

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA
DIMENSIONAMENTO DE COLETORES SOLARES DE PLACA PLANA

Daniel dos Santos Silva

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, agosto de 2012

DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA
DIMENSIONAMENTO DE COLETORES SOLARES DE PLACA PLANA

Daniel dos Santos Silva

Dissertação de mestrado submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Arno Krenzinger (PROMEC – UFRGS)
Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti (PPGEM – UNISINOS)
Profa. Dra. Rejane de César Oliveski (PPGEM – UNISINOS)

São Leopoldo, agosto de 2012

Ficha catalográfica

S586d Silva, Daniel dos Santos

Desenvolvimento de uma ferramenta computacional para dimensionamento de coletores solares de placa plana / por Daniel dos Santos Silva. – 2012.

100 f. : il., 30 cm.

Dissertação (mestrado) — Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2012.

Orientação: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan.

Catálogo na Fonte:

Bibliotecária Vanessa Borges Nunes - CRB 10/1556

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	TEMA DO TRABALHO	1
1.2	OBJETIVOS	2
1.2.1	Geral.....	2
1.2.2	Específicos	2
1.2.3	Justificativas.....	2
1.2.4	Metodologia	3
1.3	ESCOPO DO TRABALHO	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	DELIMITAÇÃO DO PROBLEMA	5
2.2	SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA	7
3	COLETORES SOLARES DE PLACA PLANA.....	10
3.1	METODOLOGIA DE CÁLCULO DE COLETORES SOLARES	17
3.2	BALANÇO DE ENERGIA NA PLACA COLETORA PLANA	17
3.3	RADIAÇÃO SOLAR ABSORVIDA.....	18
3.3.1	Refletância da Radiação.....	19
3.3.2	Absortância	20
3.3.3	Transmitância da Radiação Difusa.....	22
3.3.4	Propriedades Óticas de um Sistema de Coberturas	23
3.3.5	Produto Transmitância-Absortância	24
3.4	DEPENDÊNCIA ANGULAR DE ($\tau\alpha$)	24
3.5	PERDAS TÉRMICAS PELO COLETOR	25
3.5.1	Taxa de Calor Perdido pelo Topo do Coletor	25
3.5.2	Taxa de Calor Perdido pela Lateral e Fundo do Coletor.....	28
3.6	TEMPERATURA DO CÉU	29
3.7	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO	29
3.8	CONVECÇÃO NATURAL ENTRE PLACAS PARALELAS	30
3.9	TEMPERATURA MÉDIA DO FLUIDO E PLACA COLETORA	31
3.10	FATOR DE REMOÇÃO DE CALOR DO COLETOR.....	33
3.11	CONVECÇÃO FORÇADA NO INTERIOR DOS TUBOS.....	33
3.12	PERDA DE PRESSÃO NO COLETOR	34
3.13	EFICIÊNCIA DO COLETOR.....	35
3.14	MODIFICAÇÃO DO ÂNGULO DE INCIDÊNCIA SOLAR.....	36
3.15	TEMPERATURA DE ESTAGNAÇÃO DO COLETOR	37
3.16	PROGRAMA DE ENGENHARIA – EES	37
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	38
4.1	VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	38
4.2	SIMULAÇÃO COM OUTRAS GEOMETRIAS E MATERIAIS	47
4.2.1	Coletor Solar Plano de Alumínio Multicanal Liso.....	48
4.2.2	Coletor Solar Plano de Policarbonato Multicanal Liso.....	50
4.3	EFEITO DOS PARÂMETROS DE PROJETO	51
4.3.1	Número de Tubos.....	51
4.3.2	Efeito da Condutividade Térmica do Isolamento	53
4.3.3	Efeito da Distância entre Cobertura e Placa Coletora	54
4.3.4	Efeito do Material da Cobertura.....	55
5	CONCLUSÃO.....	57
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59
7	APÊNDICE I - PROGRAMA DE CÁLCULO PARA COLETORES SOLARES DE PLACA PLANA	62
8	ANEXO I – PARÂMETROS DE TESTE DO COLETOR S-CLASS.....	72

9	ANEXO II – PARÂMETROS DE TESTE DO COLETOR KSOLE.....	79
10	ANEXO III – PARÂMETROS DE TESTE DO COLETOR SOLARES.....	83

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Oferta interna de energia elétrica por fonte – 2010	5
Figura 2.2: Sistema solar convencional de aquecimento de água	8
Figura 2.3: Circulação natural em sistema de termossifão	9
Figura 2.4: Sistema de circulação forçada.....	9
Figura 3.1: Esquema de um coletor solar com cobertura	10
Figura 3.2: Coletor solar plano com cobertura	11
Figura 3.3: Coletor solar sem cobertura	12
Figura 3.4: Ângulos de incidência, refração e absorção no meio.....	19
Figura 3.5: Refletância da radiação em um meio não absorvedor.....	20
Figura 3.6: Absorção da radiação solar abaixo do sistema de cobertura.....	24
Figura 3.7: Transferência de calor para um sistema de placa plana e uma cobertura	27
Figura 3.8: Configuração geométrica entre placa coletora e tubo.....	33
Figura 4.1: Curvas de eficiência comparativas entre resultados experimentais e calculados do coletor <i>S-Class</i>	42
Figura 4.2: Curvas de eficiência comparativas entre resultados experimentais e calculados do coletor <i>K-Sole</i>	44
Figura 4.3: Curvas de eficiência comparativas entre resultados experimentais e calculados do coletor Solares	46
Figura 4.4: Curvas de eficiência comparativas entre placas coletoras fabricadas com diferentes tipos de materiais.....	47
Figura 4.5: Curva de eficiência de coletor com 60 tubos em polietileno de alta densidade.....	48
Figura 4.6: Vareta de alumínio multicanal	49
Figura 4.7: Curva de eficiência de placa em alumínio com 340 minicanais	49
Figura 4.8: Placas de policarbonato alveolar.....	50
Figura 4.9: Placas de policarbonato alveolar.....	51
Figura 4.10: Efeitos da variação do número de tubos	52
Figura 4.11: Efeito do número de tubos na eficiência da aleta, F	53
Figura 4.12: Efeitos da variação da condutividade térmica do isolamento	54
Figura 4.13: Efeito da variação da distância entre cobertura e placa plana na eficiência do coletor	55
Figura 4.14: Efeitos da mudança do tipo de cobertura	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Materiais para coberturas de coletores solares.	14
Tabela 3.2: Materiais para placas coletoras de coletores solares.	16
Tabela 3.3: Coeficientes de extinção e índices de refração de luz para diversos materiais	21
Tabela 4.1: Especificações dos coletores analisados.....	38
Tabela 4.2: Resultados experimentais do coletor solar S-Class.....	41
Tabela 4.3: Resultados calculados para o coletor solar S-Class.....	41
Tabela 4.4: Resultados experimentais do coletor solar Ksole.....	43
Tabela 4.5: Resultados calculados para o coletor Ksole.....	43
Tabela 4.6: Resultados experimentais do coletor solar Solares.....	44
Tabela 4.7: Resultados calculados para o coletor Solares.....	45

LISTA DE SÍMBOLOS

- A_c – Área do coletor solar de placa plana [m^2]
 A_e – Área de contorno do coletor solar de placa plana [m^2]
 A_p – Área de abertura do coletor solar de placa plana [m^2]
 b_0 – Coeficiente do ângulo de incidência da radiação modificado
 C_b – Condutância térmica da solda entre placa e tubo absorvedor
 C_p – Calor específico do fluido de trabalho [$J/kg^\circ C$]
 D – Diâmetro externo do tubo [m]
 D_i – Diâmetro interno do tubo [m]
 F – Fator de eficiência de isolamento para seções transversais
 f – Fator de fricção de Darcy
 F_R – Fator de remoção de calor do coletor
 F' – Fator de eficiência do coletor
 F'' – Fator de fluxo do coletor
 G_T – Irradiação solar incidente na superfície do coletor [W/m^2]
 h_{fi} – Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos [$W/m^2\ ^\circ C$]
 h_w – Coeficiente de transferência de calor por convecção pela ação do vento [$W/m^2\ ^\circ C$]
 I – Irradiância global horizontal [W/m^2]
 I_d – Irradiância difusa horizontal [W/m^2]
 I_b – Irradiância direta horizontal [W/m^2]
 k – Condutividade térmica [W/mK]
 k_b – Condutividade térmica do isolamento de base do coletor [W/mK]
 k_e – Condutividade térmica do isolamento de contorno do coletor [W/mK]
 K – Coeficiente de extinção [$1/m$]
 L – Comprimento [m]
 L_b – Espessura do isolamento de base do coletor [m]
 L_b – Espessura do isolamento de contorno do coletor [m]
 L_{eq} – Comprimento equivalente [m]
 L_p – Espaçamento entre as placas paralelas [m]
 m – parâmetro de ajuste
 \dot{m} – Taxa de massa total no coletor [kg/s]
 n – Número de tubos no conjunto coletor
 n_l – Índice de refração da luz entre cobertura e placa coletora
 Nu – Número de Nusselt

P – Pressão [kPa]

Pr – Número de Prandtl

Q – Taxa de transferência de calor [W]

q – Fluxo de radiação [W/m^2]

Re – Número de Reynolds

Ra – Número de Rayleigh

R_b – Razão entre a radiação direta incidente na superfície do coletor e a da superfície horizontal

RTI – Índice térmico relativo [$^{\circ}C$]

r_{\perp} – refletância perpendicular da radiação não polarizada

r_{\parallel} – refletância paralela da radiação não polarizada

S – Radiação solar absorvida pela placa [W/m^2]

T – Temperatura [$^{\circ}C$]

t – Tempo [s]

U – coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2^{\circ}C$]

Letras gregas

α - absorptância

β – inclinação da placa coletora

γ – ângulo azimutal da superfície

θ – ângulo de incidência

τ - transmitância

ρ – refletância

η - eficiência térmica

ϕ - latitude

δ - declinação

ω – ângulo horário

λ - comprimento de onda

Sub-índices

a – ambiente

b – coeficiente global de transferência de calor pela base do coletor [$W/m^2^{\circ}C$]

d - irradiação difusa

e – coeficiente global de transferência de calor pelo contorno do coletor [$W/m^2^{\circ}C$]

g - irradiação refletida pelo solo

L - calor líquido

m - média

max - máxima

pm - média da placa absorvedora

t – coeficiente global de transferência de calor pelo topo do coletor [$W/m^2\text{°C}$]

sol – Relativo ao comprimento de onda do espectro solar

LISTA DE ABREVIATURAS

PET - Politereftalato de etileno

PEN - Polietileno naftalato

E/TFE - Copolímero de etileno/tetrafluoretileno

E-CTFE- Copolímero de etileno e chlorotrifluoroetileno

PFA- Copolímero de perfluoroalcoxi

PVDF- Fluoreto de polivinilideno

PC- Policarbonato

PEI- Polietierimida

PE- Polietileno

EM- Poliestireno

PVC- cloreto de polivinila

PPE - Éter de polifenileno

PA - Poliamida (HI: resistente ao impacto; HT: resistente ao calor)

PP - Polipropileno

RESUMO

O uso da energia solar, como alternativa energética renovável, tem tomado um destaque fundamental no cenário mundial. Em especial, esse tipo de energia utilizado para aquecimento de água, tanto para uso doméstico como industrial representa um mercado mundial com crescimento em torno de 15% ao ano. No Brasil, esse crescimento deve-se, principalmente, aos programas habitacionais patrocinados pelo governo federal, além dos apelos cada vez mais fortes no sentido de buscar-se uma sustentabilidade energética e de economia através da diminuição do consumo de eletricidade e gás.

Um sistema de aquecimento de água com energia solar é composto basicamente por coletor e reservatório térmico. Esses dois componentes representam quase a totalidade dos custos de instalação e isso ocorre principalmente em função dos materiais utilizados (cobre, alumínio e aço inoxidável) e dos processos de fabricação utilizados. Uma das formas para reduzir esses custos é a utilização de outros materiais mais baratos para a confecção de coletores e reservatórios e também de novos processos, mais ágeis e autômatos.

Para contribuir com a solução desse problema, esse trabalho apresentará o desenvolvimento de uma ferramenta computacional que facilite a avaliação do rendimento térmico de diferentes composições de coletores solares de placa plana. Essa ferramenta foi desenvolvida sobre a plataforma EES (*Engineering Equation Solver*), pela sua facilidade de implementação, disponibilidade de funções de propriedades térmicas de fluidos, materiais e de escoamento.

O programa segue um modelamento matemático baseado na teoria de Hottel-Bliss_Whillier e permite a entrada de dados relacionados aos parâmetros construtivos do coletor, como diâmetro dos tubos e espaçamento, espaçamento absorvedor-cobertura, material dos tubos, material da placa coletora e espessuras, material da cobertura e espessuras de isolamento, além de variáveis ambientais. Como dados de saída o programa fornece o desempenho térmico do coletor, calor útil, perdas térmicas, temperatura de estagnação, entre outros dados fundamentais de projeto.

Os modelos matemáticos adotados na construção do programa foram validados através do confronto dos resultados calculados com dados obtidos experimentalmente em testes realizados pelo *Test Center for Thermal Solar Systems* do *Fraunhofer Institut Solare Energie Systeme* e pelo *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik*.

Após a validação, a ferramenta é utilizada para avaliar o rendimento térmico de coletores com outros materiais construtivos, características óticas e termodinâmicas e também aspectos

construtivos como a otimização do espaçamento de tubos, distanciamento entre cobertura e placa coletora, entre outros apresentados no capítulo quatro.

Palavras-chave: Energia Solar. Coletor Solar de Placa Plana. Eficiência Térmica.

DEVELOPMENT OF A COMPUTATIONAL TOOL FOR DESIGN OF FLAT PLATE SOLAR COLLECTORS

ABSTRACT

The use of solar energy as an alternative renewable energy, has taken a key highlight in the scene in different parts of the world. In particular, this type of energy used for heating water for domestic use becomes for a growing world market, mainly due to housing programs sponsored by the federal appeals beyond the increasingly strong in the sense of trying to achieve a sustainable energy and economy by reducing the consumption of electricity and gas. A system for heating water with solar energy is basically composed of collector and storage tank. These two components account for almost the entire cost of installation and this is mainly due to the materials (copper, aluminum and stainless steel) and the manufacturing processes used. One way to reduce these costs is the use of other cheaper materials for the manufacture of collectors. and reservoirs as well as new processes, more agile. To contribute to solving this problem, the present study the development of a software tool that facilitates the evaluation of the thermal efficiency of different compositions of flat plate solar collectors. This tool was developed on the platform EES (Engineering Equation Solver) for its ease of implementation, availability of functions of the thermal properties of fluids, materials and marketing.the program follows a mathematical model based on the theory of Hottel-Bliss_Whillier and allows entry of data related to the construction parameters of the collector, such as pipe diameter and spacing, spacing absorber-cover, the pipe material, the absorber material and thickness of material coverage and thickness of isolation and environmental variables. As output data the program provides the thermal performance of the collector, useful heat, thermal losses, stagnation temperature, and other fundamental data design.the mathematical models adopted in the construction of the program were validated by comparing the calculated results with data obtained experimentally by renowned research centers in Germany, as test center for thermal solar systems of Fraunhofer Institut Solare Systeme and Institut für Energie und Wärmetechnik Thermodynamik . After validation, the tool is used to evaluate the thermal performance of collectors with other building materials, optical characteristics and thermodynamic aspects of construction as well as the optimization of the spacing tubes, distance between absorber plate and cover, among others presented in chapter four.

Keywords: Solar Energy. Solar Collector Flat Plate. Thermal Efficiency.

1 INTRODUÇÃO

A energia solar tem um papel fundamental para satisfazer as demandas de energia no aquecimento de água e de ambientes. Neste trabalho será focada uma destas potencialidades do Sol, que é a sua capacidade de aquecer água através da utilização de coletores solares.

Para a avaliação do rendimento destes coletores, métodos de testes experimentais ou numéricos podem ser implementados. Enquanto os métodos experimentais usam a análise de informações dos resultados de testes, os métodos numéricos fazem avaliações a partir da solução de múltiplas equações, numéricas ou analíticas, que descrevem o comportamento térmico e hidráulico do coletor solar, possibilitando a análise da influência de diferentes geometrias e parâmetros, de uma forma extremamente rápida. Este trabalho visa o desenvolvimento de um programa que possa calcular e reproduzir a eficiência térmica de um coletor solar de placa plana. A validação deste programa se dará a partir da comparação dos dados de testes de coletores comerciais e os resultados obtidos através dos cálculos pela ferramenta computacional. Com este recurso, tornará mais fácil o estudo de novos e importantes materiais, como por exemplo os poliméricos, que possuem um extraordinário potencial para a aplicação na construção de coletores solares planos, pela funcionalidade e desenhos atrativos. Como resultado, os coletores poderiam ser mais leves, com custos de fabricação, transporte, manutenção e instalação menores que os coletores metálicos tradicionais, conduzindo a uma maior penetração no mercado de sistemas de aquecimento de água doméstica. Com esta ferramenta é possível analisar o desempenho térmico adequado desses coletores quando comparados aos coletores metálicos tradicionais.

1.1 TEMA DO TRABALHO

O tema escolhido para ser investigado está relacionado ao desenvolvimento de uma ferramenta computacional que possibilite o estudo de sistemas de aquecimento de água com o uso da energia solar térmica, e com isto permita o estudo das diferentes geometrias e materiais, buscando encontrar soluções viáveis para a diminuição do custo dos coletores solares.

Este estudo irá facilitar na identificação de alternativas viáveis para construção de dispositivos de aquecimento de água com energia solar como subsídio energético ao uso do chuveiro elétrico e com isto, possibilitar o estudo de novos materiais para serem utilizados visando a diminuição dos custos de fabricação de coletores solares e que efetivamente possa

disseminar o uso dessa tecnologia em setores de baixa renda.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Geral

Devido aos fatores já abordados anteriormente e com o intuito de divulgar as vantagens e potencial desse tipo de tecnologia com viés social, para aquecimento de água em moradias populares, o principal objetivo deste trabalho é desenvolver uma ferramenta computacional que facilite o projeto e análise dos principais parâmetros de desempenho de coletores solares, utilizando um modelo matemático consagrado na literatura que possibilita a determinação da eficiência dos coletores solares de placa plana a partir de dados de entrada como: material da placa, espessura, diâmetros e número de tubos, espaçamento, existência ou não de cobertura, tipo de material, dimensões do coletor e placa, dimensões e tipo de isolamento, entre outros.

1.2.2 Específicos

Estudar e aplicar a metodologia de cálculo de coletores solares planos para desenvolver um programa de engenharia que possibilite a simulação do rendimento de diferentes configurações de coletores solares planos e utilizando materiais disponíveis comercialmente.

Estudar o uso de diferentes materiais, como os poliméricos para fabricação de coletores solares de baixo custo.

1.2.3 Justificativas

Segundo o Atlas Brasileiro de Energia Solar (Pereira et al, 2006), o Brasil recebe 2.200 horas de insolação por ano, significando um potencial de captação de energia na ordem de 15 trilhões de MWh, que corresponde a 50 mil vezes o consumo nacional de energia.

No ano de 2009 o consumo de energia elétrica no Brasil foi de 422 TWh. Deste total, o setor residencial correspondeu a 10,5 % do consumo total de energia do país, sendo que 24% de toda esta energia foi empregada no aquecimento de água com o uso do chuveiro

elétrico, que é utilizada principalmente no horário de pico entre as 18 e 19h (PROCEL, 2009).

Com este cenário o aumento da utilização de coletores solares pode representar vantagens para as distribuidoras de energia elétrica, com a melhoria da qualidade de serviço e principalmente o deslocamento de carga nos horários de pico de demanda. Além de representar uma boa prática pelas concessionárias, o investimento neste tipo de tecnologia é obrigação amparada pela Lei Federal nº 9.991, de 24 de julho de 2000, que prevê investimento de 1% da receita líquida em projetos de eficiência energética e pesquisa e desenvolvimento na área. Esta Lei está regulamentada pelas resoluções 271 e 492 da Aneel (Agência Nacional de Energia Elétrica). Vários projetos foram financiados pelas concessionárias e apresentaram resultados excelentes, como é o caso da Light Rio (PROCEL, 2009), que em parceria com a Cemig e Cohab instalaram aquecedores solares gratuitos para famílias de baixa renda no Rio de Janeiro e propiciaram uma economia média de 25% no consumo de energia. A grande vantagem é que esta economia é relativa ao uso do chuveiro elétrico, que estava concentrado no horário de ponta, e que também representa economia para própria concessionária.

Esses dados indicam a importância da substituição da fonte de energia elétrica pela solar térmica. Para a obtenção de água quente utilizando a energia do Sol são utilizados dispositivos chamados de coletores solares. No caso do Brasil, o coletor plano começou a ser desenvolvido na década de 70, mas foi nos anos 90 que o mercado teve altas taxas de crescimento causadas principalmente pela implantação do PBE – Programa Brasileiro de Etiquetagem, que prevê basicamente o estudo e divulgação da eficiência energética dos eletrodomésticos e aparelhos. A tecnologia de utilização da energia solar térmica apresenta benefícios sociais com a disseminação da produção de dispositivos energéticos resultando na desconcentração de renda e aumento de emprego por unidade de energia transformada. A tecnologia que emprega o uso de aquecedores solares é candidata à obtenção de recursos do “Mecanismo de Desenvolvimento Limpo” do protocolo de Quioto, que promove o uso de fontes renováveis de energia oferecendo contrapartida do país na redução de emissão de gases que produzem o efeito estufa.

1.2.4 Metodologia

Neste trabalho foi feita inicialmente uma análise teórica dos coletores solares planos, com seu modelamento matemático para possibilitar o estudo dos parâmetros mais importantes. Posteriormente, foram analisados alguns coletores solares de placa plana

utilizados comercialmente e que apresentam diferentes configurações. Esses dados serviram para validação do modelo matemático adotado no programa. Após esta validação, diferentes análises foram feitas alterando parâmetros importantes no projeto e construção dos coletores solares.

1.3 ESCOPO DO TRABALHO

Esta dissertação está constituída de seis capítulos, um apêndice e três anexos. Na parte inicial é apresentado uma introdução ao assunto abordado, onde é analisado e discutido o problema que se propõe estudar e onde são listados os objetivos a serem atingidos.

No segundo capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica dos princípios teóricos a cerca da energia solar e aquecedores solares de placa plana. São apresentados também diferentes tipos de sistemas de aquecimento com energia solar.

No terceiro capítulo é apresentada a metodologia de cálculo para as diferentes etapas de projetos de aquecedores solares de placa plana e que servirão de estrutura para a ferramenta computacional.

No quarto capítulo são apresentados os resultados obtidos e discussões de evidências constatadas nos experimentos e ensaios realizados por institutos de pesquisas. São apresentados também resultados obtidos na validação dos modelos matemáticos empregados na construção da ferramenta computacional, para determinação da eficiência térmica de coletores solares de placa plana.

Por fim, o capítulo cinco encerra este estudo apresentando conclusões e contribuições obtidas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 DELIMITAÇÃO DO PROBLEMA

Atualmente no Brasil, grande parcela de água quente utilizada para o banho é proveniente do uso do chuveiro elétrico. Os principais motivos que levam ao uso desse tipo de energia estão relacionados à grande disponibilidade de energia elétrica, proveniente da geração em usinas hidrelétricas que são abundantes no país, conforme mostrado na Fig. 2.1, que apresenta a estrutura da oferta interna de eletricidade no Brasil em 2010. Pode-se verificar que a maior parcela da energia elétrica produzida é proveniente da geração hidroelétrica.

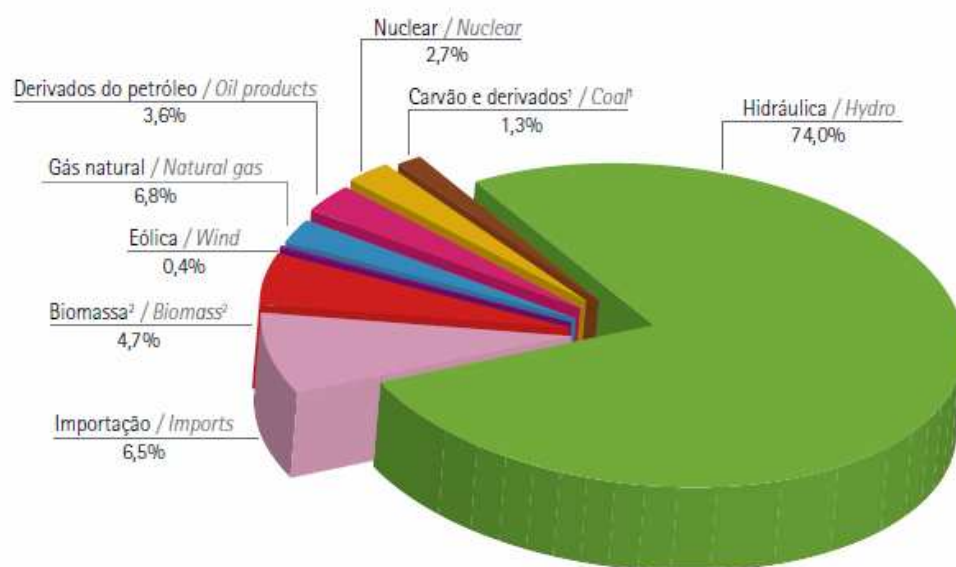


Figura 2.1: Oferta interna de energia elétrica por fonte – 2010
Fonte: Agência Nacional de Energia Elétrica (2010)

Segundo o Balanço Energético Nacional em 2010, as importações líquidas de 35,9 TWh, somadas à geração interna, permitiram uma oferta interna de energia elétrica de 545,1 TWh, montante 8,4% superior a 2009. O consumo final foi de 455,7 TWh, que representou um aumento de 7,8% em relação a 2009. O Brasil apresenta uma matriz de geração elétrica de origem predominantemente renovável, sendo que a geração interna hidráulica responde por montante superior a 74% da oferta, conforme a Fig. 2.1. Somando as importações, que essencialmente também são de origem renovável, pode-se afirmar que aproximadamente 86% da eletricidade no Brasil é originária de fontes renováveis.

No que tange ao consumo de energia elétrica, o setor industrial cresceu 9,9% em relação a 2009, com destaques para os setores “ferro-gusa e aço”, “mineração e pelletização”,

“não ferrosos e outros da metalurgia”, além de “alimentos e bebidas”. Esses quatro setores apresentaram variação de consumo acima de 10%.

De acordo com os resultados apresentados pelo BEN em 2010, o setor residencial manteve a tendência de crescimento (6,6%). Os demais setores como setor comercial, agropecuário, público e de transportes apresentaram variação positiva de 4,4% em relação ao ano anterior. Em 2010, com acréscimo de aproximadamente 7,1 GW, a capacidade instalada das centrais de geração de energia elétrica do Brasil alcançou 113.327 MW, na soma das centrais de serviço público e auto produtoras. Desse total, as centrais hidráulicas representam 71,2%, ao passo que centrais térmicas respondem por 26,2% da capacidade total. As usinas nucleares participam com 1,8%, sendo o restante (0,8%) de origem eólica.

Ainda segundo o Balanço Energético Nacional (2010), 42% do consumo de energia elétrica no Brasil é direcionado para o setor de edificações, sendo 84% destinado a empresas e residências e 16% à administração pública. Diante desse contexto as residências consomem 23% de toda energia gerada, sendo o chuveiro elétrico o segundo dispositivo de maior consumo, correspondendo a 25% da parcela gasta de energia, perdendo apenas para os aparelhos domésticos como freezer, geladeiras e condicionadores de ar. Um dos maiores problemas dessa energia utilizada para aquecimento de água fazendo o uso do chuveiro elétrico, está no horário de utilização, ou seja, entre as 18 e 19h, que corresponde a 8,5% da demanda nacional de energia nesse horário.

Como alternativa para solução desse problema, muitos centros de pesquisa têm financiado estudos para o aprofundamento da tecnologia de aquecimento de água com energia solar. O problema é que quando se fala em sistemas de aquecimento de água com energia solar, grande parte das pessoas é atraída pela expectativa de redução dos gastos nas contas de energia elétrica. Sabe-se, contudo, que o custo inicial desses sistemas ainda é um dos graves entraves encontrados para que ocorra uma maciça disseminação e exploração do uso desse tipo de energia. Para que estes sistemas se tornem viáveis à população de baixa renda é importante que tenham um baixo custo, sejam eficientes, leves, de fácil instalação e operação, confiáveis e, principalmente, utilizem materiais de baixa degradação quando expostos às intempéries, para que os custos sejam praticáveis nas populações de baixa renda.

Para socializar a utilização da tecnologia existente, reduzindo os custos iniciais de instalação, a forma mais impactante seria substituir os materiais mais caros da composição dos coletores solares por outros materiais que fossem mais acessíveis economicamente. Sem sombra de dúvidas, o maior peso no custo final do coletor está no preço do vidro e partes metálicas, e o grande desafio é substituir esses elementos por materiais poliméricos mais

baratos e leves.

Sabe-se que um dos maiores problemas com a substituição do vidro é quando os materiais poliméricos são submetidos a aplicações de energia solar térmica, sendo expostos a elevadas temperaturas e à própria radiação solar por longo período de tempo, onde se degradam facilmente, quando comparados ao vidro. Estudos apontam que a expectativa de vida exigida para coletores solares é de no mínimo 20 anos (KAHLEN et al., 2010).

Para que a aplicação de materiais poliméricos seja competitiva em termos de mercado, é necessário o estudo acerca das degradações relativas ao tempo de sua exposição e uso. Nesse aspecto, existem várias investigações sobre materiais poliméricos com potencial de uso em coletores solares térmicos. Sabe-se porém, que as degradações térmicas e os raios UV fragilizam o material e que estudos sobre essa quantificação nas diferentes faixas de temperatura ainda é preliminar. Essa fragilização poderia ser traduzida pela simples perda de massa ou pela perda do cloreto de hidrogênio e surgimento de ligações duplas, resultado de reações de degradação.

Outro grande desafio, que não pode ser desconsiderado, é o fato de se desenvolver um coletor solar térmico que seja barato, tenha as características já mencionadas anteriormente e, principalmente, que seja eficiente. No sul do Brasil, nos meses de inverno as temperaturas médias são baixas, o que exige coletores que sejam transparentes à radiação solar e ao mesmo tempo precisam ser isolantes térmicos eficientes, de forma a minimizar as perdas por transferência de calor ao ambiente. Esse fator, pode inviabilizar muitos projetos de coletores solares de baixo custo e que empregam materiais poliméricos. Se não for dada a devida atenção ao isolamento térmico, o projeto poderá estar fadado ao fracasso.

2.2 SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA

A maior parte dos aquecedores solares fabricados atualmente no Brasil usa como fluido de trabalho a própria água que vai ser consumida e são compostos basicamente pelo coletor solar e o reservatório térmico. Além desses elementos principais têm-se as tubulações, conexões, bombas auxiliares ou até fontes externas de energia, como a resistência elétrica para auxiliar no aquecimento da água em dias de baixa radiação solar.

De forma geral, o sistema é alimentado pela água que entra no reservatório térmico e depois segue para as placas coletoras que aquecem a água e que novamente retorna ao reservatório onde é mantida aquecida até o seu consumo, conforme representado na Fig. 2.2.

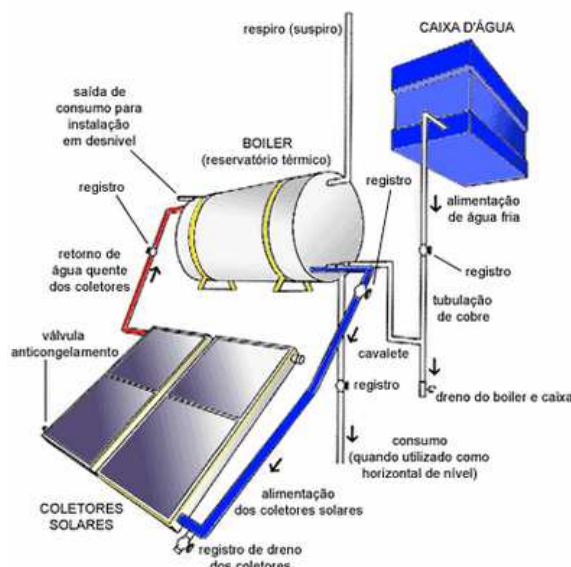


Figura 2.2: Sistema solar convencional de aquecimento de água
Fonte: adaptado de Poniwas.com

De forma geral, os sistemas de aquecedores que funcionam com o princípio da energia solar, podem funcionar de duas formas: circulação natural (termossifão) e forçada (bombeamento).

O termossifão é um sistema que se baseia na diferença de temperatura da água ao longo do circuito. A diferença de massa específica é função da diferença de temperatura e a vazão será função do ganho de calor útil, que está relacionado diretamente à diferença de temperatura de entrada e de saída do fluido de trabalho no coletor. Quanto maior for o ganho térmico, maior será a vazão do fluido.

Normalmente esse tipo de sistema é de uso residencial e não se aplica para instalações de grande porte. Para que ocorra a circulação do fluido é necessário que o reservatório esteja obrigatoriamente acima do nível dos coletores, possibilitando a partir de uma distância vertical mínima (h), entre o coletor e o reservatório térmico, a circulação natural do fluido de trabalho, conforme mostrado na Fig. 2.3. Nesta condição sempre haverá uma coluna de água quente na tubulação isolada, que se localiza entre a saída do coletor e a entrada do reservatório. Alguns autores como Norton e Probert (1983) recomendam uma altura vertical (h) mínima entre o topo do conjunto de coletores e a base do reservatório entre 0,2 m e 2 m. Esta diferença de altura irá minimizar os efeitos da circulação reversa do fluido, principalmente durante a noite. A metodologia de cálculo do h mínimo e máximo para um determinado sistema pode ser baseada no trabalho desenvolvido por Uhlemann e Bansal (1985), que considera que a perda de carga ao longo do circuito do aquecedor solar operando em regime de termossifão é equivalente à diferença de pressão, que por sua vez, é uma função

da massa específica da água na entrada e na saída dos coletores. Maiores informações sobre o correto dimensionamento do h podem ser obtidas em estudos de Uhlemann e Bansal (1985) e também a partir de equações clássicas de Hagen-Poiseuille.

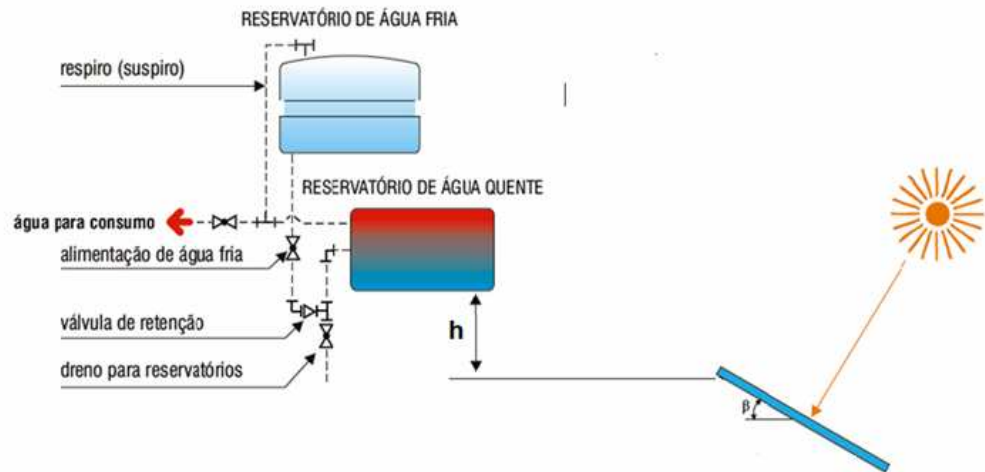


Figura 2.3: Circulação natural em sistema de termossifão
Fonte: Adaptado de Prado et al. (2007)

Outro sistema muito utilizado é o de circulação forçada, que é semelhante ao apresentado na Fig. 2.3 com a diferença de uma bomba que terá a função de fazer a água circular pelo sistema de aquecimento, conforme apresentado na Fig. 2.4.

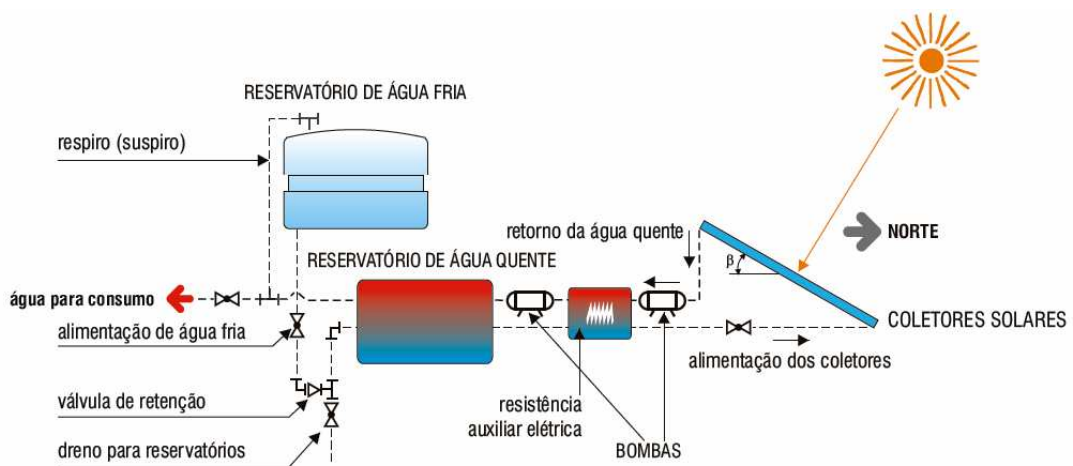


Figura 2.4: Sistema de circulação forçada
Fonte: Prado et al. (2007)

No caso do sistema da Fig. 2.4, além da circulação forçada de água é apresentado um sistema auxiliar de aquecimento elétrico, que servirá como auxílio para suprir toda demanda de energia pela instalação.

3 COLETORES SOLARES DE PLACA PLANA

O coletor solar tem a função de promover a conversão da radiação solar em energia térmica que será transferida para o fluido que circula no interior do mesmo.

Para que um coletor solar seja considerado eficiente, ele precisa ter uma alta absortividade da radiação solar e ao mesmo tempo uma baixa perda de calor para o ambiente circundante. Normalmente, os coletores perdem energia pela combinação de mecanismos de convecção, radiação e condução de calor. Coletores solares planos são projetados para aplicações que não requeiram temperaturas muito elevadas, ou seja, no máximo 100 °C acima da temperatura ambiente. Esses coletores apresentam uma estrutura mecânica simples, conforme mostrado na Fig. 3.1 a e b, e que representam um sistema de aquecimento de água, de ambientes e processos industriais. (DUFFIE et al., 2006).

Os coletores solares absorvem tanto a radiação solar direta quanto a radiação difusa, sendo que a grande maioria apresenta construção simples e não acompanham o movimento do sol e com isto requerem pouca manutenção.

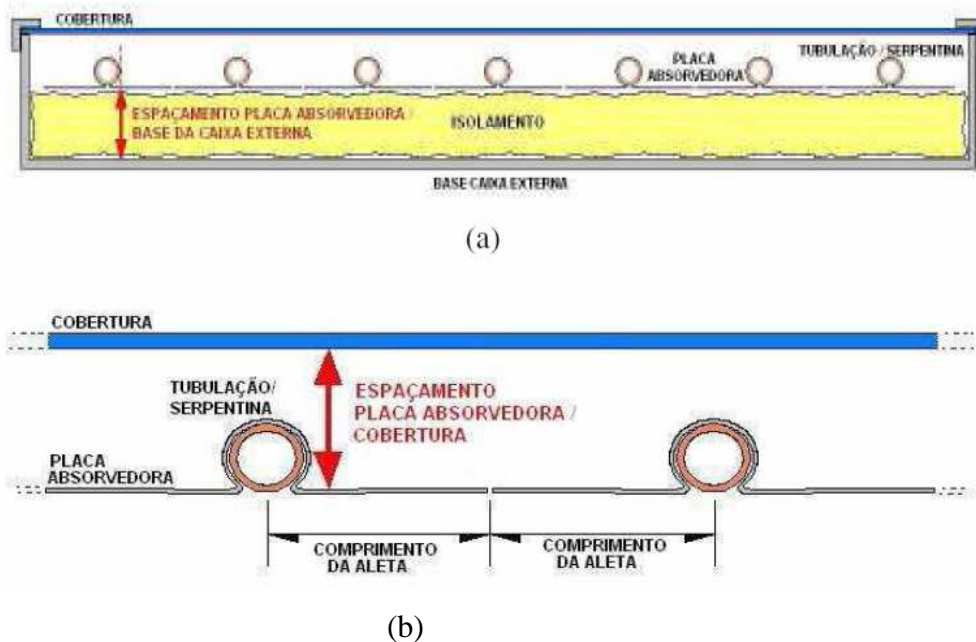


Figura 3.1: Esquema de um coletor solar com cobertura
Fonte: INMETRO, 2006

Conforme mostrado na Fig. 3.1, os principais componentes de um coletor solar de placa plana são:

- Placa coletora feita de material leve (cobre ou alumínio) e pintada com a cor preta para melhor absorção da radiação;

- Tubos de cobre ou alumínio, para absorver e transferir a radiação solar para o fluido de trabalho na forma de calor;
- Cobertura transparente à radiação solar, para reduzir as perdas de calor por convecção e radiação infravermelha para o ambiente;
- Caixa com fundo (metálica, polimérica ou compósitos especiais), servindo de estrutura para todo sistema;
- Isolamento térmico (poliuretano expandido, poliestireno ou lã de vidro) que visa reduzir as perdas de calor no fundo e na lateral da caixa.

Em coletores solares de placa plana com cobertura, conforme Fig. 3.2, a temperatura do fluido pode atingir até 100 °C em situações normais de trabalho.



Figura 3.2: Coletor solar plano com cobertura
Fonte: Costa, 2002

Os coletores planos se aplicam normalmente para o aquecimento de água em residências, edifícios e piscinas e para aquecimento industrial a baixa temperatura. Esses coletores são os mais simples de serem construídos, desde que sejam fixos, ou seja, que não possuam dispositivos automatizados para acompanhamento do sol.

Os materiais mais empregados na cobertura dos coletores são os vidros semitransparentes para pequenos comprimentos de onda e opacos para comprimento de ondas maiores. Assim, os vidros mais claros possuem menor concentração de óxido de ferro e podem transmitir até 92% da radiação solar, enquanto que os vidros da cor mais esverdeada possuem concentrações de ferro maiores e conseqüentemente tornam-se mais opacos à passagem da radiação e com isto não são empregados em aplicações solares.

Quanto aos coletores propriamente ditos, são normalmente construídos em cobre

devido a sua alta condutividade térmica. Além dessa característica, o cobre apresenta um baixo índice de degradação, podendo durar vinte anos ou mais. A grande desvantagem do cobre é o custo elevado de aquisição, o que tem motivado muitos estudos sobre o emprego de outros materiais como o alumínio e termoplásticos.

Nessa linha de materiais alternativos, Cristofari et al. (2002), analisaram o desempenho térmico de um coletor de placa plana feita de polímero. Nesse estudo foram analisados diferentes resultados variando condições de espessura de isolamento, fluxo de massa e espessura de camada de fluido.

Já Souza (2002), demonstrou que a degradação térmica do PVC se acentua com níveis de temperatura superiores a 60 °C na superfície do material. Nesse sentido, o autor, construiu e estudou reservatórios térmicos de compósitos à base de resinas de poliéster que apresentaram boas propriedades térmicas, baixo custo e peso reduzido.

Costa (2002) demonstrou que em localidades próximas da linha do Equador com radiação solar abundante e temperatura ambiente elevada, foi possível obter o aquecimento de água através de um sistema simples com coletor solar sem cobertura, apresentado na Fig. 3.3 e que se mostram menos dispendiosos do que os sistemas tradicionais. Estabeleceu ainda, em seus estudos, que não se mostra viável a utilização de coletores solares sem cobertura para aquecimento de água, quando a temperatura ambiente média está abaixo dos 20 °C. Por outro lado, esse sistema apresentou uma excelente relação custo benefício para lugares de clima tropical, cuja temperatura ambiente é próxima da temperatura do banho, ou seja, diferença de temperatura não superior a 15 °C.



Figura 3.3: Coletor solar sem cobertura
Fonte: Costa, 2002

Os materiais poliméricos têm despertado interesse em diversas pesquisas. Há mais de cinquenta anos atrás, Edlin (1958) estudou o uso de filmes plásticos transparentes em substituição ao vidro e determinou algumas propriedades óticas e mecânicas desse material.

De forma similar, encontra-se o estudo de Whillier (1963). Além destes, um trabalho bastante completo foi apresentado por Ratzel e Bannerot (1976), no qual foi realizada uma compilação sobre materiais comercialmente disponíveis e adequados para uso em coletores solares de placa plana, bem como tratando de aspectos relacionados ao custo desses materiais, desempenho esperado e durabilidade. Blaga (1978) realizou uma ampla revisão do estado da arte do uso de materiais poliméricos em coletores solares, exceto como absorvedor, apresentando dados sobre o envelhecimento desses materiais quando expostos a condições externas e em câmaras climáticas. A construção de coletores com polímeros para aplicações de baixa temperatura (inferior a 60°C) foi estudada por Addeo et al. (1980), através da análise do desempenho e eficiência de vários protótipos, fornecendo resultados promissores. O uso de polímeros para a substituição do absorvedor metálico é mais recente. Van Niekerk (1996) estudou o uso de coletores com tubos de polipropileno e placa coletora de polietileno de alta densidade, em uma configuração similar aos coletores metálicos tradicionais, analisando o efeito dos parâmetros geométricos na sua eficiência, tais como número de tubos em paralelo, espaçamento entre tubos, diâmetros, etc.

Os materiais para cobertura de coletores planos, mostrados na Tab. 3.1, devem possuir elevada transmitância dentro do espectro solar e devem resistir à exposição prolongada (10 a 20 anos) às condições de serviço, que incluem temperaturas elevadas (50 a 90 °C) e aos efeitos da radiação solar ultravioleta. Além disso, devem reter sua integridade mecânica (rigidez e resistência ao impacto). Os materiais para absorvedores dos coletores solares devem também resistir aos efeitos da radiação UV, na ausência de cobertura de vidro, elevadas temperaturas de trabalho, pressão, apresentar baixos níveis de incrustação e eventualmente, compatibilidade com fluidos anticongelantes, principalmente propileno glicol. Devem ser compatíveis com água potável, na maioria das vezes, e possuir boas propriedades térmicas. Devem apresentar baixa absorção de água e boa estabilidade dimensional sob variação de temperatura.

Trabalhos sistemáticos para a seleção e análise do comportamento de materiais poliméricos para coletores solares começaram a ser desenvolvidos pelo *Task 10* da *International Energy Agency* (IEA), através do *Working Group on Materials in Solar Thermal Collectors*, em 1994. Posteriormente, o *National Renewable Energy Laboratory*, NREL, dos Estados Unidos, iniciou uma série de trabalhos sobre o tema, através de projetos governamentais, como o *Solar Building Program*, em 1999 e pelo *Solar Energy Technologies Program Multi- Year Technical Plan*, 2003-2007, do Departamento de Energia americano, que redundou em uma parceria com diversas instituições européias. Diversos estudos

também foram realizados pela Universidade de Minnesota, através dos trabalhos de Raman et al. (2000), Liu e Jordan (1963), entre outros e, mais recentemente o projeto SolPol, liderado pela *Johannes Kepler University* com parceiros acadêmicos e industriais, cujo objetivo é o projeto, modelagem, produção e testes de novos coletores baseados em polímeros e o desenvolvimento de novos compostos para aplicações solares térmicas específicas.

Nesses trabalhos foram analisados e testados diversos materiais existentes no mercado, em um projeto conjunto entre setor acadêmico e fabricantes. Os testes realizados consistiram na exposição prolongada em condições ambientais externas dos diferentes materiais em vários locais dos Estados Unidos e Europa e ensaios acelerados em câmaras climáticas. Os materiais estudados nesses diversos trabalhos são mostrados na Tab. 3.1.

Tabela 3.1: Materiais para coberturas de coletores solares.

Material	Nomes comerciais	Características	Espessura (mm)	τ_{sol} ($\lambda=300$ a 2500 nm)	Tipo
PET	Mylar D	Não estável UV	0,18	86,7	Filme
PET	Melinex 442/400	Não estável UV	0,10	86,2	Filme
PET	Melinex D 387	Estabilizado UV	0,03	85,4	Filme
PET	Melinex D 389	Estabilizado UV	0,03	85,4	Filme
PEN	Kaladex	Orientado biaxialmente	0,10	84,6	Filme
PEN	Teonex Q65F	Orientado biaxialmente	0,24	87,0	Filme
E/TFE	Tefzel 150 ZMC	Estabilizado termicamente	0,04	93,8	Filme
E/TFE	Tefzel 250 ZMC	Estabilizado termicamente	0,06	94,0	Filme
E/TFE	Duralar CS50	Não orientado	0,05	93,7	Filme
E/TFE	Duralar E	Orientado mono axialmente	0,05	93,9	Filme
E-CTFE	Halar Clear NP		0,05	92,9	Filme
PFA	Teflon PM	Estabilizado termicamente	0,05	95,8	Filme

Tab. 3.1: Materiais para coberturas de coletores solares (cont.)

Material	Nomes comerciais	Características	Espessura (mm)	τ_{sol} ($\lambda=300$ a 2500 nm)	Tipo
PFA	Teflon PH	Termo retrátil	0,05	95,7	Filme
PVDF	Kynar		0,03	93,9	Filme
Acrílico	Korad Clear	Absorvedor de UV	0,05	89,3	Filme
PC	Lexan HP92WDB	Cobertura UV	0,18	89,2	Filme
PC	Lexan HP92WDB	Cobertura UV	0,51	86,6	Filme
PC	Lexan Thermoclear	Cobertura UV	5,99	74,8	Parede dupla
PC	Lexan Thermoclear	Cobertura UV	7,92	77,0	Parede dupla
PC	Lexan XL10	Cobertura UV	3,00	79,6	Folha
PC	APEC 9351	Estabilizado termicamente	3,18	83,0	Folha
PC	APEC 9353	UV e estabil. Term.	3,35	79,9	Folha
PEI	Ultem 1000		0,10	83,5	Filme
PEI	Ultem 1000		0,18	78,7	Filme
PE		Cobertura UV	0,13	86,8	Filme
PS		Cobertura UV		85,1	Folha
PVC	DuraGlas		1,02	82,9	Folha

De acordo com Raman et al. (2000), o uso do Korad como material de proteção contra os efeitos do UV, laminado em folhas de policarbonato, apresentou resultados promissores. Materiais como o PET e o PE, mesmo nas versões estabilizadas para UV apresentaram degradação acentuada, sendo a mais comum o amarelamento do material, conforme estudos de Jorgensen et al. (2003). O mesmo estudo mostrou que os materiais Kynar, Duralar, Tefzel e Halar, assim como o PC laminado com filmes protetores de UV mantiveram, depois de dois anos de ensaios externos e acelerados, valores elevados de transmitância (τ_{sol}).

Além de aplicações de materiais poliméricos para coberturas em coletores solares planos, também têm sido empregados em placas coletoras com ou sem cobertura, mostrados na Tab. 3.2.

As características destes polímeros devem ser compatíveis com esta aplicação, onde devem manter o desempenho térmico adequado, assegurando durabilidade por longo prazo. A falha mais comum desses materiais para essa aplicação é a ruptura ou deformação excessiva, ocasionando o colapso da passagem do fluido. O absorvedor sofrerá deformação se a sua

temperatura se aproximar da temperatura de fusão do material, particularmente se esta se mantiver elevada. A pior situação acontece durante a estagnação, isso é, na condição de radiação elevada e fluxo zero. Um parâmetro importante para essa análise é a definição de uma temperatura máxima de serviço, chamada índice térmico relativo (RTI). É definida como a temperatura na qual o material perde 50% de suas propriedades mecânicas (resistência ao impacto, tensão ou rigidez) após ser mantido 100.000 horas nessa temperatura. Como exemplo, a RTI do óxido de polifenileno (PPO ou PPE) e do propileno (PP), dois materiais utilizados como absorvedores são respectivamente de 105 °C e 115 °C. As temperaturas de fusão desses materiais são de 280 °C e 193 °C, respectivamente. As outras temperaturas limites típicas disponíveis são úteis quando se comparam diferentes materiais poliméricos (KEARNEY et al., 2005), mas não indicam efeitos de longo prazo. Essa situação tem originado estudos sobre a possibilidade de utilizar a ventilação, isso é, o uso de fluxo de ar ambiente, induzido pela convecção natural através do coletor, para controle da temperatura do absorvedor. Testes de materiais para absorvedores são menos comuns e mais recentes, como por exemplo, Kahlen et al. (2010). Alguns materiais testados com suas características encontram-se representados na Tab. 3.2.

Tabela 3.2: Materiais para placas coletoras de coletores solares.

Material	Nomes comerciais	RTI (°C)	Temp. Fusão, (°C)	k (W/mK)
PPE+PS	Noryl EM 150SP	104	154	0,28
PC	Makrolon 3103	115	> 138	0,20
PA12 H	Grilamid L25ANZ	110	179	0,23
PA12 HT	Grilamid L25H	110	179	0,23
PE-X1	Taborex	-	126	0,46 – 0,48
PE-X2	Polidan T/A-HF	-	126	0,46 – 0,48
PP-1	RA130E-8427	105	165	0,12 – 0,22
PP-2	Beta-PPR RA 7050	105	165	0,12 – 0,22

Os resultados dos testes apresentados, realizados com exposição do material em ar quente a 140 °C durante 500 h e em água quente a 80 °C durante 16.000 h, mostraram grande degradação física e/ou química dos materiais PPE+PS e PC. O material PA12-Hi apresentou resultados promissores para seu uso como material para absorvedores de coletores de placa plana. Já o PP-2 e PE-X2 mostraram boas perspectivas de uso, apesar de ambos necessitarem de proteção para as condições de estagnação para evitar problemas de instabilidade

dimensional uma vez que apresentam temperaturas de fusão relativamente baixas (142 °C para o PP-2 e 125 °C para o PE-X2).

3.1 METODOLOGIA DE CÁLCULO DE COLETORES SOLARES

O coletor solar térmico é uma das formas mais simples e efetivas de coletar a energia solar disponível e usá-la em sistemas que necessitam energia térmica a baixa temperatura.

Os estudos teóricos sobre o desempenho térmico de coletores solares planos vêm sendo realizados sistematicamente, pelo menos desde os anos 40 do século passado. Os estudos mais importantes deveram-se a Hottel e Woertz (1942), Hottel e Whillier (1955), Bliss (1959), os quais originaram as bases do que hoje costumou-se chamar modelo de Hottel-Whillier e Bliss. Posteriormente, Duffie e Beckman (2006), através de vários estudos e a introdução de ferramentas computacionais, compilaram e melhoraram a descrição teórica desses modelos.

A metodologia utilizada nesse trabalho, apresentada na continuação, está completamente descrita nessa última referência além de algumas modificações implementadas por Koo (1999), como a introdução da ferramenta computacional EES.

3.2 BALANÇO DE ENERGIA NA PLACA COLETORA PLANA

Em regime estacionário, o desempenho de um coletor solar de placa plana pode ser descrito pela taxa de energia útil do coletor, Q_u , que é definida como a diferença entre a radiação solar absorvida pela placa coletora e as perdas térmicas do coletor, descrita pela Eq. 3.1:

$$Q_u = A_p [S - U_L (T_{pm} - T_a)]^+ \quad (3.1)$$

onde A_p é a área da placa coletora, S a irradiância absorvida pela placa, U_L o coeficiente global de transferência de calor (coeficiente de perdas) da placa coletora, T_{pm} a temperatura média da placa e T_a a temperatura ambiente. O sinal $+$ na equação significa que apenas valores positivos podem ser considerados.

A irradiância solar absorvida pela placa coletora pode ser calculada levando em conta as propriedades óticas da cobertura e placa coletora. O coeficiente de perda de calor, U_L , será

a soma das perdas de calor pelo topo, lateral e fundo do coletor. Para minimizar essas perdas os coletores solares planos possuem isolantes térmicos cujas características principais referem-se a sua espessura e características isolantes. Somente valores positivos podem ser usados no programa de cálculo.

O modelo matemático do coletor solar que será mostrada a seguir, irá partir das seguintes hipóteses (DUFFIE e BECKMAN, 2006):

- O coletor solar opera em estado estacionário;
- O gradiente de temperatura através da cobertura é insignificante;
- Existência de fluxo unidimensional de calor no sentido da cobertura para isolamento de base;
- O gradiente de temperatura em torno e através dos tubos é insignificante;
- O gradiente de temperatura através da placa absorvedora é insignificante;
- O coletor solar poderá operar com zero ou uma cobertura;
- A placa coletora e o seu isolamento de base estarão na mesma temperatura, T_{pm} ;
- A temperatura do fluido mudará apenas ao longo do comprimento do coletor;

3.3 RADIAÇÃO SOLAR ABSORVIDA

O modelo ótico é caracterizado pelos efeitos de transmissão e absorção da radiação solar pela cobertura, de absorção da placa coletora e da reflexão entre os elementos. A transmitância, absorptância e refletância variam em função do comprimento de onda, mas para efeito deste estudo serão considerados e calculados valores médios, representativos para o espectro da radiação solar. A radiação solar que incide sobre a placa coletora pode ser dividida em três componentes, ou seja: a radiação direta (disco solar), difusa (hemisfério celeste) e albedo (radiação refletida pelo solo). Este entendimento é oportuno na medida em que a maioria das fontes de dados relativos à radiação solar dispõem somente de valores na posição horizontal. Assim, torna-se necessária a utilização de métodos que possibilitem essa transposição para superfícies inclinadas, como é o caso dos coletores solares planos.

O detalhamento destes cálculos irá depender fundamentalmente do tipo de modelo de céu utilizado. Para fins deste estudo será adotado o modelo de céu isotrópico, conforme descrito na Eq. (3.2). Entende-se por céu isotrópico aquele onde a radiação difusa é emitida de forma uniforme (mesma intensidade) em toda a sua extensão.

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.2)$$

onde I_b é a irradiação direta em superfície horizontal, I_d a irradiação difusa horizontal, $(\tau\alpha)$ o produto da transmitância-absortância, que representa a efetiva absorvância do sistema de placa coletora plana, β o ângulo de inclinação da placa coletora, ρ_g representa a refletância difusa do solo e R_b a razão entre a irradiação direta incidente sobre o plano inclinado em relação à da superfície horizontal.

As propriedades óticas da cobertura, transmitância, τ , refletância, ρ , e absorvância, α , são calculadas em função do número de coberturas do coletor. O melhor entendimento dos efeitos das componentes óticas na energia absorvida se dará na seqüência do trabalho.

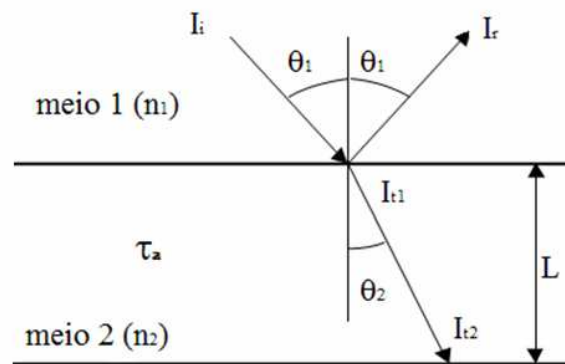


Figura 3.4: Ângulos de incidência, refração e absorção no meio
Fonte: Adaptado de DUFFIE e BECKMAN, 2006

Na Fig. 3.4 é possível analisar como a radiação solar incidente em uma superfície (I_i) é parcialmente absorvida pelo meio (τ_a) e parcialmente refletida (I_r). O ângulo θ_1 representa a incidência e reflexão na cobertura e θ_2 o ângulo de refração no meio 2.

3.3.1 Refletância da Radiação

Para uma interface as equações de Fresnel avaliam a reflexão da radiação não polarizada sobre sua extinção no meio 1 com um índice de refração n_1 para o meio 2 com índice de refração n_2 . A reflexão da radiação não polarizada r é dada pela Eq. 3.3:

$$r = \frac{1}{2}(r_{\perp} + r_{\parallel}) \quad (3.3)$$

onde a reflexão representa a média das componentes perpendiculares e paralelas, e que são dadas pelas Eq. 3.4 e 3.5:

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.4)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.5)$$

onde θ_1 e θ_2 são os ângulos de incidência e refração, respectivamente, relacionados com os índices de refração pela lei de Snell, dada pela Eq. 3.6:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \theta_2}{\sin \theta_1} \quad (3.6)$$

Se os ângulos de incidência e os índices de refração (n) do meio são conhecidos é possível calcular a refletância de uma superfície a partir das equações apresentadas neste capítulo.

As componentes da radiação incidente sobre um meio não absorvedor são mostradas na Fig. 3.5.

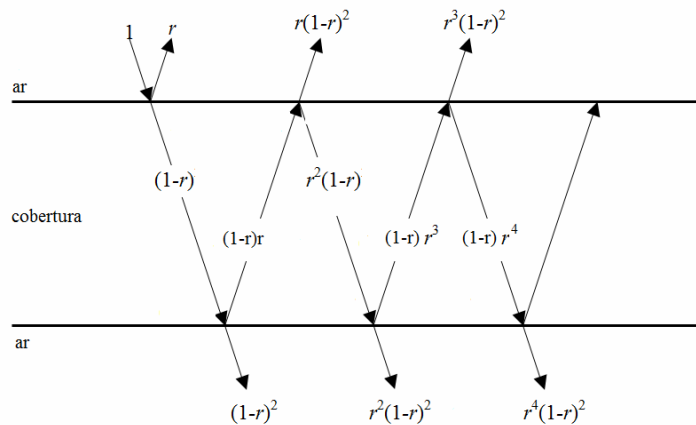


Figura 3.5: Refletância da radiação em um meio não absorvedor
Fonte: Adaptado de DUFFIE e BECKMAN, 2006

3.3.2 Absortância

Uma cobertura simples, como um vidro, por exemplo, é constituída de duas interfaces: a do ar para o vidro e outra do vidro para o ar do coletor. De acordo com a lei de Bouguer, a

absorção da radiação será parcial e proporcional ao meio e à distância L a ser vencida pela radiação.

Segundo Duffie e Beckmann (2006), a absorptância desta cobertura pode ser calculada pela Eq. 3.7:

$$\tau_a = \exp\left(-\frac{KL}{\cos\theta_2}\right) \quad (3.7)$$

onde K é o coeficiente de extinção, que varia em função do espectro solar e pode ser expresso como um valor médio para este espectro, L representa a espessura do meio e θ_2 o ângulo de refração da radiação que pode ser calculada através da Eq. 3.6.

Valores de coeficientes de extinção e índices de refração, para alguns materiais utilizados como cobertura de coletores solares, são apresentados na Tab. 3.3.

Tabela 3.3: Coeficientes de extinção e índices de refração de luz para diversos materiais

Material	Índice de refração, n	Coeficiente de extinção, K , m^{-1}
Vidro	1,500	4 a 32
Acrílico (Plexiglas)	1,490	8,8
Policarbonato (Lexan)	1,586	22,5
Fluoreto de polivinila (Tedlar)	1,460	140
Fluoreto de polivinilideno (Kynar)	1,413	137,5

Fonte: O'Brien-Bernini (1984)

A absorptância α para uma superfície é, segundo a lei de Kirchhoff, calculada pela Eq. 3.8:

$$\alpha = \varepsilon \quad (3.8)$$

Já a emitância ε de uma superfície pode ser calculada a partir da Eq. 3.9:

$$\varepsilon = 1 - \rho \quad (3.9)$$

onde ρ é a refletância e ε é a emitância. Alternativamente a absorptância da superfície também pode ser determinada pela Eq. 3.10:

$$\alpha = 1 - \rho \quad (3.10)$$

O equilíbrio demonstrado por Kirchoff deve ser aplicado para cada comprimento de onda, do espectro visível até o infravermelho, para se fazer um balanço total de energia do coletor. Duffie e Beckmann (2006) afirmam que 98% da energia da radiação solar têm comprimento de onda menor que 3 μm .

3.3.3 Transmitância da Radiação Difusa

No modelo de radiação do céu, a radiação incidente em um coletor consiste de radiação direta, proveniente do disco solar, radiação difusa e a radiação refletida pelo solo. A transmitância do sistema de cobertura para radiação difusa e refletida pelo chão deve ser calculada a partir do conhecimento do ângulo de incidência e o modelo de céu assumido, que neste caso será o modelo de céu isotrópico.

Duffie e Beckman (2006) realizaram a integração de transmitância sobre um ângulo incidente adequado com um modelo de céu isotrópico, surgindo assim o ângulo de incidência equivalente para radiação difusa, dado pela Eq. 3.11:

$$\theta_{1,d} = 59,7 - 0,1388\beta + 0,001497\beta^2 \quad (3.11)$$

Para o cálculo do ângulo de incidência equivalente para radiação refletida pelo solo, os mesmos autores propõe a Eq. 3.12:

$$\theta_{1,g} = 90 - 0,5788\beta + 0,002693\beta^2 \quad (3.12)$$

onde β é o ângulo de inclinação do coletor.

3.3.4 Propriedades Óticas de um Sistema de Coberturas

No caso de coletor de placas planas, a radiação solar irá percorrer a barreira de um material de cobertura e esta barreira irá permitir que parte da radiação ultrapasse e outra parte seja refletida para o meio, ocasionando assim as perdas.

Em ângulos de incidência fora da normal, a reflexão é diferente para cada componente da polarização. A transmitância, refletância e absortância de uma única cobertura para radiação incidente não polarizada podem ser encontradas pela média dos componentes perpendiculares e paralelas, conforme as Eq. 3.13 a 3.14:

$$\tau_{\perp} = \tau_a \left[\frac{(1 - r_{\perp})^2}{1 - (r_{\perp} \tau_a)^2} \right] \quad (3.13)$$

$$\tau_{\parallel} = \tau_a \left[\frac{(1 - r_{\parallel})^2}{1 - (r_{\parallel} \tau_a)^2} \right] \quad (3.14)$$

$$\rho_{\perp} = r_{\perp} (1 + \tau_a \tau_{\perp}) \quad (3.15)$$

$$\rho_{\parallel} = r_{\parallel} (1 + \tau_a \tau_{\parallel}) \quad (3.16)$$

$$\alpha_{\perp} = (1 - \tau_a) \left[\frac{(1 - r_{\perp})}{1 - (r_{\perp} \tau_a)} \right] \quad (3.17)$$

$$\alpha_{\parallel} = (1 - \tau_a) \left[\frac{(1 - r_{\parallel})}{1 - (r_{\parallel} \tau_a)} \right] \quad (3.18)$$

$$\tau = \frac{\tau_{\perp} + \tau_{\parallel}}{2}; \rho = \frac{\rho_{\perp} + \rho_{\parallel}}{2}; \alpha = \frac{\alpha_{\perp} + \alpha_{\parallel}}{2} \quad (3.19)$$

onde r , como visto na seção 3.3.1, representa a radiação não polarizada que é refletida pelo coletor solar e é formada pelas componentes paralelas e perpendiculares em relação ao plano horizontal. Os sub-índices \perp e \parallel representam as componentes perpendiculares e paralelas da

radiação não polarizada incidente, τ representa a transmitância, α a absorptância e ρ a refletância. A soma da transmitância com a refletância e a absorptância resulta em uma unidade, como mostra a Eq. 3.20, ou seja:

$$\tau + \rho + \alpha = 1 \quad (3.20)$$

3.3.5 Produto Transmitância-Absortância

Parte da radiação que passa pela cobertura do coletor e incide no absorvedor é refletida de volta à cobertura. No entanto, nem toda essa radiação é perdida uma vez que sofre sucessivos processos de reflexão e absorção, tanto pela cobertura como pelo absorvedor, conforme mostrado na Fig. 3.6. Esse processo é finalmente representado pelo produto $(\tau\alpha)$.

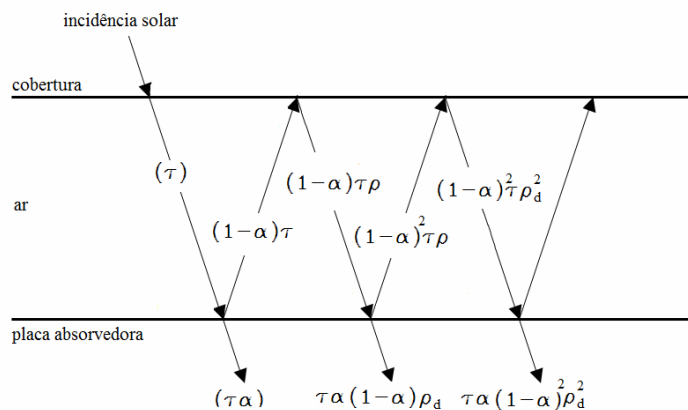


Figura 3.6: Absorção da radiação solar abaixo do sistema de cobertura
Fonte: Adaptado de DUFFIE e BECKMAN, 2006

O produto transmitância-absortância pode ser calculado pela Eq. 3.21.

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1-(1-\alpha)\rho_d} \quad (3.21)$$

3.4 DEPENDÊNCIA ANGULAR DE $(\tau\alpha)$

A dependência angular do produto da transmitância-absortância pode ser demonstrada nas equações inerentes às propriedades óticas e que estão descritas anteriormente. Com o propósito de facilitar a determinação de $(\tau\alpha)$ como função do ângulo de incidência θ , Klein

(1979) desenvolveu uma relação de $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ e θ baseados na dependência angular de α , conforme descrito na Eq. 3.22.

$$\frac{\alpha}{\alpha_n} = 1 - 1,5879 \times 10^{-3} \theta + 2,7314 \times 10^{-4} \theta^2 - 2,3026 \times 10^{-5} \theta^3 + 9,0244 \times 10^{-7} \theta^4 - 1,8000 \times 10^{-8} \theta^5 + 1,7734 \times 10^{-10} \theta^6 - 6,9937 \times 10^{-13} \theta^7 \quad (3.22)$$

3.5 PERDAS TÉRMICAS PELO COLETOR

Em coletores solares, a energia solar absorvida pela placa coletora é distribuída entre a energia útil e as perdas térmicas através da parte superior, inferior e bordas. As equações para cada coeficiente de perda são derivadas de uma configuração geral do coletor, sendo que todas as propriedades óticas referem-se à radiação no campo do infravermelho.

A taxa de calor total perdida pelo coletor é dada por Q_L , conforme a Eq.3.23:

$$Q_L = U_L A_c (T_{pm} - T_a) \quad (3.23)$$

onde U_L é o coeficiente global de transferência de calor, definido como a soma das perdas pelo topo, laterais e base do coletor, conforme a Eq. 3.24:

$$U_L = U_t + U_e + U_b \quad (3.24)$$

onde os sub-índices t , e e b representam o topo, lateral e fundo, respectivamente.

3.5.1 Taxa de Calor Perdido pelo Topo do Coletor

A taxa de calor perdida pelo topo do coletor é resultado dos efeitos da convecção e da radiação. Esta perda será igual à transferência de calor da placa coletora para a cobertura e dela para o ambiente. Assim, conforme Duffie e Beckman (2006), o coeficiente de transferência de calor pelo topo do coletor com uma única cobertura é dado pela Eq. (3.25).

$$U_t = \left(\frac{1}{h_{c,pc} + h_{r,pc}} + \frac{1}{h_w + h_{r,ca}} \right)^{-1} \quad (3.25)$$

onde $h_{c,pc}$ é o coeficiente de troca de calor por convecção entre o fluido e a superfície da placa coletora, $h_{r,pc}$ o coeficiente de troca de calor por radiação entre a placa e a cobertura, h_w o coeficiente de troca de calor por convecção devido ao vento, $h_{r,ca}$ o coeficiente de transferência de calor por radiação, entre a cobertura e o ambiente.

Já para coletores solares de placa plana sem cobertura há uma simplificação do cálculo da Eq. 3.25, sendo que o coeficiente de troca de calor pelo topo irá depender exclusivamente do coeficiente convectivo devido à velocidade do vento h_w . Como este tipo de placa possui uma baixa temperatura de trabalho as perdas por radiação são desconsideradas e torna-se:

$$U_{tsc} = \left(\frac{1}{h_w} \right)^{-1} \quad (3.26)$$

Como a taxa de calor perdida através do topo do coletor é o resultado das taxas de transferência de calor por convecção e a radiação entre duas placas paralelas, esta será transferida entre a placa coletora na temperatura, T_{pm} , e a cobertura.

As perdas pelo topo podem ser calculadas a partir do desenvolvimento de equações para os coeficientes de transferência de calor para o sistema cobertura-absorvedor. Nesse trabalho será utilizado o método da radiação líquida, desenvolvido por Siegel e Howell (1992), apresentado na Fig. 3.7. Nesse método, para um sistema composto de duas placas paralelas, sendo que uma delas é parcialmente transparente, os fluxos de radiação saindo do volume de controle mostrado na Fig. 3.7, descritos pelas interfaces 1 e 2, são escritos em termos dos fluxos chegando a esse volume de controle.

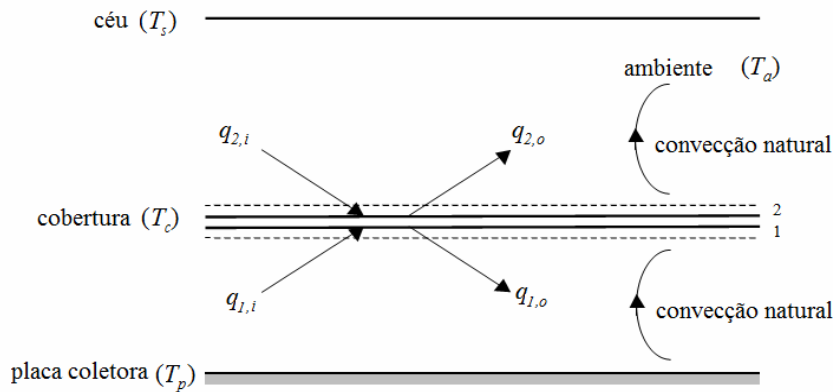


Figura 3.7: Transferência de calor para um sistema de placa plana e uma cobertura
Fonte: Adaptado de Koo (1999)

Os fluxos de calor mostrados na Fig. 3.7 podem então ser expressos da seguinte forma:

$$q_{1,i} = \rho_p q_{1,o} + \varepsilon_p \sigma T_{pm}^4 \quad (3.27)$$

$$q_{2,i} = \sigma T_s^4 \quad (3.28)$$

$$q_{1,o} = \tau_c q_{2,i} + \rho_c q_{1,i} \varepsilon_p \sigma T_c^4 \quad (3.29)$$

$$q_{2,o} = \tau_c q_{1,i} + \rho_c q_{2,i} \varepsilon_p \sigma T_c^4 \quad (3.30)$$

onde T_c é a temperatura média da cobertura, T_{pm} a temperatura média da placa e T_s a temperatura do céu, ρ_p é a refletância da radiação no campo infravermelho e ε_p a emitância da placa. Aplicando o balanço de energia no volume de controle mostrada na Fig. 3.7, obtém-se:

$$q_{1,i} - q_{1,o} + h_{c,pc}(T_{pm} - T_c) = q_{2,i} - q_{2,o} + h_w(T_c - T_a) \quad (3.31)$$

Resolvendo as equações 3.27 a 3.30 pode-se chegar ao fluxo de calor através de uma dada temperatura de placa e céu, levando em conta obviamente as propriedades óticas do sistema de placa-cobertura. Assim, a taxa de transferência de calor pelo topo para uma área conhecida de cobertura é dada como:

$$Q_t = A_p [q_{1,i} - q_{1,o} + h_{c,pc} (T_{pm} - T_c)] \quad (3.32)$$

Para a solução matemática do coeficiente de perda de calor pelo topo do coletor torna-se necessário utilizar no programa um método iterativo. Esse método compreende em arbitrar inicialmente uma temperatura de cobertura, onde são calculados os coeficientes de radiação e convecção entre as superfícies paralelas, neste caso placa e cobertura. Com essa estimativa pode ser calculada a perda de calor pelo topo do coletor. Com o coeficiente de perda global de calor é possível calcular os coeficientes de perdas por radiação e convecção. Pelo balanço de energia e com os coeficientes de perdas, são calculadas novas temperaturas de placa e coletor. Este processo se repete sucessivamente e acaba quando as diferenças entre as temperaturas não sejam significativas. No caso desse trabalho, o processo cessa quando a diferença for menor que 1×10^{-4} .

3.5.2 Taxa de Calor Perdido pela Lateral e Fundo do Coletor

Com relação à taxa de energia perdida por condução pelo fundo do coletor é considerada uma resistência ao fluxo de calor que é dado pelo isolamento. Assim, a Eq. 3.33 apresenta o coeficiente global de transferência de calor pelo fundo do coletor, U_b , depende somente da espessura do isolamento, ou seja, da condução:

$$U_b = \left(\frac{k_b}{L_b} \right) \quad (3.33)$$

onde k_b é a condutividade térmica do isolamento e L_b sua espessura.

A taxa de calor perdido pelo fundo do coletor resulta da condução de calor pela isolação de fundo. Então a perda de calor pelo fundo, calculada a partir da Eq. 3.34:

$$Q_b = U_b A_c (T_{pm} - T_a) \quad (3.34)$$

onde A_c é a área da placa coletora, T_{pm} a temperatura média da placa e T_a a temperatura ambiente. A perda pelas laterais pode ser obtida de forma similar às perdas pelo fundo. O coeficiente global de transferência de calor pelas laterais do coletor, U_e , depende também

somente da espessura do isolamento, de forma análoga a Eq. 3.33, sendo k a condutividade do isolamento lateral e L a sua espessura.

De forma similar às perdas térmicas pelo fundo do coletor e assumindo como fluxo de calor unidimensional em torno do perímetro do coletor, as perdas pelo contorno podem ser estimadas pela Eq. 3.35.

$$Q_e = U_e A_e (T_{pm} - T_a) \quad (3.35)$$

Dessa forma, a taxa de perda de calor total do coletor pode ser calculada de acordo com a Eq. (3.36):

$$Q_L = Q_t + Q_e + Q_b \quad (3.36)$$

3.6 TEMPERATURA DO CÉU

No calor transferido por radiação da placa para o céu se considera o mesmo a uma temperatura T_{sky} . O céu pode ser considerado como um corpo negro com temperatura equivalente, levando em conta que a atmosfera não está a temperatura uniforme e que irradia energia apenas em certa faixa de comprimento de onda. Esta temperatura pode ser calculada da seguinte maneira:

$$T_{ceu} = T_a [0,711 + 0,0056T_{dp} + 0,000073T_{dp}^2 + 0,013\cos(15t)]^{1/4} \quad (3.37)$$

onde T_{ceu} é a temperatura do céu, em Kelvin, t é o horário angular, T_{dp} a temperatura de orvalho do ar em Celsius e T_a é a temperatura ambiente, em Kelvin.

3.7 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

A taxa de transferência de calor por convecção pela cobertura do coletor ou pela placa absorvedora somente, na ausência de cobertura, quando o coletor é exposto à ventos externos, é de fundamental importância no estudo das perdas térmicas do coletor. O coeficiente de transferência de calor pelo efeito do vento, h_w , pode ser determinado utilizando-se os três

números adimensionais, Nusselt (Nu), Reynolds (Re) e Prandtl (Pr), definidos pelas Eq. 3.38 a 3.40:

$$Nu = \frac{h_w L_e}{k} \quad (3.38)$$

$$Re = \frac{VL_e}{\nu} \quad (3.39)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.40)$$

onde L_e é quatro vezes a área da placa dividida pelo perímetro da placa, V a velocidade do ar, k a condutividade térmica do ar, ν a viscosidade cinemática e α a difusividade térmica do ar.

Duffie e Beckman (2006), sugerem que o coeficiente convectivo pode ser calculado usando a correlação de Sparrow para número de Reynolds na faixa de 2×10^4 a 9×10^4 , que é dado por:

$$Nu = 0,86Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (3.41)$$

3.8 CONVECÇÃO NATURAL ENTRE PLACAS PARALELAS

Para a determinação da taxa de transferência de calor por convecção natural entre duas placas paralelas, placa absorvedora e cobertura, é necessário determinar o coeficiente de transferência de calor do coletor. Para determinação deste coeficiente de convecção tem-se:

$$Nu = \frac{h_c L_p}{k} \quad (3.42)$$

$$Ra = \frac{g\beta_{ar}\Delta TL^3}{\nu\alpha} \quad (3.43)$$

onde L_p é o espaço entre as placas paralelas, h_c o coeficiente de calor convectivo entre as placas, Ra o número de Rayleigh, g a constante gravitacional, β_{ar} o coeficiente de expansão

volumétrica do ar, ΔT a diferença de temperatura entre as placas, ν a viscosidade cinemática, α a difusividade térmica do ar.

Hollands et al. (1976) sugerem, para cobertura em vidro, uma correlação entre o número de Nusselt e de Rayleigh para inclinações angulares do coletor solar entre 0 e 75°, ou seja:

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708 [\sin(1,8\beta)]^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (3.44)$$

Já para coberturas em material plástico, Yiqin et al. (1991) sugerem uma adequação do modelo anterior, ou seja:

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1296 [\sin(1,8\beta)]^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] \left[1 - \frac{1296}{Ra \cos \beta} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (3.45)$$

3.9 TEMPERATURA MÉDIA DO FLUIDO E PLACA COLETORA

Para determinar o rendimento de um coletor, torna-se necessário avaliar as propriedades do fluido de trabalho e calcular o coeficiente de troca de calor por convecção forçada dentro dos tubos, bem como a perda global de calor. Para determinação das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho torna-se necessário o cálculo da temperatura média do fluido T_{fm} que é dado pela Eq. 3.46:

$$T_{fm} = T_e + \left[\frac{Q_u / A_p}{U_L F_R} \right] (1 - F'') \quad (3.46)$$

onde o fator de fluxo do coletor, F'' , definido como a razão entre F_R e F' , é dado pela Eq. 3.47:

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{\dot{m} C_p}{A_p U_L F'} \left[1 - \exp \left(\frac{A_p U_L F'}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad (3.47)$$

A temperatura média da placa, T_{pm} , sempre será maior do que a temperatura média do fluido, separadas por uma resistência térmica formada entre a placa e fluido. Segundo Hottel et al. (1958) pode-se calcular, de forma simplificada, a temperatura média da placa coletora conforme a Eq. 3.48:

$$T_{pm} = T_e + \left[\frac{Q_u / A_c}{U_L F_R} \right] (1 - F_R) \quad (3.48)$$

O fator de eficiência da aleta do coletor representa a distribuição de calor ao longo da placa coletora entre os tubos. A Fig. 3.8 representa a geometria básica de um coletor solar de placa plana. Assumindo a distribuição do gradiente de temperatura na direção do fluxo, o fator de eficiência da aleta pode ser obtido pela Eq. 3.49, onde m é um parâmetro de arranjo e pode ser definido pela Eq. 3.50:

$$F = \frac{\tanh[m(W - D)/2]}{m(W - D)/2} \quad (3.49)$$

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \quad (3.50)$$

onde K é a condutividade térmica da placa e δ a espessura.

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L [D + (W - D)] F} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (3.51)$$

onde D é o diâmetro externo do tubo, D_i o diâmetro interno, C_b a condutância térmica da solda e h_{fi} como o calor convectivo transferido ao fluido de trabalho.

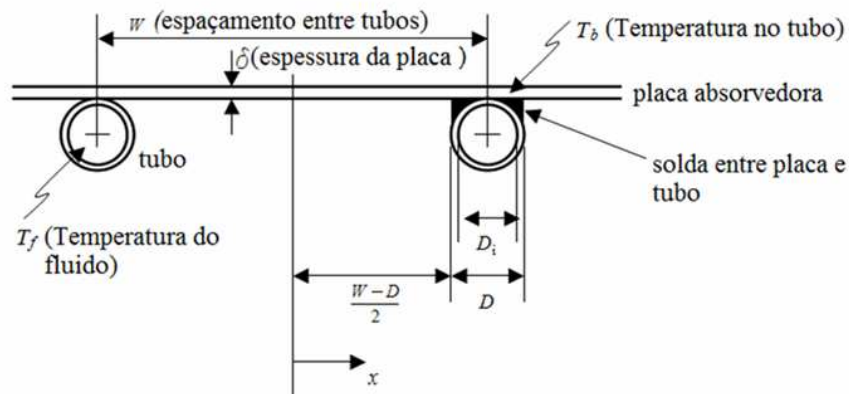


Figura 3.8: Configuração geométrica entre placa coletora e tubo
Fonte: Adaptado de DUFFIE e BECKMAN (2006)

3.10 FATOR DE REMOÇÃO DE CALOR DO COLETOR

O parâmetro F_R , relaciona a taxa de energia útil real de um coletor pela taxa de energia na condição de que toda a superfície do coletor estivesse na temperatura do fluido e é dado pela Eq. 3.52:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p(T_s - T_e)}{A_c[S - U_L(T_e - T_a)]} \quad (3.52)$$

Essa quantidade é equivalente à efetividade de um trocador de calor convencional.

3.11 CONVECÇÃO FORÇADA NO INTERIOR DOS TUBOS

Para o fluxo em regime totalmente desenvolvido dentro dos tubos ($3000 < Re < 5 \times 10^6$), o número de Nusselt pode ser obtido pela correlação de Gnielinsky, conforme a Eq. 3.53:

$$Nu_{turb} = \left(\frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3}-1)} \right) \quad (3.53)$$

onde f é o fator de atrito para tubos lisos e é calculado através da relação de Petukhov:

$$f = (0,079 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (3.54)$$

Para tubos curtos com entradas de fluido em cantos vivos, o desenvolvimento térmico e hidrodinâmico das bordas irão resultar num incremento significativo no coeficiente de transferência de calor próximo à entrada. Para corrigir este fenômeno Duffie e Beckman (2006), sugerem a correlação de McAdams expressa pela Eq. 3.55:

$$Nu = Nu_{urb} \left[1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{0,7} \right] \quad (3.55)$$

onde L representa o comprimento do tubo.

Para fluxo laminar e constante no interior dos tubos o número de Nusselt é dado por:

$$Nu = 4,4 + \left[\left(\frac{0,00172(\text{Re Pr } D_i / L)^{1,66}}{1 + 0,00281(\text{Re Pr } D_i / L)^{1,29}} \right) \right] \quad (3.56)$$

Para um regime de fluxo laminar completamente desenvolvido no interior dos tubos o fator de atrito f é dado pela Eq. 3.57:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (3.57)$$

3.12 PERDA DE PRESSÃO NO COLETOR

A determinação da perda de pressão (ou de carga) é importante para a correta especificação, projeto e fabricação de um coletor solar. Dependendo da quantidade de tubos utilizados, seus respectivos diâmetros, comprimentos e tipos de junções, as perdas podem ser significativas exigindo assim redimensionamentos no sistema de bombeamento, quando for o caso. Para o equacionamento do problema, as perdas são divididas em distribuídas e localizadas. As perdas de carga distribuídas acontecem ao longo da tubulação que são expressas pela Eq. 3.58:

$$\Delta P_1 = \frac{\rho f L u^2}{2D_i} \quad (3.58)$$

onde ρ é a massa específica do fluido de trabalho, f o fator de atrito que será dado pela Eq. 3.54 ou Eq. 3.57 dependendo do regime de escoamento, laminar ou turbulento, L o comprimento da tubulação, u a velocidade do fluido dentro da tubulação.

As perdas de carga localizadas são expressas pela Eq. 3.59:

$$\Delta P_2 = \frac{\rho K_{\text{pressão}} u^2}{2} \quad (3.59)$$

onde $K_{\text{pressão}}$ é o coeficiente de perda de carga localizada.

O cálculo de perda de pressão total, ΔP_{total} , em um segmento de tubulação, é feito pela soma das perdas de pressão ao longo da tubulação, bem como as perdas localizadas e que são dadas pela Eq. 3.60:

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (3.60)$$

Para que seja determinada a perda de pressão total no coletor solar de placa plana torna-se necessária a multiplicação das perdas totais de um segmento pelo número de tubos que compõem o coletor.

3.13 EFICIÊNCIA DO COLETOR

Uma das maneiras de calcular o desempenho do coletor solar é calcular a sua eficiência, que é definida pela Eq. 3.61:

$$\eta = \frac{\int Q_u dt}{A_c \int G_T dt} \quad (3.61)$$

onde A_c é a área do coletor solar, G_T a radiação solar incidente no coletor e Q_u a taxa de calor útil transferido ao fluido de trabalho.

Além da temperatura do fluido de entrada do coletor, o tipo de superfície coletora, a quantidade de coberturas semi-transparentes, a intensidade da radiação solar e isolamento térmico utilizado irão interferir no desempenho do coletor solar.

A maneira mais simples para a determinação do desempenho térmico de um coletor é colocá-lo em operação, e a partir da exposição à radiação solar medir as temperaturas de entrada e saída do fluido, bem como sua taxa de massa. A taxa de calor útil, Q_u , pode então ser determinado por balanço de energia no coletor, conforme a Eq. 3.62.

$$Q_u = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (3.62)$$

Pode-se também caracterizar o coletor pelos parâmetros que indicam o balanço entre a energia térmica absorvida pelo coletor e a perda para o meio externo, e pode ser representada pelas Eq. 3.63 e 3.64:

$$Q_u = A_c[S - U_L(T_{pm} - T_a)] \quad (3.63)$$

ou

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L(T_i - T_a)] \quad (3.64)$$

3.14 MODIFICAÇÃO DO ÂNGULO DE INCIDÊNCIA SOLAR

Para expressar os efeitos do ângulo de incidência da radiação no desempenho térmico dos coletores solares de placa plana, um modificador de ângulo de incidência $k_{\tau\alpha}$, será adotado. Este modificador representa a dependência de $(\tau\alpha)$ no ângulo de incidência da radiação solar no coletor. O modificador angular é definido na Eq. 3.65:

$$k_{\tau\alpha} = \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \quad (3.65)$$

onde, neste caso, o sub-índice n representa o produto da transmitância-absortância para um ângulo de incidência normal à superfície do coletor.

3.15 TEMPERATURA DE ESTAGNAÇÃO DO COLETOR

Uma cobertura plástica poderá fundir quando a temperatura do coletor solar exceder seu ponto de fusão. Para evitar que isto aconteça e assegurar a tolerância térmica do coletor, a temperatura mais alta no coletor deve ser menor que a temperatura do ponto de fusão das coberturas e componentes plásticos do coletor solar. Entende-se por temperatura de estagnação, $T_{\text{máx}}$, a temperatura mais alta que pode ser obtida por um coletor. Esta temperatura poderá ser atingida quando o coletor não estiver em funcionamento, ou seja, quando o fluido de trabalho não circula. Neste caso, o ganho útil de um coletor será nulo e o balanço de energia no coletor será dado pela Eq. 3.66:

$$S = U_L(T_{pm} - T_a) \quad (3.66)$$

resultando assim na Eq. 3.67:

$$T_{\text{máx}} = T_a + \frac{S}{U_L} \quad (3.67)$$

3.16 PROGRAMA DE ENGENHARIA – EES

O “*Engineering Equation Solver*” (EES) é um programa computacional dedicado a soluções de engenharia, desenvolvido no Laboratório de Energia Solar da Universidade de Wisconsin, em Madison. Este programa é capaz de resolver equações matemáticas algébricas, diferenciais, complexas e permite realizar regressões lineares e não lineares. Além disto, é possível identificar inúmeras variáveis em sistemas complexos de equações. Além de funções matemáticas, o EES possui um banco de dados com as propriedades termodinâmicas da maioria dos materiais empregados em projetos de mecânica dos fluidos e transferência de calor.

O uso deste aplicativo de engenharia é muito bem vindo também em soluções para projetos de aquecimento de água com o uso de energia solar. Embora a teoria dos coletores solares de placa plana seja bem difundida, os programas de projetos ainda são muito caros e de difícil obtenção.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

As próximas etapas visam estudar a eficiência térmica de diferentes tipos de placas coletoras, materiais e perfil de superfície das unidades coletoras.

4.1 VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Com o objetivo de validar a metodologia de cálculo empregada foram utilizados dados experimentais de três coletores solares comerciais. Todos os testes foram realizados com pressão de trabalho de até 1000 kPa, velocidade do vento entre 2 e 3 m/s, refletância do solo de 0,4, ângulo de zero graus de incidência da radiação solar, temperatura ambiente de 30 °C, umidade do ar de 70% e radiação incidente de 975 W/m² para o coletor S-class e 800 W/m² para os demais.

Na Tab. 4.1 são apresentadas as características dos coletores que foram analisados experimentalmente e cujos resultados são comparados com os obtidos através do programa proposto por este estudo.

Tabela 4.1: Especificações dos coletores analisados

S-class	Ksole	Solares	Variável de entrada
Al	Cu	Cu	Material da placa coletora
Cu	Cu	Cu	Material dos tubos
$\alpha_n = 0,95$	$\alpha_n = 0,94$	$\alpha_n = 0,95$	Absortância da placa
$\beta = 45^\circ$	$\beta = 45^\circ$	$\beta = 45^\circ$	Inclinação do coletor
$L = 2,008$ m	$L = 2,007$ m	$L = 1,415$ m	Comprimento coletor
$L_p = 1,91$ m	$L_p = 1,967$ m	$L_p = 1,385$ m	Comprimento da placa

Tab. 4.1: Especificações dos coletores analisados (cont.)

S-class	Ksole	Solares	Variável de entrada
$k_b = 0,05 \text{ W/(mK)}$	$k_b = 0,038 \text{ W/(mK)}$	$k_b = 0,05 \text{ W/(mK)}$	Condutividade térmica do isolamento de base
$k_e = 0,05 \text{ W/(mK)}$	$k_e = 0,038 \text{ W/(mK)}$	$k_e = 0,05 \text{ W/(mK)}$	Condutividade térmica do isolamento lateral
$k_p = 211 \text{ W/(mK)}$	$k_p = 385 \text{ W/(mK)}$	$k_p = 385 \text{ W/(mK)}$	Condutividade térmica da placa coletora
$L_{cp} = 24 \text{ mm}$	$L_{cp} = 3,7 \text{ mm}$	$L_{cp} = 10 \text{ mm}$	Distância entre placa coletora e cobertura
$\varepsilon_{cl} = 0,88$	$\varepsilon_{cl} = 0,82$	$\varepsilon_{cl} = 0,88$	Emitância da cobertura
$\varepsilon_p = 0,16$	$\varepsilon_p = 0,04$	$\varepsilon_p = 0,86$	Emitância da placa
$th_{cl} = 72 \text{ mm}$	$th_{cl} = 90 \text{ mm}$	$th_{cl} = 79 \text{ mm}$	Espessura total do coletor
$th_{ib} = 40 \text{ mm}$	$th_{ib} = 50 \text{ mm}$	$th_{ib} = 50 \text{ mm}$	Espessura do isolamento de base
$th_{ie} = 15 \text{ mm}$	$th_{ie} = 50 \text{ mm}$	$th_{ie} = 5 \text{ mm}$	Espessura do isolamento lateral
$th_p = 0,4 \text{ mm}$	$th_p = 0,22 \text{ mm}$	$th_p = 0,2 \text{ mm}$	Espessura da placa coletora
$W = 0,04338 \text{ m}$	$W = 0,1076 \text{ m}$	$W = 0,123 \text{ m}$	Distanciamento entre tubos

Tab. 4.1: Especificações dos coletores analisados (cont.)

S-class	Ksole	Solares	Variável de entrada
$L_c = 1,01$ m	$L_c = 1,008$ m	$L_c = 1,014$ m	Largura do coletor
$L_{pl} = 0,911$ m	$L_{pl} = 0,968$ m	$L_{pl} = 0,984$ m	Largura da placa
$\dot{m} = 0,01701$ kg/s	$\dot{m} = 0,01712$ kg/s	$\dot{m} = 0,01586$ kg/s	Taxa mássica da água
$N_{tubos} = 21$	$N_{tubos} = 9$	$N_{tubos} = 8$	Número de tubos
$\tau_{cl} = 0,905$	$\tau_{cl} = 0,91$	$\tau_{cl} = 0,82$	Transmitância da cobertura
$D = 10$ mm	$D = 8$ mm	$D = 15$ mm	Diâmetro externo do tubo
$D_i = 7$ mm	$D_i = 6,6$ mm	$D_i = 14,2$ mm	Diâmetro interno do tubo

Com o objetivo de validar a metodologia de cálculo empregada foram utilizados dados experimentais de três coletores solares comerciais. Os dados usados correspondem ao teste de um coletor solar, modelo S-Class, fabricado pela RM-Solar, realizado pelo *Test Center for Thermal Solar Systems* do *Fraunhofer Institut Solare Energie Systeme* (2006), da Alemanha. O coletor testado possui tubos de cobre com placa coletora de alumínio e cobertura de vidro. O coletor Ksole, testado pelo *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik* (ITW, 2002), é fabricado com tubos e placa coletora de cobre e cobertura de vidro. O coletor Solares, fabricado pela Kobrasol de Santa Catarina, possui placa coletora e tubos de cobre, com uma cobertura de vidro. Esse coletor também foi testado pelo *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik* (ITW, 2002b). As especificações construtivas de todos os coletores utilizados na comparação estão apresentadas na Tab. 4.1 e os dados de testes são mostrados nas Tab. 4.2, 4.4, e 4.6. Já os dados comparativos obtidos por cálculo através do programa são apresentados nas Tab. 4.3, 4.6 e 4.8, respectivamente.

Tabela 4.2: Resultados experimentais do coletor solar S-Class

$T_i, ^\circ\text{C}$	$T_o, ^\circ\text{C}$	$\Delta T, ^\circ\text{C}$	$T_m, ^\circ\text{C}$	$T_a, ^\circ\text{C}$	$(T_m - T_a)/G_T, \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$	$\eta_i, \%$
23,04	32,94	9,90	27,99	29,58	-0,0016	82,2
23,05	32,95	9,90	28,00	29,72	-0,0017	82,2
23,05	32,96	9,91	28,00	29,72	-0,0018	82,3
46,16	54,38	8,22	50,27	30,00	0,0211	70,2
46,18	54,42	8,24	50,3	29,97	0,0208	70,3
46,20	54,45	8,25	50,32	29,98	0,0209	70,4
69,29	75,85	6,56	72,57	30,75	0,0429	56,7
69,30	75,87	6,56	72,58	30,73	0,0429	56,7
69,32	75,88	6,56	72,6	30,71	0,0429	56,7
92,14	96,99	4,85	94,56	30,94	0,0652	41,3
92,16	97,01	4,86	94,59	31,10	0,0651	41,3
92,18	97,04	4,86	94,61	31,12	0,0651	41,3

Com os dados dos materiais empregados para construção do coletor, geometria e condições de teste (radiação incidente e temperatura ambiente) utiliza-se o programa desenvolvido para calcular o desempenho térmico desse coletor. Os resultados obtidos são apresentados na Tab. 4.3:

Tabela 4.3: Resultados calculados para o coletor solar S-Class

$T_i, ^\circ\text{C}$	$T_o, ^\circ\text{C}$	$\Delta T, ^\circ\text{C}$	$T_m, ^\circ\text{C}$	$T_a, ^\circ\text{C}$	$(T_m - T_a)/G_T, \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$	$\eta_i, \%$
23,04	32,39	9,354	27,72	29,58	-0,0016	82,5
23,05	32,41	9,358	27,73	29,64	0,004464	79,4
23,05	32,41	9,363	27,73	29,72	0,01053	76,1
46,16	54,08	7,924	50,12	29,72	0,01659	72,8
46,16	54,12	7,940	50,15	29,97	0,02265	69,4
46,20	54,14	7,940	50,17	29,98	0,02872	65,9
69,29	75,74	6,454	72,52	30,75	0,03478	62,4

Tabela 4.4: Resultados calculados para o coletor solar S-Class (cont.)

$T_i, ^\circ\text{C}$	$T_o, ^\circ\text{C}$	$\Delta T, ^\circ\text{C}$	$T_m, ^\circ\text{C}$	$T_a, ^\circ\text{C}$	$(T_m - T_a)/G_T, \text{m}^2\text{C/W}$	$\eta_i, \%$
69,30	75,75	6,452	72,53	30,73	0,04085	58,8
69,32	75,77	6,449	72,54	30,71	0,04691	55,1
92,14	97,00	4,859	94,57	30,94	0,05297	51,4
92,16	97,03	4,869	94,59	31,10	0,05904	47,6
92,18	97,05	4,869	94,61	31,12	0,0651	43,8

A comparação entre os resultados experimentais e os calculados para este coletor é apresentada na Fig. 4.1. Para esse caso e todos os demais que serão apresentados na continuação, as linhas com quadrados representam os resultados obtidos experimentalmente e as linhas com triângulos os dados calculados pelo programa.

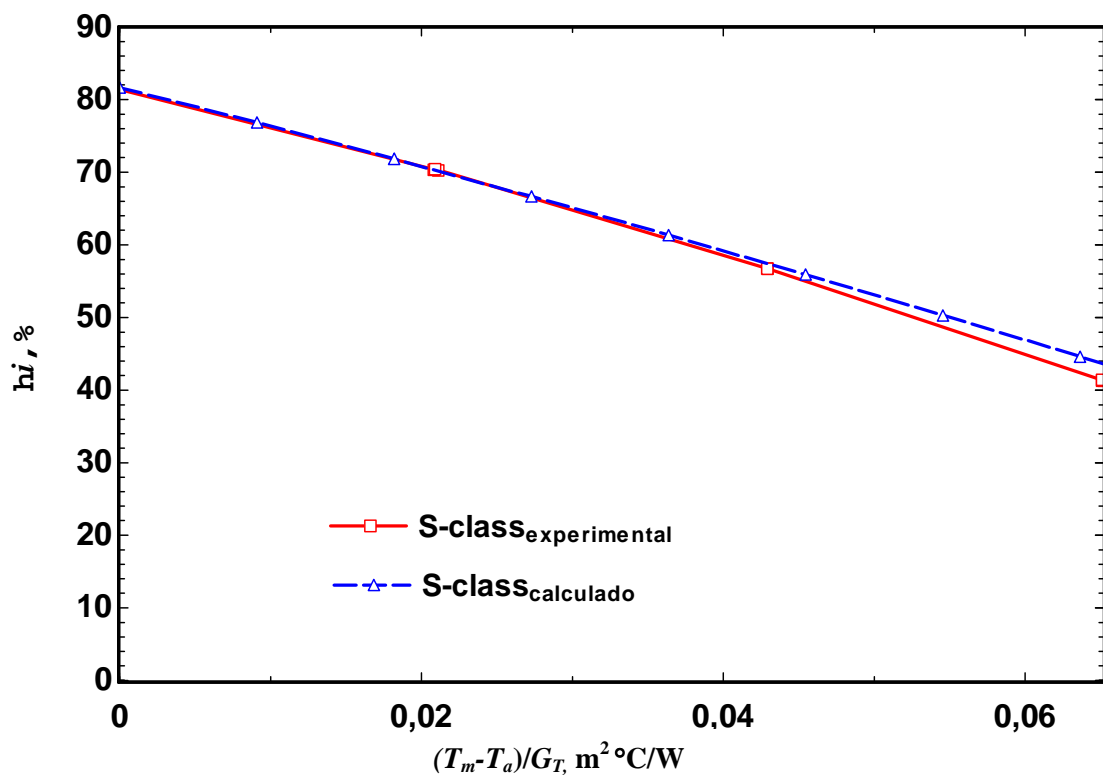


Figura 4.1: Curvas de eficiência comparativas entre resultados experimentais e calculados do coletor *S-Class*

Como se pode observar neste caso as maiores diferenças nas eficiências instantâneas se localizam na extremidade direita do gráfico, onde a ocorre a maior diferença de temperatura de entrada em relação à temperatura ambiente. No modelo S-Class testado experimentalmente

a máxima eficiência instantânea é de 82,2%, enquanto que no calculado se chegou 81,72%. Já para menor eficiência constata-se um erro maior na ordem de 3% .

O segundo coletor utilizado para validação é o Ksole, cujos dados obtidos experimentalmente estão listados na Tab. 4.4 e os calculados na Tab. 4.6.

Tabela 4.5: Resultados experimentais do coletor solar Ksole

$(T_m - T_a)/G_T, \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$	$\eta_i, \%$
0,00	73,0
0,01	69,2
0,02	64,9
0,03	60,4
0,04	55,6
0,05	50,4
0,06	44,9
0,07	39,0
0,08	32,9
0,09	26,4
0,10	19,6

Tabela 4.6: Resultados calculados para o coletor Ksole

$T_i, \text{ }^\circ\text{C}$	$T_o, \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T, \text{ }^\circ\text{C}$	$T_m, \text{ }^\circ\text{C}$	$T_a, \text{ }^\circ\text{C}$	$(T_m - T_a)/G_T, \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$	$\eta_i, \%$
22,52	37,48	14,960	30	30,2	0,00	73,6
31,00	45,00	13,990	38	30,2	0,01	68,6
39,50	52,50	13,000	46	30,2	0,02	63,5
48,01	59,99	11,990	54	30,2	0,03	58,4
56,53	67,47	10,950	62	30,2	0,04	53,1
65,06	74,94	9,875	70	30,2	0,05	47,7
73,61	82,39	8,775	78	30,2	0,06	42,2
82,18	89,82	7,646	86	30,2	0,07	36,7
90,75	97,25	6,490	94	30,2	0,08	31,0
99,35	104,70	5,307	102	30,2	0,09	25,3
108,00	112,00	4,097	110	30,2	0,10	19,4

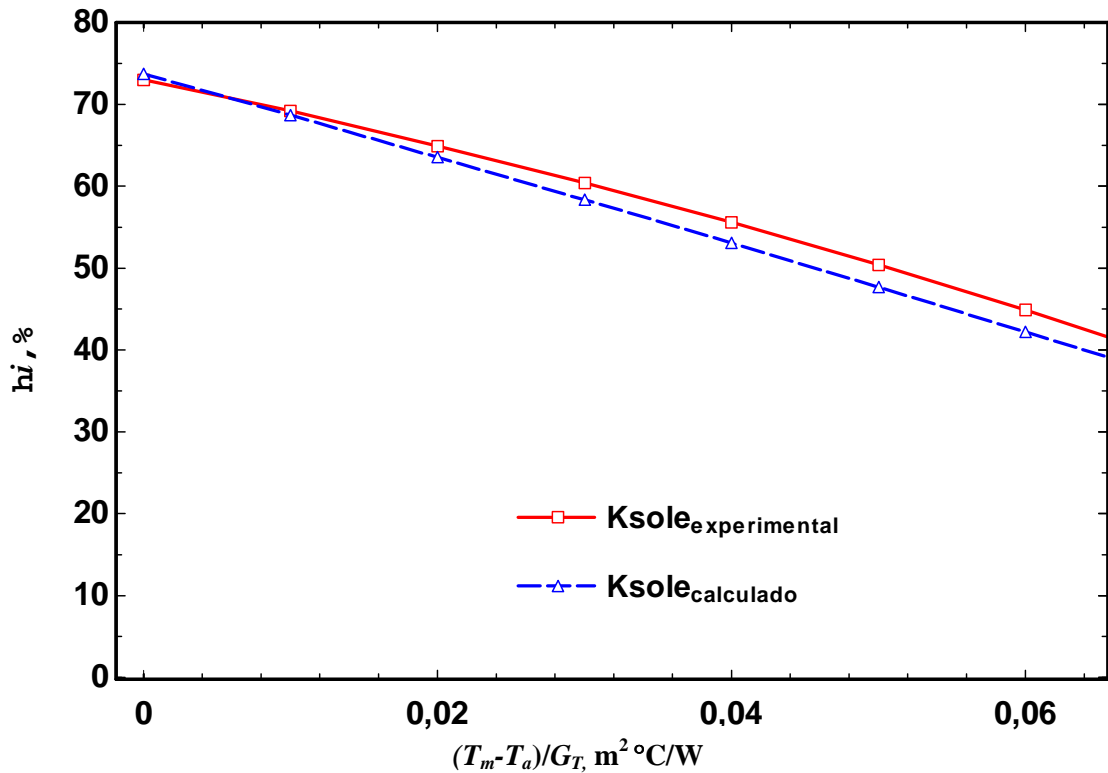


Figura 4.2: Curvas de eficiência comparativas entre resultados experimentais e calculados do coletor K-Sole

Para o caso do coletor solar Ksole, mostrado na Fig. 4.2, testado pelo *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik* de Stuttgart, Alemanha (ITW), os resultados apresentam maior diferença na temperatura de entrada do fluido de 65,14°C. Para esta faixa de temperatura os dados experimentais apontam uma eficiência de 50,4%, enquanto que o calculado 47,67%. Isto representa uma diferença na eficiência deste ponto de 2,73%. Neste caso o coletor solar analisado possui tubos de cobre com placa coletora de alumínio, cobertura de vidro e demais especificações listadas na Tab. 4.1.

O terceiro coletor utilizado para validação é o Solares, onde os dados obtidos experimentalmente estão listados na Tab. 4.7 e os calculados na Tab. 4.8.

Tabela 4.7: Resultados experimentais do coletor solar Solares

$(T_m - T_a)/G_T, \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$	$\eta_i, \%$
0,00	69,9
0,01	63,6
0,02	56,8

Tabela 4.6: Resultados experimentais do coletor solar Solares (cont.)

$(T_m - T_a)/G_T, \text{ m}^2\text{°C/W}$	$\eta_i, \%$
0,03	49,3
0,04	41,3
0,05	32,7
0,06	23,5
0,07	13,7
0,08	3,4
0,09	0,0
0,10	0,0

Tabela 4.8: Resultados calculados para o coletor Solares

$T_i, \text{°C}$	$T_o, \text{°C}$	$\Delta T, \text{°C}$	$T_m, \text{°C}$	$T_a, \text{°C}$	$(T_m - T_a)/G_T, \text{ m}^2\text{°C/W}$	$\eta_i, \%$
24,73	35,27	10,55	30	30,2	0,00	67,57
33,28	42,72	9,43	38	30,2	0,01	60,66
41,85	50,15	8,29	46	30,2	0,02	53,56
50,44	57,56	7,11	54	30,2	0,03	46,26
59,05	64,95	5,90	62	30,2	0,04	38,77
67,68	72,32	4,64	70	30,2	0,05	31,09
76,32	79,68	3,35	78	30,2	0,06	23,22
84,99	87,01	2,01	86	30,2	0,07	15,15
93,68	94,32	0,64	94	30,2	0,08	6,90
102,00	102,00	-2,696E-09	102	30,2	0,09	0,00
110,00	110	0,00	110	30,2	0,10	0,00

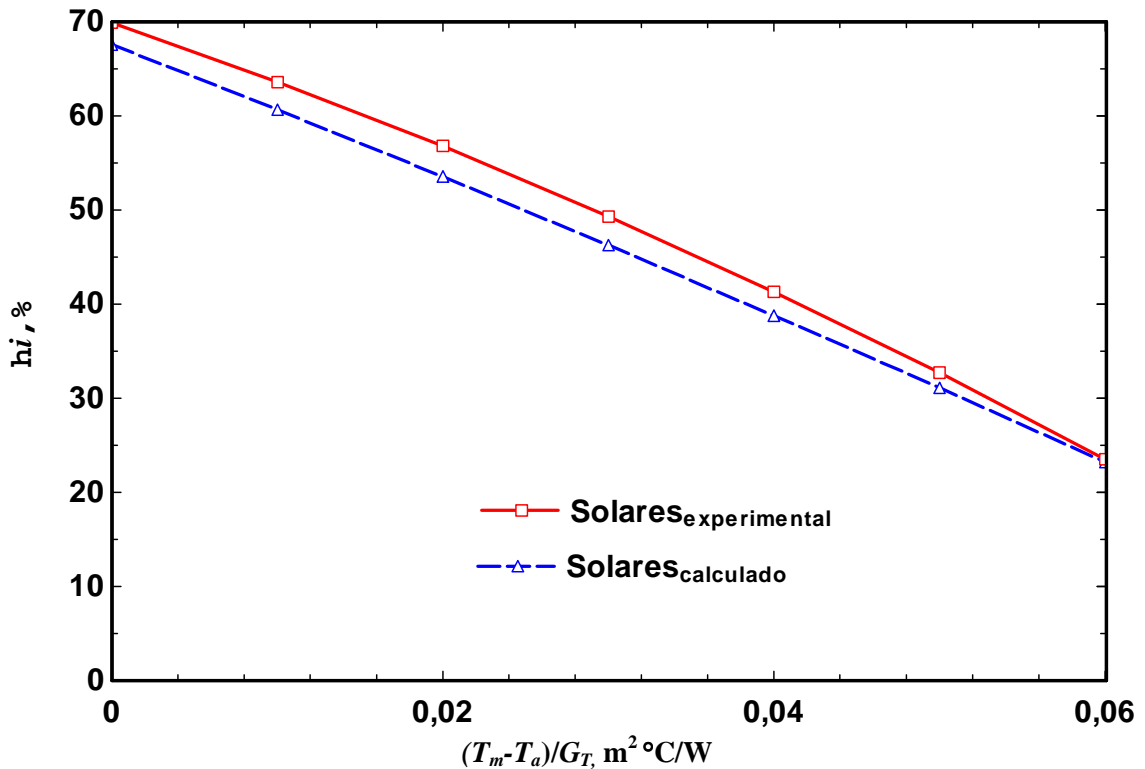


Figura 4.3: Curvas de eficiência comparativas entre resultados experimentais e calculados do coletor Solares

Na Fig. 4.3 está representada a comparação entre os valores calculados e o experimental para o coletor solar modelo Solares, fabricado pela Kobrasol de Santa Catarina e testado pelo ITW. A diferença entre os resultados é maior na menor temperatura de entrada do fluido. Para esta faixa de temperatura os dados experimentais apontam uma eficiência de 69,9%, enquanto que o calculado 67,3%. Isto representa uma diferença na eficiência deste ponto de 2,6%. Neste caso o coletor solar analisado possui tubos de cobre, placa coletora de alumínio e cobertura de vidro.

Pela observação das Fig. 4.1, 4.2 e 4.3, pode notar-se que os valores estimados da eficiência dos coletores são lineares com relação à abscissa, ao contrário do que acontece nos testes. Esse efeito surge a partir da adoção no modelo de um coeficiente de transferência de calor, U_L , que é considerado como uma função linear da diferença de temperatura entre a placa coletora e o meio. Como as perdas térmicas do coletor são uma combinação de dois processos, convecção e radiação, que são não-lineares (Khoukhi e Maruyama, 2005), os resultados apresentam pequenas diferenças, conforme comentado. No entanto, para fins de dimensionamento e estudo do efeito dos diversos parâmetros de projeto do coletor no seu desempenho térmico, os resultados obtidos mostram-se bastante satisfatórios.

4.2 SIMULAÇÃO COM OUTRAS GEOMETRIAS E MATERIAIS

Feitas as validações demonstradas nas seções anteriores, agora serão apresentados resultados de outras análises utilizando materiais poliméricos para os tubos e placas absorvedoras e também o uso alumínio de minicanais, como apresentado na Fig. 4.4 e comentados na seqüência.

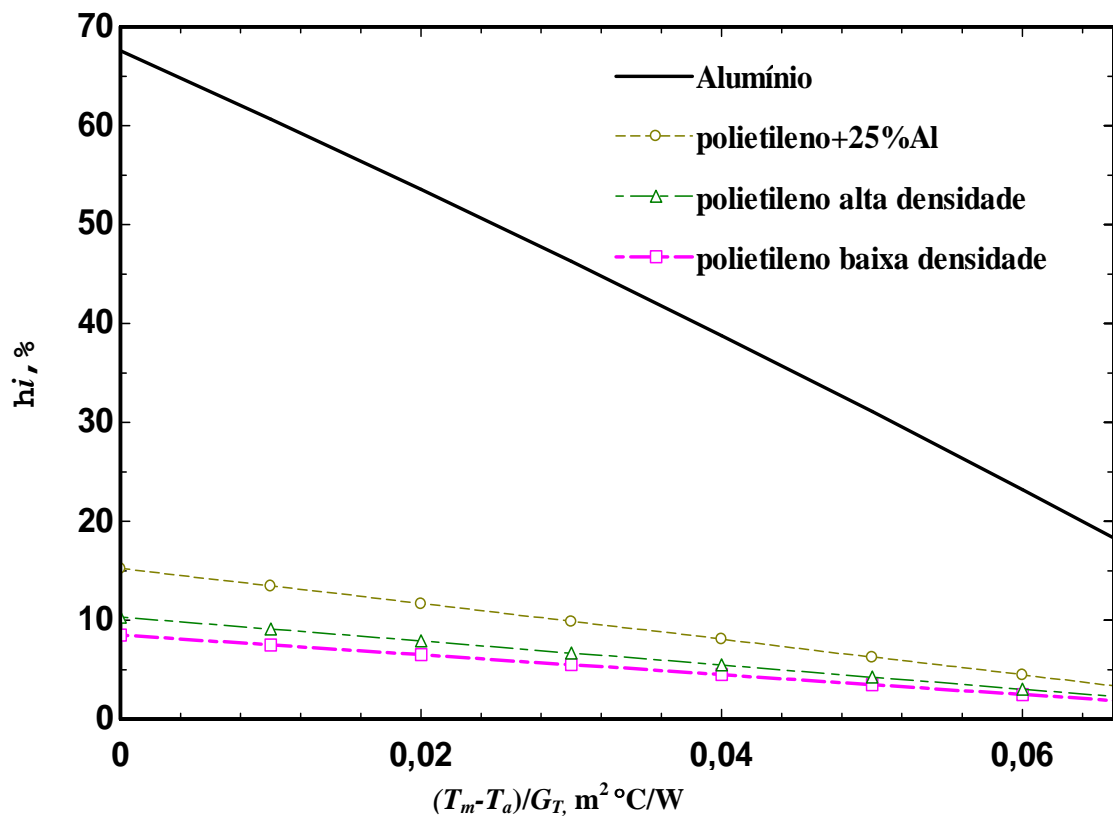


Figura 4.4: Curvas de eficiência comparativas entre placas coletoras fabricadas com diferentes tipos de materiais.

Nas curvas mostradas na Fig. 4.4, todos os quatro coletores simulados apresentam cobertura de vidro, onde se observa um desempenho térmico bastante baixo quando se trata de placas coletoras construídas de polietileno. Em todos os coletores analisados na Fig. 4.4, foram inseridos no programa de cálculo as mesmas variáveis de entrada utilizadas no modelo apresentado na Fig. 4.3 alterando apenas o material da placa e tubo com suas características óticas e térmicas.

Para o polietileno + 25% Al 203, a condutividade é de 1,6 W/mK; para o polietileno de alta densidade, $k = 0,52$ W/mK e para o polietileno de baixa densidade, $k = 0,33$ W/mK. Com isto, pode se deduzir que o uso de geometrias similares às convencionais para a fabricação de

coletores poliméricos não produzem bons resultados, principalmente devido às propriedades térmicas do material utilizado. Por outro lado, o incremento no número de tubos do coletor polimérico, ocupando toda a sua largura, pode apresentar um resultado satisfatório, conforme mostrado na Fig. 4.5. Esses resultados mostram que é possível projetar um coletor polimérico que apresente um bom desempenho térmico a baixos custos de fabricação, contrapondo assim o problema da baixa condutividade térmica dos materiais poliméricos.

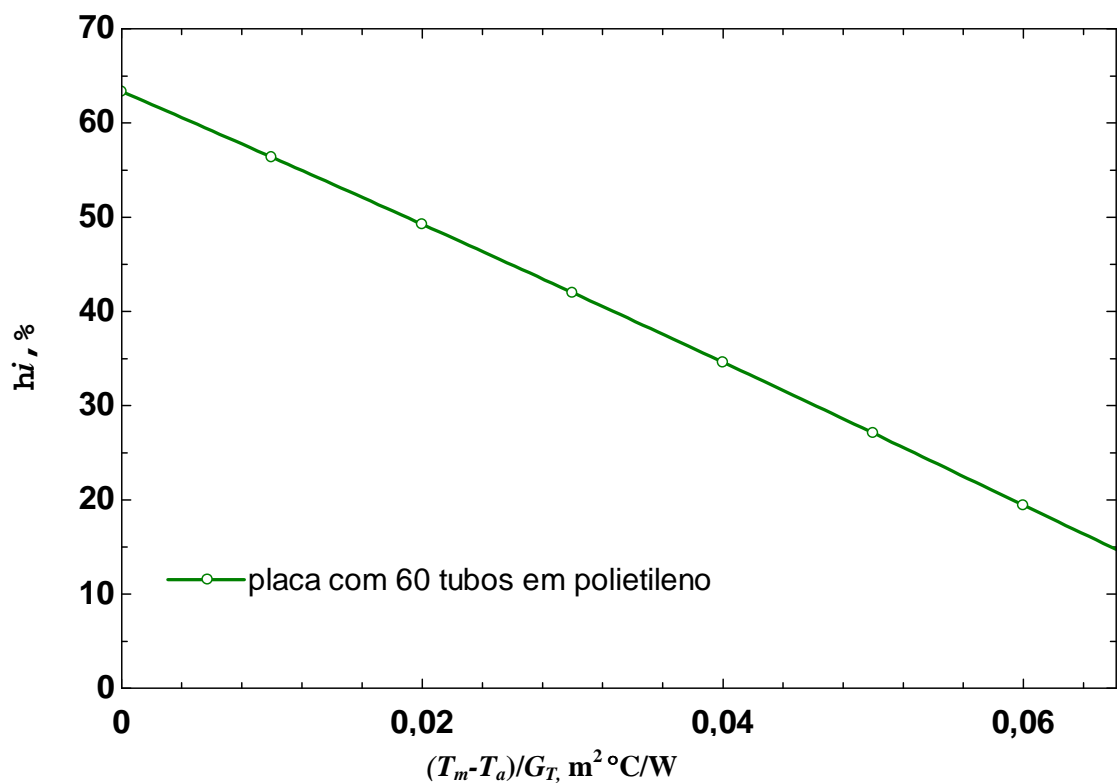


Figura 4.5: Curva de eficiência de coletor com 60 tubos em polietileno de alta densidade

4.2.1 Coletor Solar Plano de Alumínio Multicanal Liso

A proposta deste tipo de coletor solar plano utiliza varetas de alumínio extrudado, com perfil especial dotado de mini canais, conforme mostrado na Fig. 4.6.



Figura 4.6: Vareta de alumínio multicanal

Estas varetas, que possuem sete mini canais cada, são montadas uma ao lado da outra formando uma placa coletora. No caso de uma placa com 980 mm de largura poderiam ser montados lado a lado 340 mini canais, cuja eficiência global do coletor pode ser observada na Fig. 4.7.

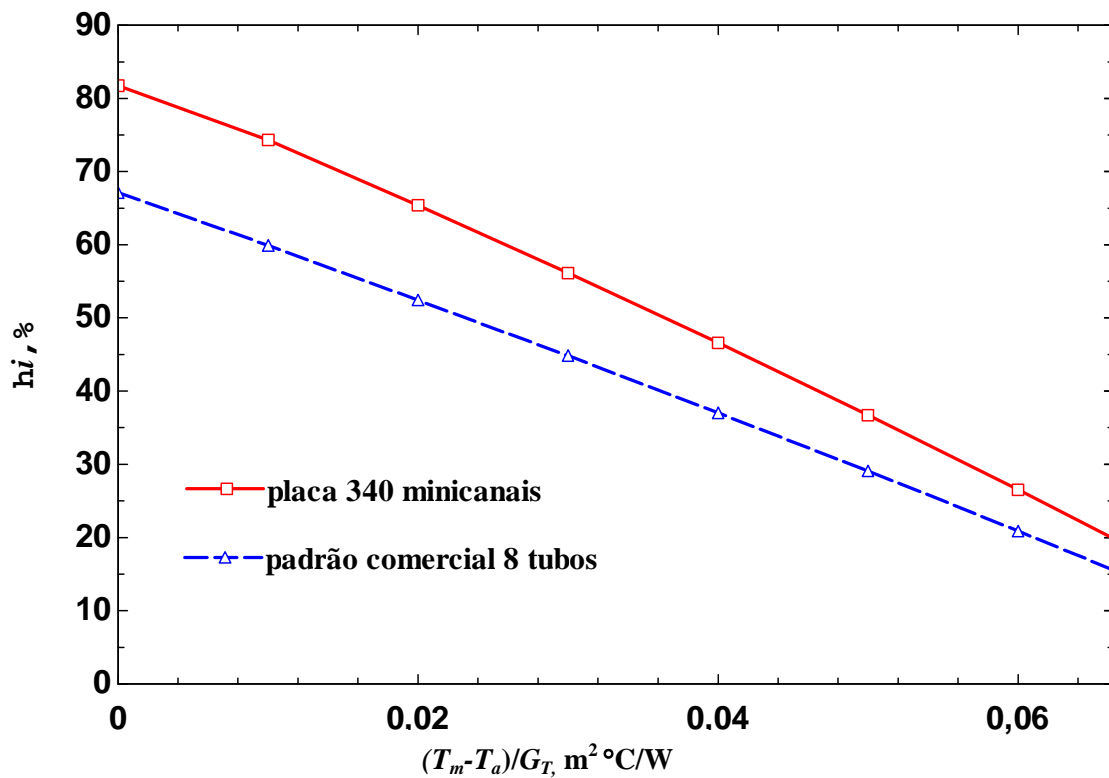


Figura 4.7: Curva de eficiência de placa em alumínio com 340 minicanais e placa comercial de 8 tubos

Com o incremento acentuado de tubos a eficiência máxima aumenta de 67% para 81,2%. Para esta simulação a placa coletora que apresenta uma eficiência de 67% possui oito tubos com diâmetro interno de 14,2 mm (modelo Solares), enquanto que o modelo de coletor usando varetas com minicanais apresenta uma configuração de 340 canais com 1,6 mm de diâmetro equivalente e ambos operando com uma vazão de 60 kg h^{-1} . Obviamente que o aumento do número de tubos tornará este sistema mais caro e com prováveis problemas de incrustação. Além disto, ocorrerá também uma significativa perda de carga que obrigará o uso de uma bomba centrífuga para permitir a circulação do fluido.

4.2.2 Coletor Solar Plano de Policarbonato Multicanal Liso

Os policarbonatos são um tipo particular de poliéster de cadeia longa, que são formados por grupos funcionais unidos por grupos carbonato. São moldáveis quando aquecidos e por isto fazem parte da família dos termoplásticos. O tipo de policarbonato utilizado nesta análise é baseado no bisfeno do tipo A, semi-transparente, conforme apresentado na Fig. 4.8. Os policarbonatos apresentam uma semelhança com o vidro, porém altamente resistentes ao impacto, boa estabilidade dimensional, boas propriedades elétricas, boa resistência ao escoamento sob carga e à intempérie e resistente à chama. Por outro lado, o policarbonato possui um ponto de fusão em torno de $138 \text{ }^\circ\text{C}$, que impõe certas restrições ao seu uso em determinados projetos de coletores solares e também regiões à serem instalados.

Embora haja a limitação do baixo ponto de fusão, o policarbonato está se tornando um material comum no uso do dia-a-dia e tem se tornado mais acessível com o passar dos anos, o que justifica pesquisas sobre a empregabilidade deste material em placas coletoras solares.

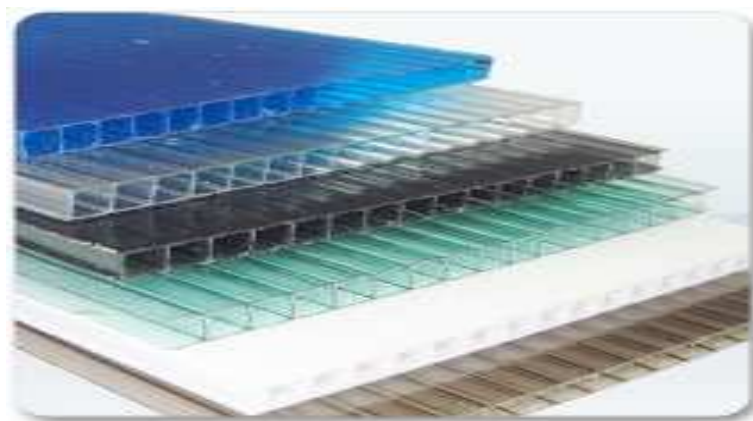


Figura 4.8: Placas de policarbonato alveolar

Para o entendimento do comportamento do policarbonato como placa coletora a Fig. 4.9 apresenta uma simulação do rendimento de um coletor com este tipo de material. A condutividade térmica desse material é 0,2 W/mK com 140 tubos distribuídos uniformemente ao longo do coletor.

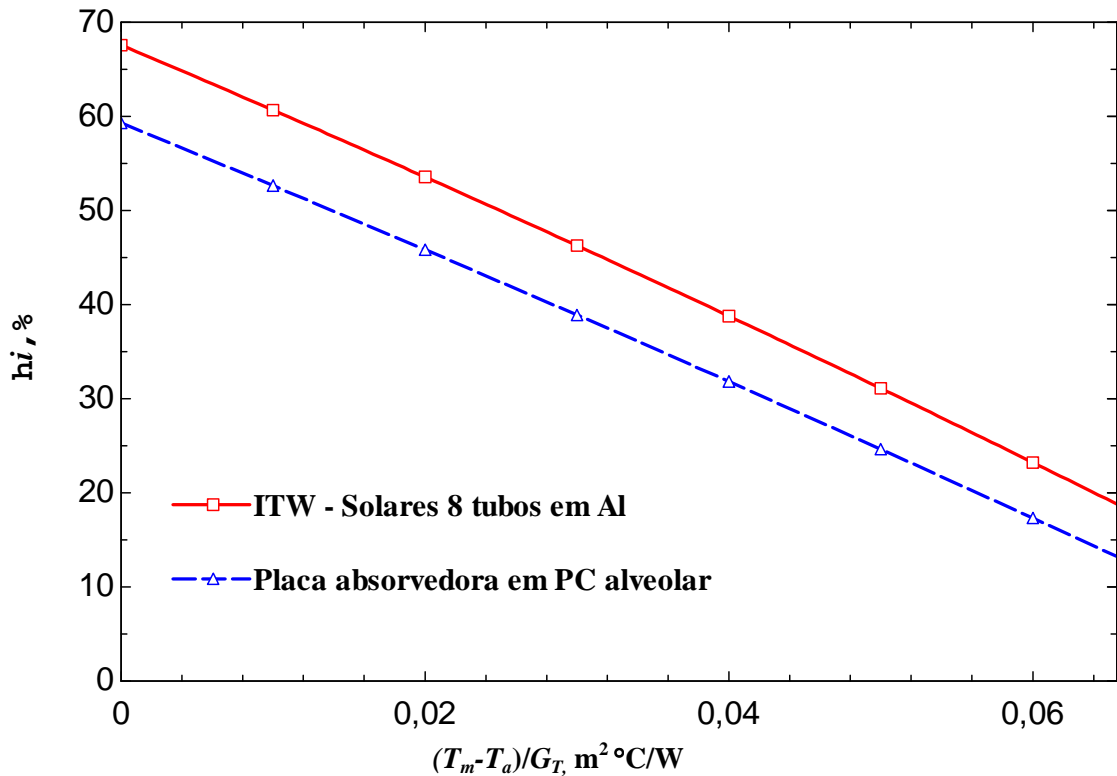


Figura 4.9: Placas de policarbonato alveolar

4.3 EFEITO DOS PARÂMETROS DE PROJETO

Com o uso do programa desenvolvido para este trabalho é possível investigar o efeito da mudança de alguns parâmetros de projeto de coletores solares planos. Com base nisso serão apresentados alguns estudos sobre o tema.

4.3.1 Número de Tubos

O efeito do número de tubos em um coletor solar de placa plana está ilustrado na Fig. 4.10. Quando o número de tubos aumenta o espaçamento entre tubos W diminui e o fator de remoção de calor F_R aumentará, enquanto que o produto da transmitância-absortância ($\tau\alpha$) se manterá constante. Desta maneira com o aumento do número de tubos ocorre também um acréscimo na eficiência instantânea do coletor, sendo que o ponto ótimo dependerá mais dos custos de construção do coletor. Na Fig. 4.10 foram utilizados os parâmetros óticos e

dimensionais do coletor Solares, descrito na Tab. 4.1, com a variação do número de tubos.

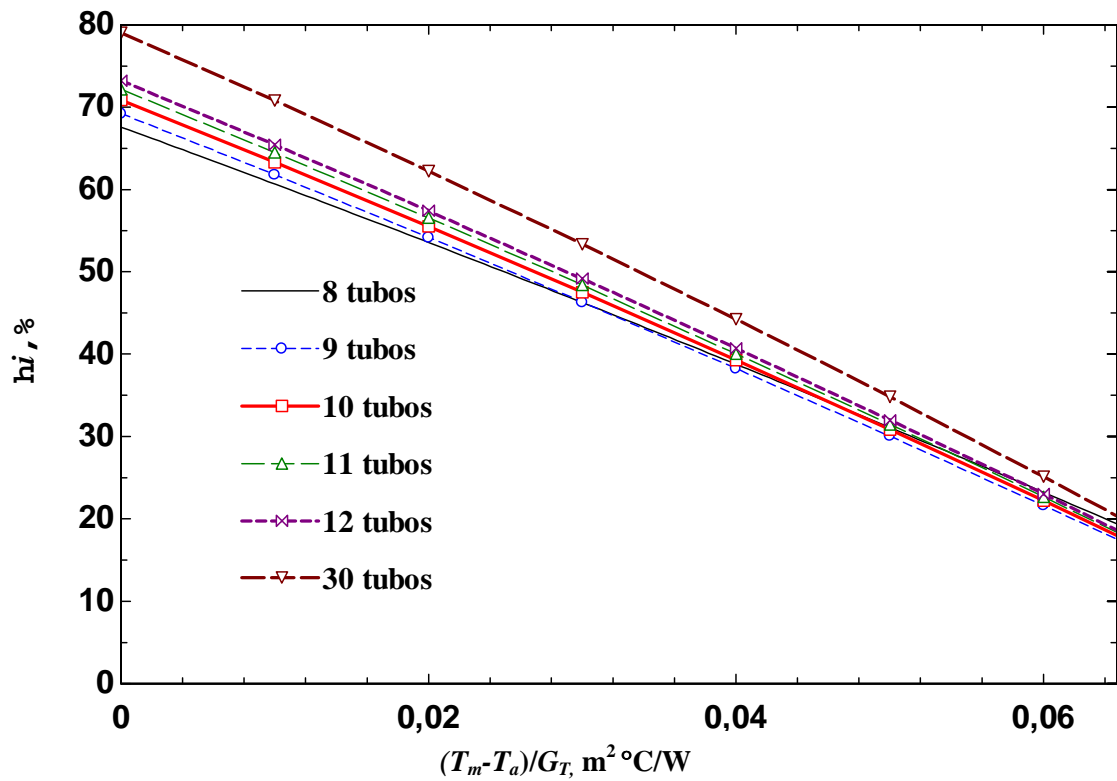


Figura 4.10: Efeitos da variação do número de tubos

Pode-se observar que a eficiência do coletor solar não aumenta proporcionalmente ao incremento do número de tubos, sendo esta análise importante para otimização do sistema. Por outro lado, o fator de eficiência da aleta, F , aumenta na medida em que aumenta o número de tubos e tenderá a um quando a distância entre tubos, W , for igual a zero, conforme mostrado na Fig. 4.11.

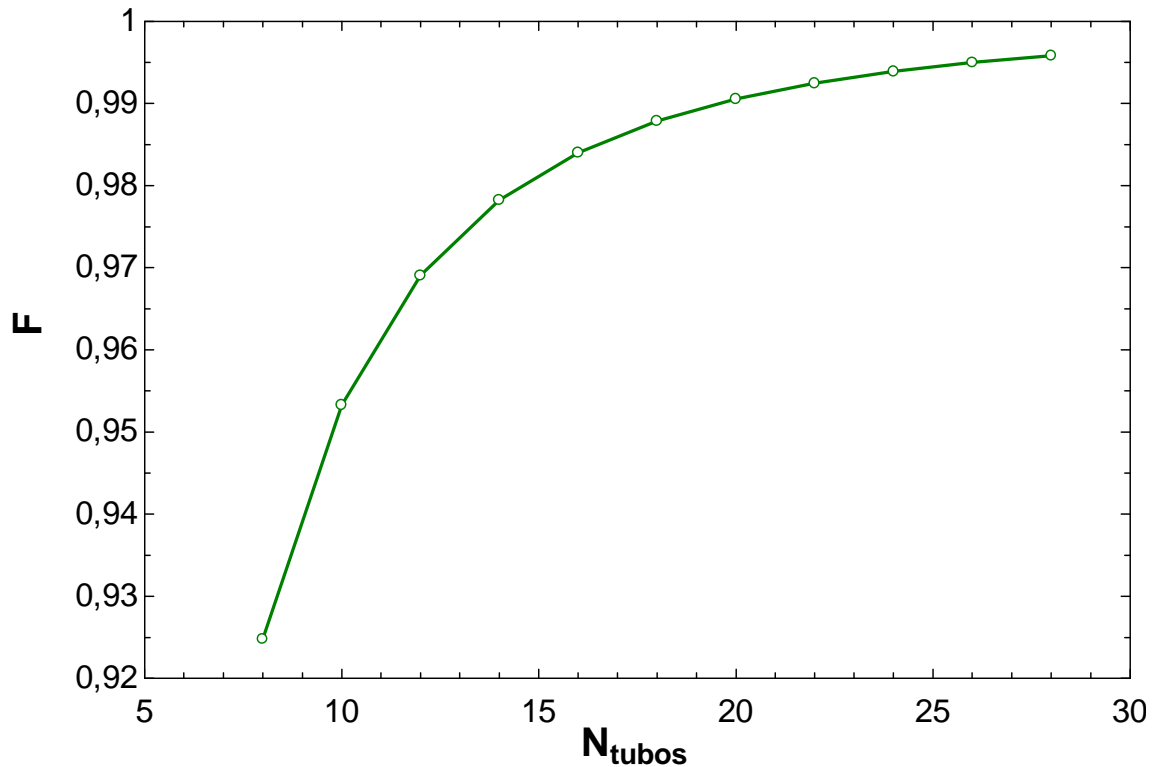


Figura 4.11: Efeito do número de tubos na eficiência da aleta, F

4.3.2 Efeito da Condutividade Térmica do Isolamento

Para este caso as conclusões seguem uma obviedade, pois quanto menor for a condutividade térmica do isolamento melhor será o rendimento térmico do coletor solar. Nas curvas apresentadas na Fig. 4.12 pode ser observado o desempenho do coletor solar de placa plana utilizando três tipos diferentes de isolamento lateral e de base. O melhor desempenho refere-se ao isolante poliuretano, com a menor condutividade térmica. A curva intermediária diz respeito ao isolamento de poliestireno e por fim o de lã de vidro que neste caso resultou em um coletor solar com o pior desempenho, pois este material apresenta a maior condutividade térmica dos três analisados.

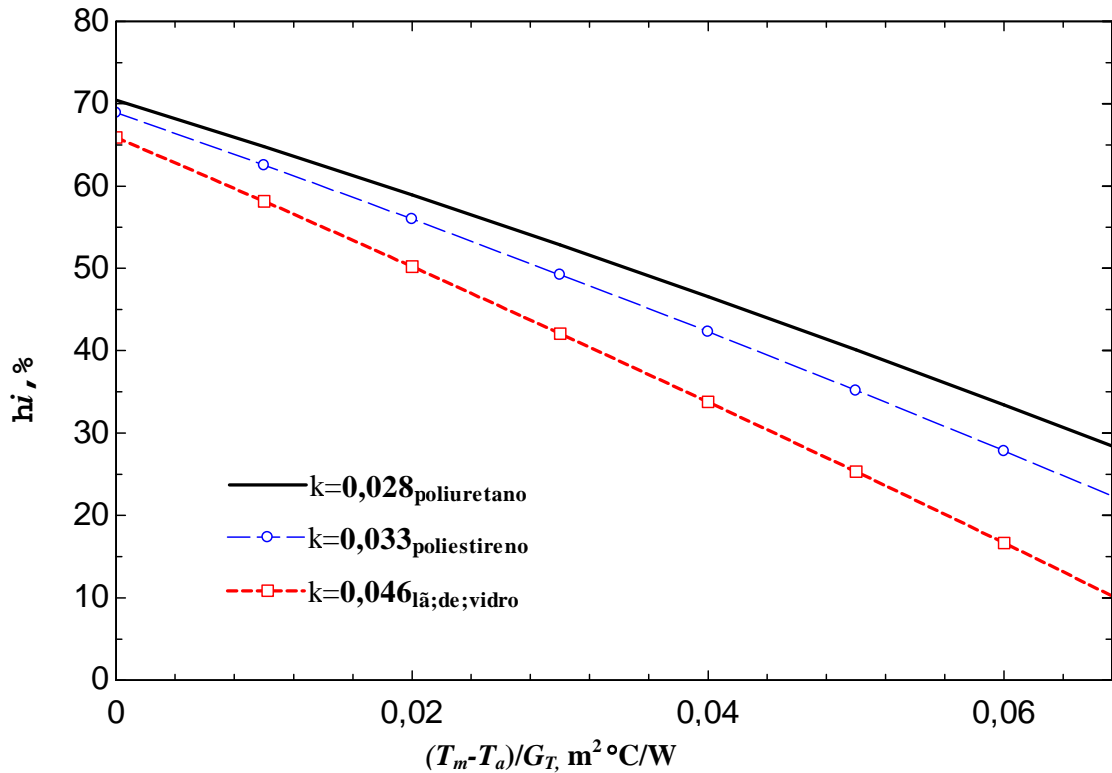


Figura 4.12: Efeitos da variação da condutividade térmica do isolamento

4.3.3 Efeito da Distância entre Cobertura e Placa Coletora

Em relação à distância entre a placa coletora e a cobertura observa-se uma significativa diferença nos valores da eficiência instantânea do coletor, principalmente quando ocorrem maiores amplitudes na diferença da temperatura de entrada do fluido e a do ambiente. Esta distância influirá diretamente no calor trocado por convecção entre as placas paralelas e, conseqüentemente contribuirá diretamente para as perdas de calor pelo topo que irá influir, sobretudo na eficiência do coletor, conforme demonstrado na Fig. 4.13:

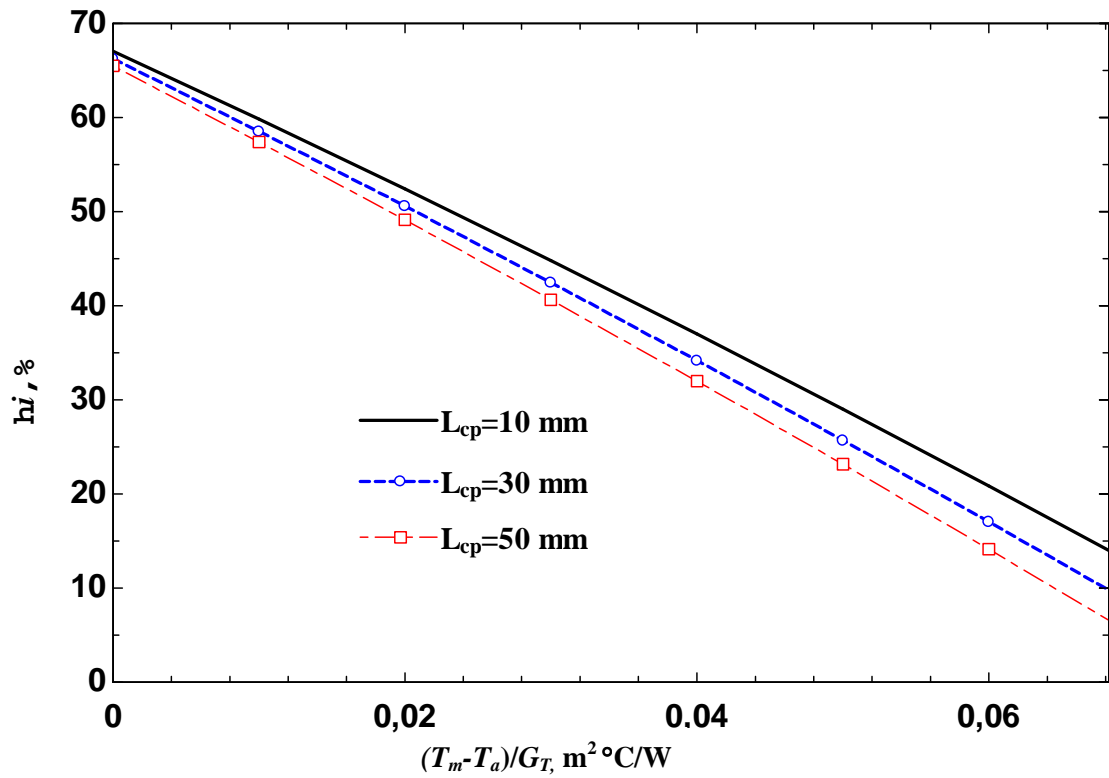


Figura 4.13: Efeito da variação da distância entre cobertura e placa plana na eficiência do coletor

4.3.4 Efeito do Material da Cobertura

A relação entre a eficiência do coletor e o material utilizado como cobertura também foi analisada. Foram comparados o vidro e o policarbonato, mostrados na Fig. 4.14.

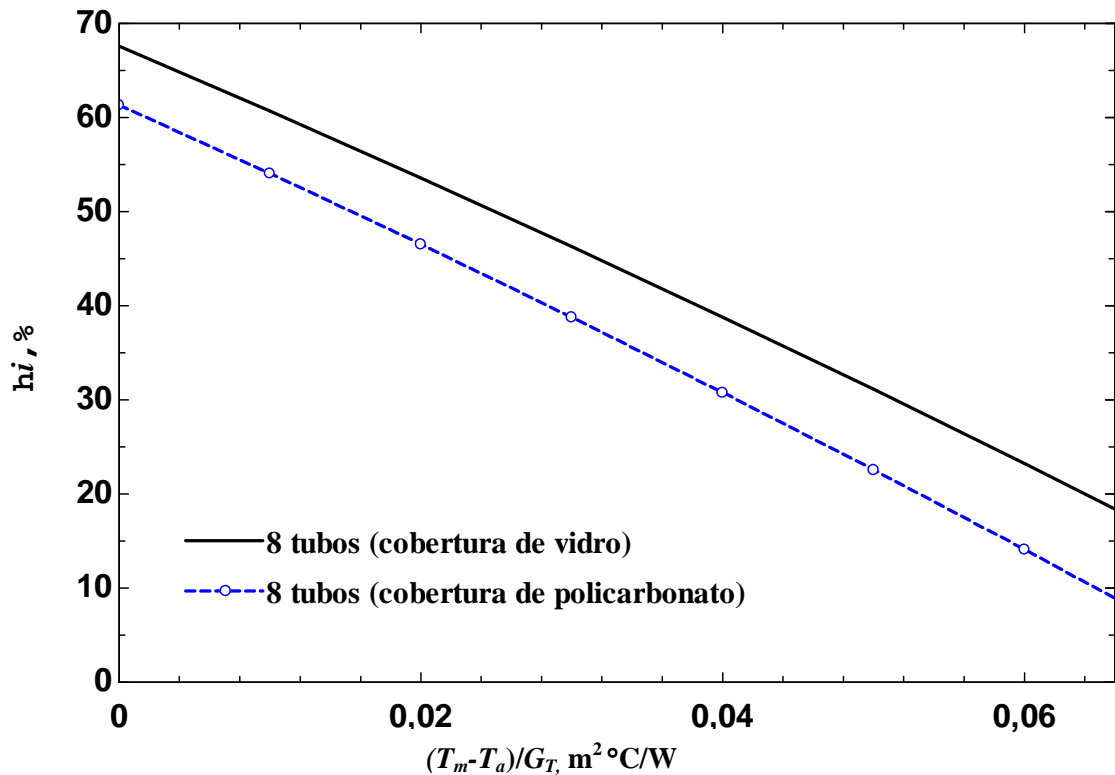


Figura 4.14: Efeitos da mudança do tipo de cobertura

Para os casos apresentados na Fig. 4.14 foi adotada uma transmitância da cobertura de vidro de 0,90 e para o policarbonato alveolar igual a 0,82 e para ambos os casos uma espessura de 4 mm. Para cada um dos materiais analisados foi utilizada a correlação para o número de Nusselt indicada por Hollands et al. (1976) para o vidro e Yiqin (1991) para materiais poliméricos. Estas duas situações podem ser observadas na Fig. 4.14, utilizando os mesmos parâmetros dimensionais do coletor Solares, onde ocorre uma sensível diferença no rendimento dos coletores com a mudança de material da cobertura.

5 CONCLUSÃO

O objetivo principal desse trabalho foi a elaboração de uma ferramenta computacional para dimensionamento e análise de coletores solares de placa plana. O programa é baseado em metodologia de Hottel-Bliss-Whillier, por ser largamente difundida sobre o cálculo das perdas térmicas do coletor e da distribuição de temperatura da placa absorvedora, bem como para o cálculo das propriedades óticas do sistema cobertura-placa absorvedora. O programa foi desenvolvido na plataforma EES (Engineering Equation Solver).

As validações que comparam os resultados calculados com os dados experimentais indicam que o programa de cálculo desenvolvido tem a capacidade de estimar o desempenho térmico tanto de um coletor já existente como de um novo que ainda se encontre em fase de projeto. A eficiência instantânea demonstrada nas comparações de validação é similar aos resultados experimentais, com erros máximos na ordem de 3% para casos analisados. Essas diferenças decorrem basicamente da adoção de um modelo linear para as perdas térmicas do coletor, considerando a diferença entre a temperatura média da placa absorvedora e do meio.

O programa também foi utilizado para a análise de coletores solares utilizando materiais poliméricos tanto para a superfície absorvedora quanto para a cobertura, uma vez que esse tema vem gerando muito interesse como possibilidade de redução dos custos de materiais e de fabricação desses coletores. Os resultados obtidos mostraram que, com o incremento do número de tubos, é possível obter rendimentos elevados, compensando dessa maneira a menor condutividade térmica do material do absorvedor. Esse mesmo efeito poderia ser obtido utilizando-se canais justapostos em substituição aos tubos convencionais, uma vez que o efeito desejado é o aumento da eficiência da aleta.

Também foi analisada a construção de coletores utilizando conjuntos de mini canais em uma estrutura de alumínio, onde foi verificado que a diminuição da seção de escoamento redundou em um incremento da eficiência do coletor, a despeito do aumento da perda de carga.

Para a operacionalização do programa foi adotado um balanço de energia de forma isolada para o coletor, através do confronto de resultados dos dados experimentais com os calculados, demonstrando que é possível reproduzir com certa precisão o comportamento térmico dos coletores solares de placa plana.

Por fim, considera-se a ferramenta computacional desenvolvida nesse trabalho adequada, eficiente, econômica e de fácil acesso para o dimensionamento e a simulação de sistemas solares de aquecimento de água operando em termossifão.

Como sugestões para a continuidade do trabalho pode-se enumerar:

- Adaptar as interfaces do programa de forma a facilitar a entrada de dados para simulação;
- Desenvolver aplicativo compilado, de forma a processar a simulação independentemente do EES;
- Ampliar o modelo matemático utilizado no programa, de forma a permitir simulações de eficiência em outros tipos de coletores solares (concentradores) e fluidos de trabalho (etilenoglicol);
- Ampliar o modelo matemático utilizado no programa, de forma a permitir simulações de eficiência em coletores solares planos utilizando outros
- Ampliar as análises do programa de forma a incorporar a eficiência de todo o sistema, incluindo coletor, tubulações e reservatório térmico.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAVA – Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento – www.portalabrava.com.br

ADDEO, A. **Plastic Solar Collectors for Low Energy' applications**. Applied Energy, Vol. 6, 1980, pp. 265-274.

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica, **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**, 2009 – www.aneel.gov.br

ASHRAE/ANSI Standard , **Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors**, American Society of Heating Refrigeration, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 10184: Coletores Solares Planos para Líquidos**. Determinação do rendimento térmico, 1983. 25p.

BERNINI, F. C. O., **Performance Modeling of Non-Metallic Flat Plate Solar Collectors**, Fiberglass Technical Center, Granville, OH, USA, 1984.

BEZERRA, A. M. **Aplicações Térmicas da Energia Solar**. 3.ed. João Pessoa: Ed. Universitária, UFPB, 1998. 242p.

BLAGA, A. **Use the Plastics in Solar Energy Applications**. Solar Energy, Vol. 21, 1978, pp. 331-338.

BLISS, R.W. **The Derivation of Several Plate-Efficiency Factors Useful in the Design of Flat-Plate Solar Heat Collectors**. In: Solar Energy. 4.ed. cap. 3, 1959, pp 55-64.

BOYLE, G. **Renewable energy: power for a sustainable future**. 2.ed. London: Oxford, 2004.

COSTA, E.R. **Limitações no Uso de Coletores Solares sem Cobertura para Sistemas Domésticos de Aquecimento de Água**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, 2002, 82p.

CRISTOFARI C.; NOTTON G.; POGGI P.; LUCHE A. **Modelling and Performance of a Copolymer Solar Water Heating Collector**. In: Solar Energy. 72.ed. 2002. cap. 2, pp 99-112.

DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. 3.ed. New York: John Wiley & Sons, 2006. 908p.

EDLIN, F.E. **Plastic Glazings For Solar Energy Absortion Collectors**. Solar Energy, vol. 2, 1958, pp. 3-6.

ELETROBRÁS/PROCEL, **Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Uso – Classe Residencial**. Departamento de Planejamento e Estudos de Conservação de Energia – DPS. Gráfica Eletrobrás – Rio de Janeiro, 2009.

HOLLANDS, K. G. T.; UNNY, T. E.; RAITHBY, G. D.; LONICEK, L. **Free Convection Heat Transfer Across Inclined Air Layers**. Transactions of ASME Journal of Heat Transfer Vol. 98, p. 189-193, May 1976.

HOTTEL, H.C.; WOERTZ. **Performance of Flat Plate Solar Heat Collectors**. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, V. 64, p 91, 1942.

INCROPERA, E.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 4 ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1998. 494p.

INMET - **Instituto Nacional de Meteorologia**. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/>>. Acesso em: 20 nov. 2011.

INPE – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, **Atlas de Energia Solar do Brasil**, 2006 – www.inpe.gov.br.

INMETRO. www.inmetro.gov.br/qualidade/eficiencia.asp. Consulta em 30 de novembro de 2011.

JORGENSEN, G. **Durability Of Polymeric Glazing Materials For Solar Applications**. National Renewable Energy Laboratory, NREL/CP-520-34702, 2003, 15p.

JURADO, D.A.J. **Modelagem Dinâmica de um Sistema Solar Termossifão usando Coletores Atmosféricos de Plástico**. Dissertação de Mestrado, Uberlândia, FEMEC-UFU, 2004, 102p.

KAHLEN, S. **Aging Behavior of Polymeric Solar Absorber Materials**. Part 1: engineering plastics. Solar Energy, Vol. 84, No. 9, 2010 p. 1567-1576.

KEARNEY, M., **Polymeric Absorbers for Flat-Plate Collectors**: can venting provide adequate overheat protection. ASME J. of Solar Energy Eng., Vol. 127, 2005, p. 421-424.

KLEIN, S.A., **A design Produce for Solar Heating System**, PhD, University of Wisconsin Madison, WI, 1976.

KOO, J.M. **Development of a Flat-Plate Solar Collector Design Program**, Dissertação de Mestrado, University of Wisconsin-Madison, EUA, 1999, 139p.

KRENZINGER, A. **Superfícies Seletivas para Conversão Térmica da Energia Solar – Óxido de Cobre sobre Cobre**, Dissertação de Mestrado, PROMEC/UFRGS, Porto Alegre, 1979.

LIU, B.Y.H.; JORDAN, R.C. **The Long Term Average Performance of Flat-Plate Solar Energy Collectors**. Solar Energy, Vol.7, 1963, pp. 53-74.

McADAMS, W. H. **Heat Transmission**. 3 ed. New York: McGraw-Hill, 1954. 532p.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. ELETROBRÁS. Programa Nacional de

Conservação de Energia Elétrica (PROCEL). www.eletrobras.gov.br/procel.

NORTON, B., PROBERT, S.D., **Achieving Thermal Rectification In Natural-Circulation Solar-Energy Water Heaters.** , Applied Energy, Vol. 14,. p. 211-225. 1983

PRADO, R. T. A., **Levantamento do Estado da Arte: Energia Solar**, Projeto de Tecnologias para Construção Habitacional mais Sustentável, São Paulo, 2007, 60 p.

PEREIRA, E.B.; MARTINS, F.R.; ABREU, S.L.; RÜTHER, R., Atlas Brasileiro de Energia Solar. INPE – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 2006.

PEREIRA, R.C. **Eficiência Térmica de Coletores Solares de Baixo Custo.** 17º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências dos Materiais. Foz do Iguaçu, PR, 2006.

PONIWAS. www.Poniwas.com. Consulta em 30 de novembro de 2012.

RAMAN, R. **A Review Of Polymer Materials For Solar Water Heating Systems.** Journal of Solar Energy Engineering, vol. 122, 2000, pp. 92-100.

RATZEL, A.C.; BANNEROT, R.B. **Optimal Material Selection for flat-Plate Solar Energy Collectors Utilizing Commercially Available Materials.** 16th American Society of Mechanical Engineers and American Institute of Chemical Engineers, National Heat Transfer Conference, St. Louis, Mo., 1976.

RÍSPOLI, I.A.G. **O Aquecedor Solar Brasileiro – Teoria e Prática em Prol de uma Transferência de Tecnologia Sustentável.** Tese de Doutorado em Engenharia Civil – UNICAMP, Campinas, SP, 2008, p.146.

SIEGEL, R.; HOWELL, J.R. **Thermal Radiation Heat Transfer.** 3 ed. Washington: Hemisphere Publishing, 1992. p. 1080.

SOUZA, L.G.M.; GOMES. U.U. **Viabilidade Térmica, Econômica e de Materiais da Utilização de Tubos de PVC como Elementos Absorvedores em Coletores de um Sistema de Aquecimento de Água por Energia Solar.** Tese de doutorado do Programa de Doutorado em Ciência e Engenharia de Materiais, UFRN. 2002. p.164.

VAN NIEKERK, W.M.K. **Performance Modelling of a Parallel Tube Polymer Absorber.** Solar Energy, Vol. 58, 1996, pp. 39-44.

WHILLIER, A., **Solar Energy Collection and Its Utilization for House Heating,** D.Sc. Thesis in Mechanical Engineer- ing, M.I.T., Cambridge, Mass., 1953.

YIQIN, Y, HOLLANDS, K. G. T., BRUNGER, A. P., **Measured Top Heat Loss Coefficients for Flat Plate Collectors with Inner Teflon Covers,** Proceedings of the Biennial. Congress of the International Solar Energy Society, Denver, Colorado, USA, 1991, p. 1200.

7 APÊNDICE I - PROGRAMA DE CÁLCULO PARA COLETORES SOLARES DE PLACA PLANA

"Sub-rotinas***"**

```
Functionanalise_dim_coletor(Largura_coletor;Comprimento_coletor;espessura_coletor;
Largura_placa; Comprimento_placa; d_cp; espessura_placa; Tubo_diam_i; Tubo_diam_ext;
espessura_isol_base)
if (Largura_coletor<Largura_placa) thenCALLERROR(' A largura da placa coletora
(Largura_placa) é maior do que a largura do coletor (Largura_coletor).';Largura_placa)
if (Comprimento_coletor<Comprimento_placa) thenCALLERROR(' O comprimento da placa
coletora (Comprimento_placa) é maior do que o comprimento do coletor
(Largura_coletor).';Comprimento_placa)
espessura_tot = d_cp + espessura_placa + Tubo_diam_i + espessura_isol_base
if (espessura_coletor<espessura_tot) thenCALLERROR(' A espessura do coletor
(espessura_coletor) é menor do que o somatório dos dados(d_cp + espessura_placa +
Tubo_diam_i + espessura_isol_base).';espessura_coletor)
if (Tubo_diam_ext<Tubo_diam_i) thenCALLERROR(' O diâmetro externo do tubo deve ser
maior do que o interno.';Tubo_diam_ext)
analise_dim_coletor = 0
End
```

"Analisando as propriedades óticas"

"verifica a coerência de emitância e transmitância da cobertura cuja soma nunca pode ser maior que 1 (100%)"

```
Functionanalise_prop_oticas(epsilon_IR_c1; tau_IR_c1)
prop_otica = epsilon_IR_c1+tau_IR_c1
if (prop_otica> 1) thenCALLERROR('A Emitancia + transmitancia da cobertura 1 deve ser
menor ou igual a 1.';epsilon_IR_c1)
analise_prop_oticas = 0
End
```

"Reynolds, Prandtl e Nusselt"

```
Procedure h_tubo_DELTAP(Q_dot; D; L; T; P; Num_tubos : m_dot; C_p; h; DELTAP; Re;
DELTAP_1; DELTAP_2;DELTAP_total)
C_p_ = SPECHEAT(Water;T=T;P=P)
```

```

mu_ = VISCOSITY(Water;T=T;P=P)
k_ = CONDUCTIVITY(Water;T=T;P=P)
rho_ = DENSITY(Water;T=T;P=P)
rho=rho_"densidade da água"
m_dot = rho*Q_dot "razão de fluxo máximo"
C_p = C_p_*convert(kJ; J) "calor específico da água"
mu = mu_ "viscosidade da água"
k_agua = k_ "condutividade térmica da água"
A_tubo = pi*D^2/4*Num_tubos "área transversal total de escoamento"
u = Q_dot/A_tubo "velocidade do fluido em m/s"
D_h=4*(pi*D^2/4)/(pi*D)
Re=rho*u*D_h/mu "número de Reynolds"
Pr = mu*C_p/k_agua "número de Prandtl"
if (Re > 2300) then "para fluxo turbulento, camada limite hidrodinâmica"
fator_atrito= (0,79*ln(Re)-1,64)^(-2) "fator de fricção de Darcy para regime turbulento"
Nusselt_turb = ((fator_atrito/8)*(Re-1000)*Pr)/(1,07+12,7*sqrt(fator_atrito/8)*(Pr^(2/3)-1))*((mu/mu)^0,11) "Gnielinski, 0,11 para aquecimento de água"
Nusselt = Nusselt_turb*(1+(D/L)^0,7) "Mc Adams quando L/D>1"
else "para fluxo laminar"
fator_atrito= 64/Re "para fluxo laminar (para este caso é assumido um fluxo de calor constante e totalmente desenvolvido)"
a = 0,00172
b = 0,00281
m = 1,66
n = 1,29
Nusselt = 4,4+a*(Re*Pr*D/L)^m/(1+b*(Re*Pr*D/L)^n)"constante 4,4 para fluxo de calor constante, Heaton et al.
Endif

```

"Coeficiente de transferência de calor para o fluido água"

```
h = Nusselt*k_agua/D
```

"Perdas de pressão"

```
DELTA_P_1 = rho*fator_atrito*L*u^2/(2*D) "perda de pressão distribuída"
```

```

K_pressão = 0,5 "coeficiente de perda localizada em cantos vivos"
DELTAP_2 = rho*K_pressão*D*u^2/(2*D) "perda de carga no canto de entrada da
tubulação"
DELTAP = DELTAP_1+DELTAP_2 "perda de pressão no tubo"
DELTAP_total=DELTAP*Num_tubos "perda total no sistema"
END

```

"Produto da transmitância-absortância"

```

Function TauAlpha_(Ncoberturas;theta_1; KL_c1; n_c1; Alpha_n)
if (Ncoberturas = 0) then
Tau = 1 "transmitância total"
rho_d = 0 "refletância nula"
Endif
if (Ncoberturas = 1) then
CallComponente_otica_(theta_1;KL_c1;n_c1 : Tau_perp; Tau_para;a; b;c;d)
tau = (Tau_perp+Tau_para)/2 "transmitância média entre paralela e perpendicular"
CallComponente_otica_(60;KL_c1;n_c1 : a; b; RHO_perp; RHO_para;c;d)"padronizando
ângulo de refletância como 60 graus"
rho_d = (RHO_perp+RHO_para)/2 "refletância difusa"
Endif
Abs\Abs_n_=1,0000-1,5879e-3*theta_1+2,7314e-4*theta_1^2-2,3026e-
5*theta_1^3+9,0244e-7*theta_1^4-1,8000e-8*theta_1^5+1,7734e-10*theta_1^6-6,9937e-
13*theta_1^7

```

"Dependência angular da absortância da placa, 4.11.1"

```

alpha = Abs\Abs_n_*Alpha_n "produto da dependência angular e absortância da placa
coletora"
TauAlpha_ = (tau*alpha)/(1-(1-Alpha)*rho_d)
END

```

"Cálculo das componentes paralelas e perpendiculares das propriedades óticas"

```

Procedure Componente_otica_(theta_1;KL;n : Tau_perp; Tau_para; RHO_perp; RHO_para;
ALPHA_perp; ALPHA_para) "n como o índice de refração de luz na cobertura"
theta_1 = max(theta_1; 0,0001) "somente para dar condição de zero na entrada da incidência

```

angular - possibilitar o cálculo"

$\theta_2 = \arcsin(\sin(\theta_1)/n)$

$R_{\text{perp}} = (\sin(\theta_2 - \theta_1) / \sin(\theta_2 + \theta_1))^2$

$R_{\text{para}} = (\tan(\theta_2 - \theta_1) / \tan(\theta_2 + \theta_1))^2$

$\tau_{\text{abs}} = \exp(-KL / \cos(\theta_2))$

$\tau_{\text{perp}} = \tau_{\text{abs}} * (1 - R_{\text{perp}})^2 / (1 - (R_{\text{perp}} * \tau_{\text{abs}})^2)$

$\tau_{\text{para}} = \tau_{\text{abs}} * (1 - R_{\text{para}})^2 / (1 - (R_{\text{para}} * \tau_{\text{abs}})^2)$

$\rho_{\text{perp}} = R_{\text{perp}} * (1 + \tau_{\text{abs}} * \tau_{\text{perp}})$

$\rho_{\text{para}} = R_{\text{para}} * (1 + \tau_{\text{abs}} * \tau_{\text{para}})$

$\alpha_{\text{perp}} = (1 - \tau_{\text{abs}}) * (1 - R_{\text{perp}}) / (1 - R_{\text{perp}} * \tau_{\text{abs}})$

$\alpha_{\text{para}} = (1 - \tau_{\text{abs}}) * (1 - R_{\text{para}}) / (1 - R_{\text{para}} * \tau_{\text{abs}})$

END

"Coeficiente de perda de calor pelo topo"

"Nenhuma cobertura"

Procedure U_T_0_(T_placa;T_amb;T_ceu_K;BETA;h_vento;epsilon_IR_p: U_topo; T_c1)

$T_{\text{placa}} = T_{\text{placa}} + 273$

$q_{\text{r_pa}} = \epsilon_{\text{IR_p}} * 5,67e-8 * (T_{\text{placa}}^4 - T_{\text{ceu_K}}^4)$

$q_{\text{c_pa}} = h_{\text{vento}} * (T_{\text{placa}} - T_{\text{amb}})$

$q_{\text{perdido_t}} = q_{\text{r_pa}} + q_{\text{c_pa}}$

$U_{\text{topo}} = q_{\text{perdido_t}} / (T_{\text{placa}} - T_{\text{amb}})$

$T_{\text{c1}} = 0$ "temperatura de cobertura nula"

END

"1 cobertura"

Procedure U_T_1_(T_placa;T_amb;T_ceu_K;BETA;h_vento;Emitt_IR_p;Emitt_IR_c1;d_cp;

TRANS_IR_c1: U_topo; T_c1)

$\text{Reflet_IR_p} = 1 - \text{Emitt_IR_p}$

$\text{Reflet_IR_c1} = 1 - (\text{Emitt_IR_c1} + \text{TRANS_IR_c1})$

$T_{\text{amb}} = T_{\text{amb}} + 273,15$

$T_{\text{placa}} = T_{\text{placa}} + 273,15$

$T_{\text{c}} = (T_{\text{placa}} + T_{\text{ceu_K}}) / 2$

$q_{\text{1_o}} = 400$

REPEAT

```

T_c` = T_c`_x
T_c = T_c`-273,15
Nu = Nu_placa_plana(BETA;T_c;T_placa;d_cp)
T_media = Max(-10; (T_placa+T_c)/2)
T_media = Min(500; T_media)
h_c_pc = Nu*Conductivity(Air;T=T_media)/d_cp
q_c_pc = h_c_pc*(T_placa-T_c)
q_2_i = 5,67e-8*T_ceu_K^4
q_1_i = Reflet_IR_p*q_1_o+Emitt_IR_p*5,67e-8*T_placa^4
q_1_o = TRANS_IR_c1*q_2_i+Reflet_IR_c1*q_1_i+Emitt_IR_c1*5,67e-8*T_c`^4
q_2_o = TRANS_IR_c1*q_1_i+Reflet_IR_c1*q_2_i+Emitt_IR_c1*5,67e-8*T_c`^4
T_c`_x= T_c`+((q_1_i -q_1_o-
q_2_o+q_2_i+h_c_pc*T_placa`+h_vento*T_amb`)/(h_vento+h_c_pc)-T_c`)*0,3
Error = abs(T_c`_x-T_c`)
UNTIL (Error< 1,0e-4)
q``_t = q_1_i-q_1_o+q_c_pc
U_topo= q``_t/(T_placa-T_amb)
T_c1 = T_c`-273,15
End

```

"Coeficiente de perda total de calor"

```

ProcedureU_L_(T_placa;T_amb; T_ceu_K; BETA;h_vento;Emitt_IR_p;Emitt_IR_c1;
Ncoberturas;U_base;U_lateral;d_cp; TRANS_IR_c1; emit_infra : U_L;T_c1 )
If (Ncoberturas = 0) then call U_T_0_(T_placa;T_amb;T_ceu_K;BETA;h_vento;Emitt_IR_p:
U_topo; T_c1)
if (Ncoberturas = 1) then call
U_T_1_(T_placa;T_amb;T_ceu_K;BETA;h_vento;Emitt_IR_p;Emitt_IR_c1;d_cp;
TRANS_IR_c1: U_topo; T_c1)
U_L = U_topo+ U_base + U_lateral    "possibilitar o calculo"
End

```

"Número de Nusselt para convecção natural entre placas paralelas"

```

Function Nu_placa_plana(BETA;T1;T2;L_placa)
Tmedia=(T1+T2)/2

```



```

TmediaK=Tmedia+273
Rho=1/Volume(Air;T=Tmedia;P=101,3)
k=Conductivity(Air;T=Tmedia)
Nu=Viscosity(Air;T=Tmedia)/Rho
Cp=SpecHeat(Air;T=Tmedia)*1000
Alpha=k/(Rho*Cp)
Ra=max(10;9,81*abs(T2-T1)*L_placa^3/(TmediaK*Nu*Alpha))
a=1,44*(1-1708*(sin(1,8*BETA)^1,6)/(Ra*cos(BETA)))*max(0;1-(1708/(Ra*cos(BETA))))
"Hollands et al., 1976"
b=max(0;(Ra*cos(BETA)/5830)^(1/3)-1)
Nu_placa_plana=1+a+b
END

```

"Fator de eficiência do coletor"

```

FunctionF`_(U_L;cond_placa;espessura_placa;Esp_tubos;Tubo_diam_i;
Tubo_diam_ext;Cond_solda;h_fi)
m=(U_L/(cond_placa*espessura_placa))^,5
F=tanh(m*(Esp_tubos-Tubo_diam_ext)/2)/(m*(Esp_tubos-Tubo_diam_ext)/2)
F`_=(1/U_L)/(Esp_tubos*(1/(U_L*(Tubo_diam_ext+(Esp_tubos-
Tubo_diam_ext)*F))+1/Cond_solda+1/(pi*Tubo_diam_i*h_fi)))
END

```

"Fator de remoção de calor do coletor"

```

FunctionF_R_(m_dot;C_P;A;U_L;Fator_efi_coletor)
fator_fluxo=m_dot*C_P/(A*U_L*Fator_efi_coletor)
F`=fator_fluxo*(1-exp(-1/fator_fluxo))
F_R_=Fator_efi_coletor*F`
END

```

"Programa principal*****"

"Analisando as dimensões do coletor"

```

xx = analise_dim_coletor(Largura_coletor;Comprimento_coletor;espessura_coletor;
Largura_placa; Comprimento_placa; d_cp; espessura_placa; Tubo_diam_i; Tubo_diam_ext;
espessura_isol_base)"analisa a coerência dos dados de entrada"

```

"Analisando as propriedades óticas"

yy = analyse_prop_oticas(epsilon_IR_c1; tau_IR_c1)

TRANS_IR_c1=tau_IR_c1

Emitt_IR_c1 = epsilon_IR_c1

emit_infra = epsilon_IR_c1

Emitt_IR_p = epsilon_IR_p

"Calculando o coeficiente de extinção de luz"

Reflet_c1 = ((n_c1-1)/(n_c1+1))^2 " para ângulo de incidência normal"

$n_{c1} \cdot \sin(\theta_1) = \sin(\theta_2)$

$TAU_{abs_c1} = \exp(-KL_{c1}/\cos(\theta_2))$

$\tau_{s_c1} = TAU_{abs_c1} \cdot (1 - Reflet_c1)^2 / (1 - (Reflet_c1 \cdot TAU_{abs_c1})^2)^{5,3,1}$, com índice de refração da luz (n_{c1}) e transmitância (τ_{s_c1}) se obtém o coeficiente de extinção da luz (KL_{c1})"

"convertendo a taxa de massa"

$Q_{dot} = Q_{dot_L} \cdot \text{convert}(L/\text{min}; m^3/s)$ "convertendo unidades"

"Areas"

$A_c = \text{Largura_coletor} \cdot \text{Comprimento_coletor}$

$A_p = \text{Largura_placa} \cdot \text{Comprimento_placa}$

$A_{contorno} = \text{espessura_coletor} \cdot 2 \cdot (\text{Comprimento_coletor} + \text{Largura_coletor})$

"espaçamento entre tubos"

$N_{tubos} = \text{Largura_placa} / \text{Esp_tubos}$

"Temperatura do céu"

$T_{dp} = \text{DEWPOINT}(\text{AirH2O}; T=T_{amb}; P=101,3; R = \text{Umidade_relativa}/100)$

$T_{amb_K} = T_{amb} + 273,15$

$T_{ceu_K} = (T_{amb_K} \cdot (0,711 + 0,0056 \cdot T_{dp} + 0,000073 \cdot T_{dp}^2 + 0,013 \cdot \cos(15 \cdot 180)))^{0,25}$

"Berdahl e Martin (1984), 180 radianos=horário angular da meia noite"

"radiação absorvida"

$I_{dT} = G_T * I_d / I_T / 100$ "proporção da radiação difusa"

$I_d = I_{dT} / (1 + \cos(\text{BETA})) / 2$

$\rho_g = 0,4$ "refletância de solo assumida como 0,4"

$I_{gT} = (I_{bT} + I_d) * \rho_g * (1 - \cos(\text{BETA})) / 2$ "radiação refletida pelo solo"

$I_{bT} = \max(0; I_{bT})$ "feixe de radiação - possibilitar calculo"

$G_T = I_{bT} + I_{dT} + I_{gT}$

"componentes óticas"

$\tau_{\alpha_b} = \text{TauAlpha}_\text{(Ncoberturas; theta}_1; \text{KL}_{c1}; n_{c1}; \text{Alpha}_n)$

$\theta_{1_d} = 59,7 - 0,1388 * \text{BETA} + 0,001497 * \text{BETA}^2$ "equivalência angular da radiação difusa"

$\tau_{\alpha_d} = \text{TauAlpha}_\text{(Ncoberturas; theta}_{1_d}; \text{KL}_{c1}; n_{c1}; \text{Alpha}_n)$

$\theta_{1_g} = 90 - 0,5788 * \text{BETA} + 0,002693 * \text{BETA}^2$ "equivalência angular da radiação do solo"

$\tau_{\alpha_g} = \text{TauAlpha}_\text{(Ncoberturas; theta}_{1_g}; \text{KL}_{c1}; n_{c1}; \text{Alpha}_n)$

$S = I_{bT} * \tau_{\alpha_b} + I_{dT} * \tau_{\alpha_d} + I_{gT} * \tau_{\alpha_g}$ "modelo isotrópico - radiação solar horária absorvida - usado no Qu"

"Calculando as perdas pela ação do vento"

$\text{Pr}[1] = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = T_{\text{amb}})$ "buscando número de Prandtl pelas propriedades do EES"

$\text{Pr}_w = \text{Pr}[1]$

$D_{h_vento} = 4 * \text{Comprimento_coletor} * \text{Largura_coletor} / (2 * (\text{Comprimento_coletor} + \text{Largura_coletor}))$

$\text{Density} = 1 / \text{Volume}(\text{Air}; T = T_{\text{amb}}; P = 101,3)$

$\text{Visc} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = T_{\text{amb}})$

$\text{Re}_w = \text{Density} * \text{Velocidade_vento} * D_{h_vento} / \text{Visc}$ "Número de Reynolds"

$\text{Nu} = 0,86 * \text{Re}_w^{0,5} * \text{Pr}_w^{0,333}$

$K_{ar_Tamb} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = T_{\text{amb}})$

$h_{vento} = \max(\text{Nu} * \text{Conductivity}(\text{Air}; T = T_{\text{amb}}) / D_{h_vento})$

"coeficientes de perda de calor pelo isolamento de base e lateral"

$U_{base} = \text{cond_isol_base} / \text{espessura_isol_base} * (A_c / A_p)$

$U_{lateral} = (\text{cond_isol_lateral} / \text{espessura_isol_lateral}) * (A_{\text{contorno}} / A_p)$

"fator de eficiência e remoção de calor do coletor"

$$F^{\circ} = F^{\circ}(U_L; \text{cond_placa}; \text{espessura_placa}; \text{Esp_tubos}; \text{Tubo_diam_i}; \\ \text{Tubo_diam_ext}; \text{Cond_solda}; h_{fi})$$

$$F_R = F_R(m_{\dot{}}; C_p; A_p; U_L; F^{\circ})$$

$$F^{\circ\circ} = F_R / F^{\circ}$$

"Calculando a temperatura da placa"

$$T_{\text{placa}} = T_{\text{in}} + Q_u / (A_p * F_R * U_L) * (1 - F_R)$$

"Calculando a temperatura do fluido"

$$T_{\text{fl}} = T_{\text{in}} + Q_u / (A_p * F_R * U_L) * (1 - F^{\circ\circ})$$

"Calculando h_{fi}"

Callh_tubo_DELTAP(Q_dot; Tubo_diam_i; Comprimento_placa; T_fl; P_in; N_tubos :
m_dot; C_p; h_fi; DELTAP; Re; DELTAP_1; DELTAP_2; DELTAP_total) "avalia regime
de escoamento"

"Calculando as perdas globais"

CallU_L(T_placa; T_amb; T_ceu_K; BETA; h_vento; Emitt_IR_p; Emitt_IR_c1;
Ncoberturas; U_base; U_lateral; d_cp; TRANS_IR_c1; emit_infra : U_L; T_c1)

"ganho de calor útil no coletor"

$$\text{ganho_energia} = Q_u / A_p * 10E-3 [\text{MJ/h}]$$

$Q_u = \max((S * A_p - U_L * A_p * (T_{\text{placa}} - T_{\text{amb}})); 0)$ "possibilita o cálculo quando o ganho
é nulo"

"temperature de saída do fluido"

$$Q_u = m_{\dot{}} * C_p * (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad \text{"balanço de energia"}$$

"temperatura média do fluido"

$$T_{\text{med}} = (T_{\text{in}} + T_{\text{out}}) / 2$$

"eficiência instantânea do coletor"

$$\eta_i = Q_u / (A_p * G_T) * 100$$

$$\Delta T_{G_T} = (T_{in} - T_{amb})/G_T$$

"produto da transmitância-absorptancia para ângulo de incidencia normal"

$\tau_{\alpha_n} = \tau_{\alpha_n}(N_{coberturas}; 0; KL_{c1}; n_{c1}; \alpha_n)$ "para ângulo de incidência zero"

"calculando as temperaturas médias para plotagem"

$$\Delta T = T_{out} - T_{in}$$

$$\Delta T_{G_T_{av}} = (T_{med} - T_{amb})/G_T$$

"Temperatura de estagnação do sistema"

$$S = U_L \cdot (T_{stag_p} - T_{amb})$$

8 ANEXO I – PARÂMETROS DE TESTE DO COLETOR S-CLASS



Fraunhofer Institut
Solare Energiesysteme

Test Report: KTB Nr. 2003-18-b-en

Collector test according to EN 12975-1,2:2002

for:
RM Solar Ltd

Brand Name:
S-Class

Responsible for Testing:
Dipl.-Ing. (FH) A. Schäfer

Date:
17th July 2006

Address:
Fraunhofer-Institute for Solar Energy Systems ISE
Heidenhofstraße 2, D-79110 Freiburg
Tel.: +49-761-4588-5354; Fax.: +49-761-4588-9354
E-mail: arim.schaefer@ise.fraunhofer.de
Internet: www.kollektortest.de

Accredited according to DIN EN ISO/IEC 17025:2005



Registration No.:
DAP-PL-3926.00





1 Summary

1.1 Preliminary remark

All test results were taken from KTB 2003-18-en from 4th of August 2003.

1.2 Boundary conditions for the efficiency curve

Test method:	indoor, steady state
Collector tilt:	45 °
Mean wind speed:	3 m/s
Kind of fluid:	Water
Period:	Abril 2003
Mean flow rate:	124 kg/h
Mean irradiation G :	975 W/m ²

Test conditions:

Mean irradiation :	975 W/m ²
Mean wind speed:	3 m/s
Mean flow rate:	124 kg/h
Kind of fluid:	water
Period:	Abril 2003

1.3 Collector parameters determined

The following parameters are based on the aperture area of 1.740 m²:

$$\begin{aligned}\eta_{0A} &= 0.814 \\ \alpha_{1A} &= 4.954 \text{ W/m}^2\text{K} \\ \alpha_{2A} &= 0.0189 \text{ W/m}^2\text{K}^2\end{aligned}$$

The following parameters are based on the absorber area of 1.780 m²:

$$\begin{aligned}\eta_{0A} &= 0.796 \\ \alpha_{1A} &= 4.843 \text{ W/m}^2\text{K} \\ \alpha_{2A} &= 0.0185 \text{ W/m}^2\text{K}^2\end{aligned}$$

1.4 Pressure drop

The pressure drop in mbar can be approached by the following function of the mass flow x in kg/h:

$$\Delta p = 0.374 * x + 0.0131 * x^2$$



1.5 Incidence angle modifier - IAM (measured at the outdoor test facility (tracker))

Test method: outdoor, steady state
 Latitude: 48.0°
 Longitude: 7.8°
 Collector tilt: tracked
 Collector azimuth: tracked

$$IAM_{\theta=50^\circ} = 0.938$$

1.6 Effective thermal capacity

Effective thermal capacity:

19,29 kJ/K

The effective thermal capacity based on the aperture area 1.740 m²:

11,09 kJ/K m²

1.7 Functional tests

Test	Date	Result
1st internal pressure	23rd April 2003	succeeded
High temperature resistance	23rd May 2003	succeeded
Exposure	24th April 2003- 09th June 2003	succeeded
1st external thermal shock	28th April 2003	succeeded
2nd external thermal shock	04th June .06.2003	succeeded
1st internal thermal shock	01st May 2003	succeeded
2nd internal thermal shock	03rd June 2003	succeeded
Rain penetration	02nd June 2003	succeeded
Freeze resistance	-	not necessary
2nd internal pressure	09th June 2003	succeeded
Mechanical load	05th June 2003	succeeded
Stagnation temperature	23rd May 2003- 01st June 2003	170 °C
Final inspection	10th June 2003	succeeded

4 Description of the Collector

Distributor and Manufacturer: see orderer

4.1 Collector

(MS):	Manufacturer Specification
Type:	Flat plat collector
Brand name:	S-Class
Serial no.:	-
Year of construction:	2003
Number of test collectors:	1
Collector reference number:	2 KT 18 005 042003
Total area:	2,008 m * 1,010 m = 2,028 m ²
Aperture area:	1,910 m * 0,911 m = 1.740 m ²
Absorber area:	1.780 m ² (MS)
Material of the cover:	ESG white glass
Number of covers:	1
Transmission of the cover:	90,5 %
Thickness of the cover:	4 mm
Weight empty:	36,5 kg
Volume of the fluid:	1,15 l (MS)
Heat transfer fluid:	Propylenglykol (MS)

4.2 Absorber

Material of the absorber sheet:	Aluminium (MS)
Thickness of the absorber sheets:	0,4 mm (MS)
Kind of the selective coating:	Galvanic selectiv (MS)
Absorptivity coefficient α :	95 % (MS)
Emissivity coefficient ϵ :	16 % (MS)
Material of the absorber pipes:	Copper (MS)
Layout of the absorber pipes:	Meander (MS)
Number of absorber pipes:	1 (MS)
Outer diameter:	10 mm (MS)
Inner diameter:	0,7 mm (MS)
Distance between the pipes:	87 mm (MS)
Material of the header pipe:	V2A steel (MS)
Outer diameter of the header pipe:	18 mm (MS)
Wall thickness of the header pipe:	1 mm (MS)



4.3 Insulation and Casing

Collector dimensions	
Height, width, depth:	2,008 m; 1,010 m; 0,072 m
Thickness of the insulation at the back:	40 mm
Thickness of the insulation at the sides:	15 mm
Material:	Mineral wool (MS)
Material of the casing:	Aluminium (MS)

4.4 Limitations

Maximum pressure:	20 bar (MS)
Operating pressure:	4,5 bar (MS)
Maximum temperature:	170 °C
Flow range recommendation:	30 l/m ² h (MS)

4.5 Kind of mounting

Flat roof, mounted on the roof:	no (MS)
Flat roof, integrated:	no
Tilted roof, mounted on the roof:	yes (MS)
Tilted roof, integrated:	yes (MS)
Free mounting:	yes (MS)
Fassade:	yes (MS)



5.3 Instantaneous efficiency curve based on aperture and absorber area and mean temperature of heat transfer fluid

Boundary conditions:

Test method:	indoor, steady state
Collector tilt:	45 °
Mean wind speed:	3 m/s
Kind of fluid:	Water
Period:	Abril 2003
Mean flow rate:	124 kg/h
Mean irradiation G :	975 W/m ²

m [kg/h]	t_{in} [°C]	t_e [°C]	$t_e - t_{in}$ [K]	t_m [°C]	t_a [°C]	$t_m - t_a$ [K]	$(t_m - t_a)/G$ [Km ² /W]	η_{th} [-]
121.32	23.04	32.94	9.90	27.99	29.58	-1.59	-0.0016	0.822
121.40	23.05	32.95	9.90	28.00	29.64	-1.64	-0.0017	0.822
121.34	23.05	32.96	9.91	28.00	29.72	-1.72	-0.0018	0.823
124.87	46.16	54.38	8.22	50.27	29.72	20.55	0.0211	0.702
124.76	46.18	54.42	8.24	50.30	29.97	20.33	0.0208	0.703
124.74	46.20	54.45	8.25	50.32	29.98	20.34	0.0209	0.704
126.02	69.29	75.85	6.56	72.57	30.75	41.81	0.0429	0.567
125.97	69.30	75.87	6.56	72.58	30.73	41.85	0.0429	0.567
126.04	69.32	75.88	6.56	72.60	30.71	41.89	0.0429	0.567
123.59	92.14	96.99	4.85	94.56	30.94	63.62	0.0652	0.413
123.65	92.16	97.01	4.86	94.59	31.10	63.49	0.0651	0.413
123.68	92.18	97.04	4.86	94.61	31.12	63.49	0.0651	0.414

Table 1: Data of determined efficiency points



5.4 Efficiency curve for the determined coefficients and for an assumed irradiation of 800 W/m^2 based on aperture area

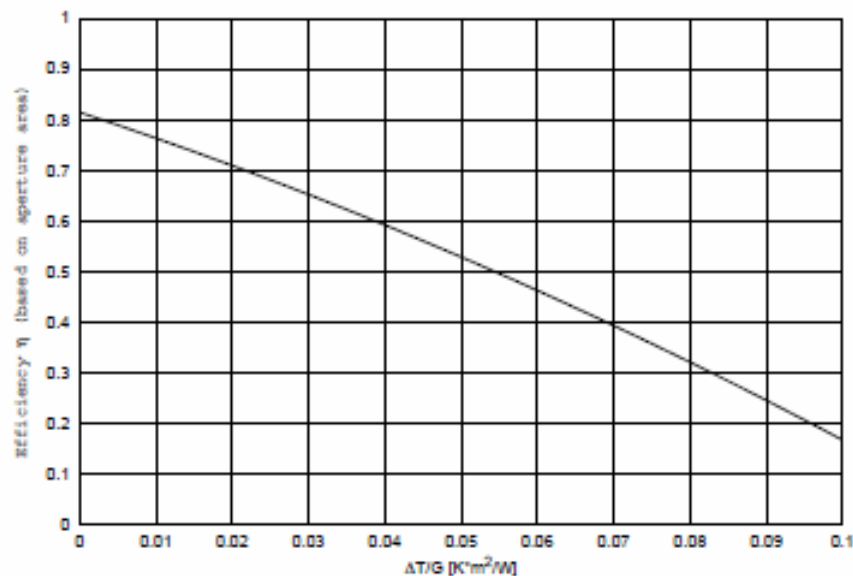


Figure 4: Efficiency curve scaled to 800 W/m^2 based on aperture area 1.740 m^2

based on aperture area:

$$\eta_{0.05A} = 0.529$$

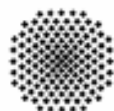
based on absorber area:

$$\eta_{0.05A} = 0.517$$

$\eta_{0.05}$ is the efficiency of the collector for the following conditions (for example):

an irradiation of 800 W/m^2 , an ambient temperature of 20°C and a mean collector temperature of 60°C . These are typical conditions for solar domestic hot water systems.

9 ANEXO II – PARÂMETROS DE TESTE DO COLETOR KSOLE



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM
FÜR SOLARANLAGEN
STUTT GART

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

Professor Dr.-Ing. habil. H. Müller-Steinhagen

itw

Test Report Thermal Performance of Solar Collector

acc. to EN 12975-2: 2001

Test Report No.: 02COL272

Stuttgart, Sep. 6th, 2002

Client: Ksole.si co.
242, Yangdong-Ri
Juchon-Myeun
GimHae-City, Kyungnam
Republic of Korea

Manufacturer: Ksole.si co.
Brand name: sole.si
Year of production: 2002

TZS • Pfaffenwaldring 6 • D-70550 Stuttgart • Tel. (0711) 685-3536 • Fax (0711) 685-3503

TZS Stuttgart
Pfaffenwaldring 6
D-70550 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-3536
Telefax +49 (0)711 685-3503
email tzs@itw.uni-stuttgart.de

page 3 out of 12

Test report no.: 02COL272

Manufacturer:	Ksole.si co	Serial no.:	-
Brand name:	sole.si	Year of production:	2002

1 General Specifications (acc. to manufacture)

Manufacturer	
	Ksole.si co. 242, Yangdong-Ri Juchon-Myeun GimHae-City, Kyungnam Republic of Korea
contact person:	Mr. Heinz Hollaus hollaus@mac.com
brand name:	sole.si
serial no. :	KSP20M0206-032-3 (not printed on collector)
serial product or prototype:	serial product
year of production:	2002

Dimensions of collector unit	
	determined by test laboratory
gross area:	2.02 m ²
aperture area:	1.91 m ²
absorber area:	1.76 m ²

Technical Figures	
collector type:	flat plate collector
length:	2007 mm (determined by test lab.)
width:	1008 mm (determined by test lab.)
height:	90 mm (determined by test lab.)
materials:	aluminium
weight:	37 kg
insulation material:	mineral wool
collector mounting:	roof or ground mounting

Absorber	
material:	copper
thickness:	0.22 mm
surface treatment:	selective surface
absorptance:	0.94 ± 1%
emittance:	0.04 ± 2%
heat transfer fluid content:	not specified
flow pattern:	parallel
dimensions absorber tubes:	8 mm x 0.7 mm
number of absorber tubes:	9
distance between absorber tubes:	100 mm
dimensions of the header:	25.4 mm x 0.8 mm

TZS Stuttgart
Pfaffenwaldring 6
D-70550 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-3536
Telefax +49 (0)711 685-3503
email tzs@ltw.uni-stuttgart.de

page 4 out of 12

Test report no.: 02COL272

Manufacturer:	<input type="text" value="Ksole.si co"/>	Serial no.:	<input type="text" value="-"/>
Brand name:	<input type="text" value="sole.si"/>	Year of production:	<input type="text" value="2002"/>

Transparent Cover

number: 1
material: glass
manufacturer: Seo won glass co.ltd, Republic of Korea
brand name: not specified
transmittance: 0.91
thickness: 3.2 mm

Thermal Insulation

material: mineral wool
thermal conductivity: < 0.038 (W/mK)
heat capacity: not specified
density: not specified
thickness: 50 mm

Limitations

stagnation temperature (°C): 250°C
max. admissible operation pressure: 10 bar
allowed heat transfer medium: Ethylene Glycol type
nominal flowrate per collector: 64.8 kg/h

Ascertainment of collector

construction characteristics: No construction details are available.

technical data sheets: Information about construction materials is not available.

collector label: A collector label is completely missing. It should contain the following data:
name of the manufacturer
brand name
serial number
year of production
gross absorber area
max. operation pressure
stagnation temperature at 1000 W/m² and 30 °C
volume of heat transfer medium
collector weight in empty state
produced in:

mounting mode: No installation instructions available.

TZS Stuttgart
Pfaffenwaldring 6
D-70550 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-3536
Telefax +49 (0)711 685-3503
email tzs@itw.uni-stuttgart.de

page 5 out of 12

Test report no.: 02COL272

Manufacturer: Serial no.:
Brand name: Year of production:

2 Thermal Performance Test Results

Determination of efficiency:
$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{(\theta_m - \theta_a)}{G^*} - a_2 \cdot \frac{(\theta_m - \theta_a)^2}{G^*}$$

(based on aperture area)

η_0
 a_1 [W / (m²K)]
 a_2 [W / (m²K²)]
 Incidence angle modifier $K_{a(\theta)}$ [-]
 effective heat capacity C [J/K]
 volume flowrate [l/(m²h)]
 used heat carrier

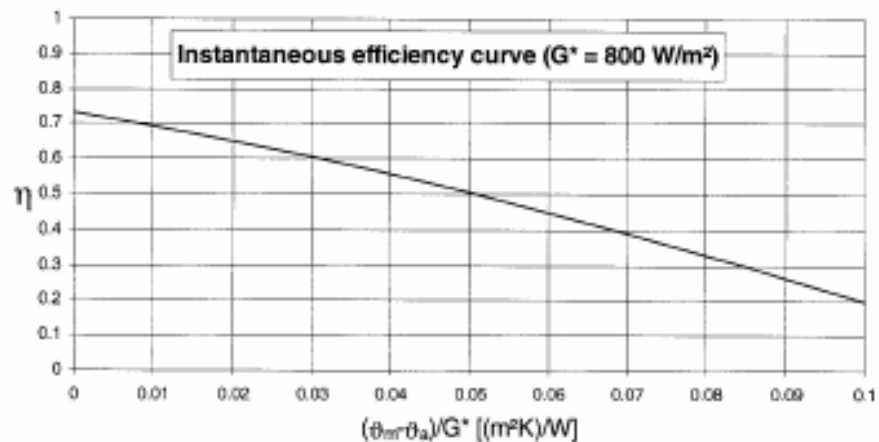


Table of efficiency ($G^* = 800 \text{ W/m}^2$)

$\frac{(\theta_m - \theta_a)}{G^*}$ [(m ² K)/W]	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
η	0.730	0.692	0.649	0.604	0.556	0.504	0.449	0.390	0.329	0.264	0.196

10 ANEXO III – PARÂMETROS DE TESTE DO COLETOR SOLARES



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM
FÜR SOLARANLAGEN
STUTTGART

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

Professor Dr.-Ing. habil. H. Müller-Steinhagen

itw

Test Report Thermal Performance of Solar Collector

acc. to EN 12975-2: 2001

Test Report No.: 02COL273

Stuttgart, Sep. 6th, 2002

Client:	Federal University of Florianópolis Department of Mechanical Engineering Solar Energy Laboratory CEP 88 040 - 900 Florianópolis Brazil
Manufacturer:	SOLARES
Brand name:	CSP – 140 V
Year of production:	2002

TZS - Pfaffenwaldring 8 - D-70550 Stuttgart - Tel. (0711) 685-3536 - Fax (0711) 685-3503

TZS Stuttgart
 Pfaffenwaldring 5
 D-70550 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-3536
 Telefax +49 (0)711 685-3503
 email tzs@itw.uni-stuttgart.de

page 2 out of 11

Test report no.: 02COL273

Manufacturer:	SOLARES	Serial no.:	
Brand name:	CSP - 140 V	Year of production:	2002

Contents

1 General Specifications	3
2 Thermal Performance Test Results	5
3 Test Occurences and Operating Behaviour	6
4 Test Methods	6
Annex A: Prediction of the yearly energy gain	7
Annex B: Explanation upon the measurements under quasi-dynamic conditions.	8
Annex C: Symbols and Units	11

TZS Stuttgart
 Pfaffenwaldring 6
 D-70550 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-3535
 Telefax +49 (0)711 685-3503
 email tzs@itw.uni-stuttgart.de

page 3 out of 11

Test report no.: 02COL273

Manufacturer:	SOLARES	Serial no.:	-
Brand name:	CSP - 140 V	Year of production:	2002

1 General Specifications (as manufactured)

Manufacturer	SOLARES Rua Juvenal Francisco Perera 340 Kobrasol Sao José Santa Catarina CEP 88.102.140 Brazil
brand name:	CSP - 140 V
serial no. :	-
serial product or prototype:	prototype
year of production:	2002

Dimensions of collector unit	determined by test laboratory
gross area:	1,43 m ²
aperture area:	1,38 m ²
absorber area:	1,32 m ²

Technical Figures	
collector type:	flat plate collector
length:	1415 mm (determined by test lab.)
width:	1014 mm (determined by test lab.)
height:	64 mm (determined by test lab.)
materials:	aluminium
weight:	not specified
insulation material:	mineral wool
collector mounting:	roof or ground mounting

Absorber	
material:	copper
thickness:	0,2 mm
surface treatment:	painted surface
absorptance:	0,95
emittance:	0,88
heat transfer fluid content:	not specified
flow pattern:	parallel
dimensions absorber tubes:	15 mm x 0,4 mm
number of absorber tubes:	8
distance between absorber tubes:	125 mm
dimensions of the header:	28 mm x 0,4 mm

TGS Stuttgart
 Pfaffenwaldring 6
 D-70550 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 586-2538
 Telefax +49 (0)711 586-3503
 email tgs@iw.uni-stuttgart.de

page 4 out of 11

Test report no.: 6200L270

Manufacturer:	<u>SOLARES</u>	Serial no.:	<u>1</u>
Brand name:	<u>CSP - 140 V</u>	Year of production:	<u>2002</u>

Transparent Cover

number:	1
material:	glass
manufacturer:	Santa Marina
brand name:	not specified
transmittance:	0.82
thickness:	4 mm

Thermal insulation

material:	mineral wool	cover-Santa Marina
thermal conductivity:	not specified	not specified
heat capacity:	not specified	not specified
density:	20 kg/m ³	not specified
thickness:	50 mm	5 mm

Limitations

stagnation temperature (°C):	160°C
max. admissible operation pressure:	4 bar
allowed heat transfer medium:	water
nominal flowrate per collector:	not specified

Ascertainment of collector

construction characteristics:	No construction details are available.
technical data sheets:	Information about construction materials is not available.
collector label:	A collector label is completely missing. It should contain the following data: name of the manufacturer brand name serial number year of production gross absorber area max. operation pressure stagnation temperature at 1000 W/m ² and 20 °C volume of heat transfer medium collector weight in empty state produced in:
mounting mode:	No installation instructions available.

TZS Stuttgart
 Pfaffenwaldring 5
 D-70550 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 635-3536
 Telefax +49 (0)711 635-3503
 email tzsg@iw.uni-stuttgart.de

page 5 out of 11

Test report no.: 0203L273

Manufacturer:	SOLARES	Serial no.:	
Brand name:	DSP - 145 V	Year of production:	2002

2 Thermal Performance Test Results

Determination of efficiency: $\eta = \eta_0 - a_1 \frac{(t_m - t_a)}{G^*} - a_2 \frac{(t_m - t_a)^2}{G^*}$

(based on aperture area)

η_0	0.699
a_1 [W / (m ² K)]	5.985
a_2 [W / (m ² K ²)]	0.036
incidence angle modifier $K_{tr}(\theta)$ [-]	see table in Annex A
effective heat capacity C [JK]	17202
volume flowrate [l/(m ² h)]	50
used heat carrier	water

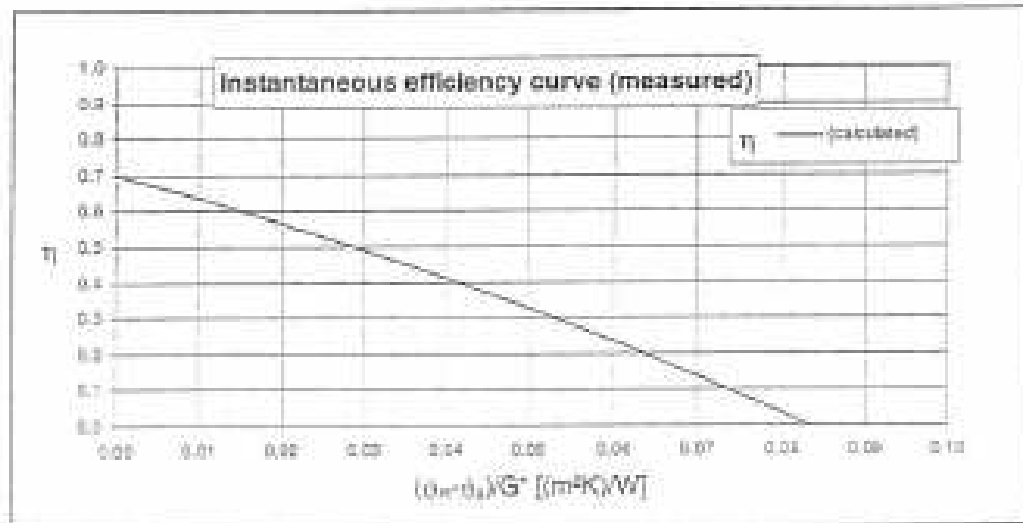


Table of efficiency ($G^* = 800$ W/m²)

$(t_m - t_a) / G^*$ [(m ² K)/W]	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
η	0.699	0.636	0.568	0.493	0.413	0.327	0.235	0.137	0.034	0	0