Por exemplo, para o ponto de referência quando a temperatura de entrada do coletor igual à ambiente ($\Delta T = 0$), a diferença de eficiência pela equação é de cerca de 2% (70,3% x 68,4%). Essa diferença, embora seja favorável ao coletor comercial não é tão discrepante e indica que, se as condições assim exigirem, o uso dos coletores espiral não precisa ser totalmente descartado por conta isto.

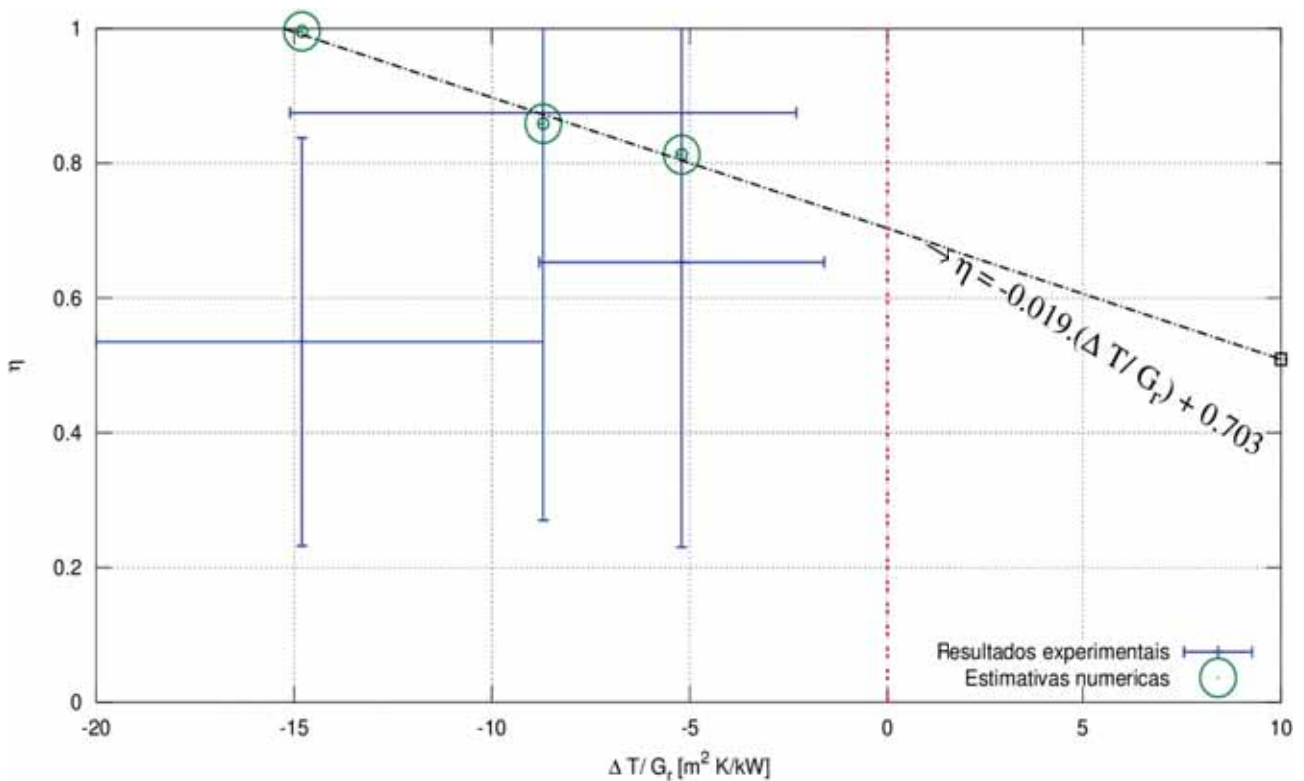


Figura 22: Comportamento do rendimento térmico do coletor solar comercial.

Outro aspecto importante a ser discutido é o fato de que o coletor comercial apresenta uma taxa de queda de eficiência com o aumento da intensidade de $(\Delta T/G_r)$ levemente superior ao do coletor espiral. Embora, pouco expressiva, isto indica que a diferença de eficiência térmica vai diminuindo com o aumento da intensidade do parâmetro $(\Delta T/G_r)$, ou seja com aumento de ΔT ou diminuição de G_r .

Capítulo V - Conclusões e sugestões

Analizados os resultados e considerações discutidas anteriormente, o desenvolvimento desse trabalho permite concluir que:

- O coletor comercial apresentou uma eficiência térmica superior ao do coletor espiral nos casos estudados. Desta forma, o uso de uma área menor de coletor resulta em maior elevação da temperatura da piscina nesta faixa considerada.
- Embora favorável ao coletor comercial, a diferença entre as eficiências térmicas dos coletores analisados foi de 2%, quando se considera a igualdade entre a temperatura ambiente e de piscina.
- Na maioria dos casos, o modelo numérico apresentou resultado muito próximos dos valores experimentais. Quando isso não aconteceu, acredita-se que houve algum problema não recorrente com o experimento que deverá ser melhor estudado em futuros trabalhos. Neste caso, os resultados experimentais não respeitaram a curva de tendência natural dos coletores solares (eficiência diminui com a diminuição da razão $\Delta T/G_r$).
- É preciso tomar muito cuidado com a avaliação da temperatura ambiente e radiação solar, uma vez que o modelo teórico é muito sensível a estes parâmetros.
- A exposição ao sol de sensores de temperatura podem levar a leitura de resultados fisicamente inconsistentes e que implicariam em erros significativos na avaliação térmica do coletor.

Com base na experiência adquirida pelo desenvolvimento desse trabalho poderia incluir como sugestões de futuros desenvolvimentos de trabalhos nesta linha os seguintes itens:

- Desenvolvimento de estudo com um sistema completo de aquisição de dados onde também seriam armazenados em tempo real a radiação solar e velocidade do vento. Com dados desse tipo, poderia aplicar-se o modelo quando o mesmo apresenta condições estáveis em qualquer ponto e não em função somente dos valores médios da faixa.
- Desenvolvimento de um modelo que considera a solução transitória do problema, permitindo a avaliação do comportamento solar do coletor a partir de qualquer situação e não somente da condição de equilíbrio.

Referências Bibliográficas

- ABNT:1084, *Coletores solares planos para líquidos - determinação do rendimento térmico*, (Norma Técnica), 1988
- Almanza, R & Lara, J, Energy requirements for a swimming pool through a water-atmosphere energy balance, *Solar Energy*, v. 1, p. 37--39, 1994.
- ASHRAE:93, *Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors*, (Norma Técnica), 2003
- Chow, TT., Bai, Y., Fong, KF. et al., Analysis of a solar assisted heat pump system for indoor swimming pool water and space heating, *Applied Energy*, v. , 309-317, 2012.
- Cristofari, C., Notton, G., Poggi, P. & Louche, A., Modelling and performance of a copolymer solar water heating collector, *Solar Energy*, v. 2, 99-112, 2002.
- Croy, R & Peuser, F A, Experience with solar systems for heating swimming pools in germany, *Solar Energy*, v. 1, p. 47--52, 1994.
- Cunio, L. and Sproul, A., Performance characterisation and energy savings of uncovered swimming pool solar collectors under reduced flow rate conditions, *Solar Energy*, v. 5, 1511-1517, 2012.
- Dang, A, A parametric study of swimming pool heating-I, *Energy Conversion and Management*, v. 1, p. 27--31, 1986.
- Duffie, J A & Beckman, W A, *Solar engineering of thermal processes*, Wiley, 2006.
- EN:12975-2, *Thermal solar system and components – solar collectors*, (Norma Técnica), 2000
- Fiaschi, D. & Bertolli, A., Design and exergy analysis of solar roofs: A viable solution with esthetic appeal to collect solar heat, *Renewable Energy*, v. 46, p. 60-71, 2012.
- Fischer, S; Heidemann, W; Müller-Steinhagen, H; Perers, B; Bergquist, P & Hellström, B, Collector test method under quasi-dynamic conditions according to the european standard en 12975-2, *Solar Energy*, v. 1-3, p. 117--123, 2004.
- Govaer, D, Determining the solar heating of swimming pools by the utilizability method, *Solar Energy*, v. 5, p. 667--669, 1984.
- Govaer, D & Zarmi, Y, Analytical evaluation of direct solar heating of swimming pools,

- Solar Energy*, v. 6, p. 529--533, 1981.
- Hahne, E & Kübler, R, Monitoring and simulation of the thermal performance of solar heated outdoor swimming pools, *Solar Energy*, v. 1, p. 9--19, 1994.
- Incropera, F.P. & Witt, D.P. & Bergman, T.L. & Lavigne, A.S., *Fundamentos de Transferencia de Calor e Massa*, , 644 p., 2008.
- Juanicó L, A new design of roof-integrated water solar collector for domestic heating and cooling, *Solar Energy*, v. 6, p. 481--492, 2008.
- Kalogirou, S, *Solar energy engineering: processes and systems*, Academic Press, 744 p., 2009.
- Lam, J C & Chan, W W, Life cycle energy cost analysis of heat pump application for hotel swimming pools, *Energy Conversion and Management*, v. 11, p. 1299--1306, 2001.
- Medved, S; Arkar, C & Černe, B, A large-panel unglazed roof-integrated liquid solar collector-energy and economic evaluation, *Solar Energy*, v. 6, p. 455--467, 2003.
- Molineaux, B; Lachal, B & Guisan, O, Thermal analysis of five outdoor swimming pools heated by unglazed solar collectors, *Solar Energy*, v. 1, p. 21--26, 1994.
- Office Naval Research, *Thermal Radiation Properties of Some Polymer Balloon Fabrics*, (Norma Técnica), 1967
- Pachauri (2004): Pachauri, R K, 16 years of scientific assessment in support of the climate convention, 2004
- Pethukov, B.S., Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, *Advances in Heat Transfer*, v. 6, p. 503-565, 1970.
- Rakopoulos, C D & Vazeos, E, A model of the energy fluxes in a solar heated swimming pool and its experimental validation, *Energy Conversion and Management*, v. 2, p. 189--195, 1987.
- Ruiz, E & Martínez, P J, Analysis of an open-air swimming pool solar heating system by using an experimentally validated TRNSYS model, *Solar Energy*, v. 1, p. 116--123, 2010.
- Smith, C C; Löf, G & Jones, R, Measurement and analysis of evaporation from an inactive outdoor swimming pool, *Solar Energy*, v. 1, p. 3--7, 1994.
- Soltau, H., Testing the thermal performance of uncovered solar collectors, *Solar Energy*, v. 4, 263-272, 1992.
- Stefanelli, ATP; de Marchi Neto, I; Scalón, V L & Padilha A, *Evaluating performance from spiral polyethylene tubes as solar collectors for heating swimming pools*, Proceedings of 13th ENCIT, CDROM, p. 1--10, Uberlândia (MG) - Brazil, Nov, 2010

- Tagliafico, L.A., Scarpa, F., Tagliafico, G. et al., An approach to energy saving assessment of solar assisted heat pumps for swimming pool water heating, *Energy and Buildings*, v. , 833-840, 2012.
- Tsilingiris, P. T., Design, analysis and performance of low-cost plastic film large solar water heating systems, *Solar Energy*, v. 5, 245-256, 1997.
- Tsilingiris, P. T., Towards making solar water heating technology feasible--the polymer solar collector approach, *Energy Conversion and Management*, v. 12, 1237-1250, 1999.
- Tsilingiris, P. T., Heat transfer analysis of low thermal conductivity solar energy absorbers, *Applied Thermal Engineering*, v. 14, 1297-1314, 2000.
- Tsilingiris, P. T., Back absorbing parallel plate polymer absorbers in solar collector design, *Energy Conversion and Management*, v. 1, 135-150, 2002.