

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO TERMO-
MOVIDOS ASSISTIDOS POR ENERGIA SOLAR UTILIZANDO O MÉTODO $f-\bar{\phi}$ CHART**

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

Eng. HUMBERTO RICARDO VIDAL GUTIÉRREZ

FLORIANÓPOLIS, MARÇO DE 2002

**OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO TERMO-
MOVIDOS ASSISTIDOS POR ENERGIA SOLAR UTILIZANDO O MÉTODO $f-\bar{\phi}$ CHART**

Eng. HUMBERTO RICARDO VIDAL GUTIÉRREZ

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS

E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. SERGIO COLLE, D. Sc.
ORIENTADOR

Prof. JÚLIO CÉSAR PASSOS, Dr.
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA

Prof. ANTÔNIO FÁBIO CARVALHO DA SILVA, Dr. Eng. Mec.
PRESIDENTE

Prof. MARCIA BARBOSA HENRIQUES MANTELLI, Ph. D.

Prof. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI, Dr.

AGRADECIMENTOS

À Universidad de Magallanes que, através do projeto MECESUP, forneceu suporte financeiro para a execução deste trabalho .

Ao professor Sergio Colle, pela confiança dispensada e pela sempre oportuna orientação.

Aos amigos Fernando Paulo Grando, Frederico Taves, Emilio Ernesto Paladino e Rafael Silveira Araújo, pela especial ajuda e amizade em todo momento.

A todos os demais colegas do LABSOLAR / NCTS e SINMEC, pelo companheirismo e convivência sempre agradável.

Aos meus Pais e irmão pelo

apoio e carinho de sempre.

A minha esposa e filho, por ser fonte

de motivação e força para vencer

as fases mais difíceis deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS E TABELAS	viii
SIMBOLOGIA	x
RESUMO	xvi
ABSTRACT	xvii
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
3 MÉTODO $f-\bar{\phi}$ CHART	18
3.1 INTRODUÇÃO	18
3.2 METODOLOGIA $f-\bar{\phi}$ CHART	19
3.2.1 O Conceito de Utilizabilidade Diária ($\bar{\phi}$)	19
3.2.2 O Método $f-\bar{\phi}$ Chart	22
3.2.3 Implementação Computacional do Método $f-\bar{\phi}$ Chart	31
3.3 CORREÇÃO DO MÉTODO $f-\bar{\phi}$ CHART CONSIDERANDO PERDAS DE ENERGIA	34
3.3.1 Correção devida às Perdas de Energia no Reservatório	34

3.3.2 Correção devida à Ineficiência Termodinâmica do Trocador de Calor de Demanda	39
3.4 LIMITAÇÕES DA METODOLOGIA $f-\bar{\phi}$ CHART	42
4 OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA SOLAR	43
4.1 INTRODUÇÃO	43
4.2 ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA	44
4.3 MÉTODO P_1 - P_2 APLICADO A UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR	47
5 ANÁLISE DE RESULTADOS	59
5.1 INTRODUÇÃO	59
5.2 RESULTADOS PARA O EXEMPLO NUMÉRICO	60
5.3 RESULTADOS PARA O EXEMPLO NUMÉRICO CONSIDERANDO AS PERDAS	64
5.3.1 Perdas no Reservatório	64
5.3.2 Perdas devido ao Trocador de Calor de Demanda	65
5.4 RESULTADOS DA ANÁLISE TERMOECONÔMICA	67
5.5 RESULTADOS NUMÉRICOS PARA FLORIANÓPOLIS	73
5.5.1 Fração Solar	74
5.5.2 Influência da Qualidade do Coletor Solar de Placa Plana	74
5.5.3 Solução Ótima para $T_g = 77\text{ °C}$	76
6 CONCLUSÕES	79

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	81
APÊNDICE A – GRÁFICOS $f-\bar{\phi}$ CHART, REPORTADOS DE DUFFIE E BECKMAN [9]	86
APÊNDICE B – FATORES ECONÔMICOS P_1 E P_2	89
APÊNDICE C – CÁLCULO DE \bar{H}_T E R_n	92
APÊNDICE D – DERIVADAS UTILIZADAS NA OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA	97
APÊNDICE E – DADOS CLIMÁTICOS E DE RADIAÇÃO SOLAR	99

LISTA DE FIGURAS E TABELAS

FIGURAS

Figura 1.1	Ciclo de refrigeração por absorção solar.	4
Figura 1.2	Componentes principais de um sistema de absorção.	5
Figura 1.3	Vista frontal do arranjo de coletores.	6
Figura 1.4	Ciclo de refrigeração com ejetor.	7
Figura 3.1	G_T versus tempo para um dia.	21
Figura 3.2	Esquema de um Sistema de Energia Solar de Ciclo Fechado.	22
Figura 3.3	Fluxograma do programa computacional.	32
Figura 4.1	LCS versus área de coletor para quatro tipos diferentes de cenários econômicos.	45
Figura 4.2	Ciclo de refrigeração assistido por energia solar movido termicamente.	48
Figura 4.3	Solução ótima para a_c .	53
Figura 5.1	Comportamento da fração solar considerando perdas no reservatório para o caso de Omaha, Nebraska (EUA).	65
Figura 5.2	Fração solar como função de a_c para o caso de Albuquerque, Novo México (EUA).	68
Figura 5.3	Curvas de $LCS = 0$ para d/C_A constantes, para ciclo de absorção.	69
Figura 5.4	Curvas-limites de LCS para $T_{min} = T_g = 77 \text{ }^\circ\text{C}$.	70
Figura 5.5	Curvas-limites de LCS para $T_{min} = T_c = 27,7 \text{ }^\circ\text{C}$.	71
Figura 5.6	Solução ótima para T_g e a_c para o caso do ciclo de Carnot.	72

Figura 5.7	Curvas-limites de $LCS=0$ como função de α_E para valores particulares de custo de capital.	73
Figura 5.8	Fração solar como função de a_c para o caso de Florianópolis.	74
Figura 5.9	Curvas da fração solar para diferentes tipos de coletor para o caso de Florianópolis.	75
Figura 5.10	Solução ótima de a_c para um dado T_g para o caso de Florianópolis.	76
Figura 5.11	Curva de $LCS = 0$ para o caso de Florianópolis.	77
Figura 5.12	Área ótima de coletor para $C_A = 100$ US\$/m ² .	77
Figura 5.13	Área ótima de coletor para $C_{EI} = 0,112$ US\$/kWh.	78

TABELAS

Tabela 5.1	Resultados do exemplo numérico.	62
Tabela 5.2	Resultados comparativos considerando perdas no reservatório.	64
Tabela 5.3	Resultados comparativos considerando perdas no trocador de calor.	66
Tabela 5.4	Características dos coletores mostrados na figura 5.9.	75

SIMBOLOGIA

VARIÁVEIS

A_c	área de coletor	m^2
a_c	área específica de coletor por unidade de carga de refrigeração	m^2/GJ
C_A	custo de coletor por unidade de área	$US\$/m^2$
C_E	custo do sistema independente da área	$US\%$
C_{EI}	custo de energia elétrica	$US\$/kWh$
C_{EL}	custo do sistema de refrigeração por compressão de vapor	$US\%$
C_{FI}	custo de energia auxiliar	$US\$/kWh$
C_{TH}	custo do sistema térmico	$US\%$
G_{SC}	Constante solar	W/m^2
H	total diário da radiação solar incidente sobre superfície horizontal	MJ/m^2
H_T	total diário da radiação solar incidente sobre superfície inclinada	MJ/m^2
\bar{H}	média mensal do total diário da radiação solar incidente sobre superfície horizontal	MJ/m^2
\bar{H}_T	média mensal do total diário da radiação solar incidente sobre superfície inclinada	MJ/m^2
H_d	radiação solar difusa diária incidente sobre superfície horizontal	MJ/m^2
\bar{H}_d	média mensal da radiação solar difusa diária incidente sobre superfície horizontal	MJ/m^2
I	total horário da radiação solar incidente sobre superfície horizontal	MJ/m^2
I_T	total horário da radiação solar incidente sobre superfície inclinada	MJ/m^2

\bar{I}	média mensal do total horário da radiação solar incidente sobre superfície horizontal	MJ/m ²
\bar{I}_T	média mensal do total horário da radiação solar incidente sobre superfície inclinada	MJ/m ²
I_{TC}	nível crítico de radiação horária sobre superfície inclinada	MJ/m ²
L	demanda de aquecimento	GJ
LCS	ganho no ciclo de vida útil do sistema	US\$
N	numero de dias do mês	dia
Q_c	calor transferido no condensador	GJ
Q_g	calor transferido no gerador	GJ
Q_L	calor motriz	GJ
Q_r	demanda de refrigeração	GJ
T	Temperatura	°C
\bar{T}_a	temperatura ambiente média mensal	°C
T_{\min}	temperatura característica mínima de operação	°C
U_L	coeficiente de perda global do coletor	W/m ² °C

PARÂMETROS ADIMENSIONAIS

COP_{abs}	coeficiente de desempenho do ciclo de absorção
COP_{ej}	coeficiente de desempenho do ciclo ejetor
f_i	fração solar mensal
f_{pr}	fração solar mensal considerando perdas no reservatório
f_{pt}	fração solar mensal considerando perdas no trocador de calor de demanda
F	fração solar anual
F_R	fator de remoção de calor do coletor
$F_R U_L$	fator de perda do coletor
$F_R (\tau\alpha)$	fator de ganho da energia solar coletada
G_{SC}	constante solar
\bar{K}_T	índice de limpidez médio mensal
K_T	índice de limpidez diário
k_T	índice de limpidez horário
na	n-ésimo dia do ano
R	razão do total horário da radiação global incidente sobre superfície inclinada e o total horário da radiação global incidente sobre superfície horizontal
\bar{R}	razão da média mensal da radiação global diária incidente sobre superfície inclinada e a média mensal da radiação global diária incidente sobre superfície horizontal
\bar{R}_b	razão da média mensal diária da radiação direta incidente sobre superfície inclinada e a média mensal diária da radiação direta incidente sobre superfície horizontal

	razão do total horário da radiação direta incidente sobre superfície inclinada ao meio-dia e o total horário da radiação direta incidente sobre superfície horizontal
$R_{b,n}$	
R_n	razão do total horário da radiação global incidente sobre superfície inclinada ao meio-dia e o total horário da radiação global incidente sobre superfície horizontal
$r_{d,n}$	razão do total horário da radiação difusa incidente sobre superfície horizontal ao meio-dia e o total diário da radiação difusa incidente sobre superfície horizontal
	razão do total horário da radiação global incidente sobre superfície horizontal ao meio-dia e o total diário da radiação global incidente sobre superfície horizontal
$r_{t,n}$	
R_S	razão entre a capacidade térmica de armazenamento padrão por unidade de área de coletor ($350 \frac{kJ}{m^2C}$) e a capacidade térmica de armazenamento real
X'	fator de sensibilidade de perdas térmicas com relação à temperatura de entrada do fluido no coletor
$\bar{X}_{c,min}$	razão de radiação crítica média mensal mínima
Y	razão entre a energia solar absorvida e a demanda

SIMBOLOGIA GREGA

α	absortância hemisférica total	Adimensional
α_E	parâmetro de custo proporcional ao custo operacional	Adimensional
α_F	parâmetro de custo proporcional ao custo de energia auxiliar	Adimensional
β	ângulo de inclinação da superfície	grau
γ	ângulo de azimute da superfície	grau
δ	ângulo de declinação solar	grau
ϕ	Latitude	grau
ρ_g	refletância difusa total	Adimensional
ω	ângulo horário	grau
ω_s	ângulo horário do por de sol referente a superfície horizontal	grau
ω'_s	ângulo horário do por de sol referente a superfície inclinada	grau
τ	transmitância total da cobertura	Adimensional
$(\tau\alpha)_n$	produto transmitância - absortância efetivo na direção normal à cobertura	Adimensional
$\overline{(\tau\alpha)}_i$	produto transmitância - absortância efetivo médio mensal	Adimensional

SUBSCRITOS

<i>a</i>	ambiente
<i>ABS</i>	absorção
<i>b</i>	direta
<i>c</i>	condensador
<i>C</i>	crítica
<i>d</i>	difusa
<i>e</i>	evaporador
<i>E</i>	eletricidade
<i>F</i>	combustível auxiliar
<i>g</i>	gerador
<i>i</i>	i-ésimo mês
<i>L</i>	carga
<i>min</i>	mínima
<i>n</i>	meio-dia
<i>o</i>	extraterrestre
<i>t</i>	total
<i>T</i>	superfície inclinada
<i>TH</i>	sistema térmico

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise da otimização termoeconômica dos ciclos de absorção e ejetor assistidos por energia solar para ar condicionado e refrigeração utilizando o método $f-\bar{\phi}$ *chart*. Por seu baixo coeficiente de desempenho, estes ciclos são viáveis na circunstância da energia motriz provir de fontes de calor de baixa qualidade tais como, calor residual de processos industriais e calor proveniente da energia solar coletada através de sistemas de aquecimento de baixa temperatura. É realizada a otimização em relação a área dos coletores solares e também da temperatura do reservatório de calor para o caso de ciclo de Carnot. Esta otimização permite estabelecer os limites em relação aos quais a refrigeração assistida por energia solar é economicamente viável. O conhecimento do comportamento da fração solar, é necessário para a análise termoeconômica do ciclo de refrigeração por absorção ou de ejetor, com o objetivo de otimizar a área de coletor para aplicações de ar condicionado. Tal otimização é conduzida fazendo-se uso do método $f-\bar{\phi}$ *chart*, o que permite analisar os efeitos de todos os parâmetros de projeto sobre os custos relevantes. Este método é útil para ciclos de absorção assistidos por energia solar, devido ao fato de o coeficiente de desempenho do ciclo de absorção ser considerado aproximadamente independente da temperatura de suprimento de calor. A extensão do método $f-\bar{\phi}$ *chart* para ciclos de refrigeração com ejetor é também apresentada neste trabalho. A análise apresentada no presente trabalho é limitada aos ciclos termo-movidos que trabalham num ciclo fechado, que operam com COP aproximadamente constante e que estão caracterizados por uma temperatura de suprimento de calor mínima. São apresentados resultados comparativos de otimização de um sistema de refrigeração por absorção de três toneladas de refrigeração, para as localidades de Albuquerque, Novo México (EUA) e Florianópolis, Santa Catarina (BRASIL).

ABSTRACT

This work deals with the economical evaluation and optimization of two thermally driven cooling cycles namely, the absorption cycle and a cycle with the compression stage carried out by an ejector. The economical analysis is achieved by using the lifetime cost saving method. The optima conditions for the solar collector area and the heat supply temperature are set down. The $f-\bar{\phi}$ chart method is used here to estimate the long term performance of the solar system and correlate solar system design parameters with the cooling cycle performance. This method is proven to be useful for absorption cycles assisted by solar energy, because the coefficient of performance of this cycle is nearly independent of the temperature of the heat supply. The extension of the $f-\bar{\phi}$ chart method for ejector cooling cycles is suggested for the thermal system considered in this work. A numerical example is presented in order to illustrate a case for which the solar assisted absorption cycle is can be more economically attractive than an equivalent mechanical compression cycle driven by electricity. A three tons of refrigeration capacity is chosen in the numerical example, for the sites of Albuquerque, New Mexico (USA) and Florianópolis, Santa Catarina (Brazil). The Carnot cycle limit is also analyzed.

1 INTRODUÇÃO

O mercado mundial da refrigeração e ar condicionado é dominado sobretudo por sistemas baseados em ciclos termodinâmicos de compressão mecânica de vapores. Esses ciclos são geralmente movidos por energia elétrica gerada pela queima de combustíveis fósseis, energia hidráulica e energia termonuclear. Muito embora nos últimos anos os fluidos de trabalho, outrora nocivos à camada de ozônio, tenham sido substituídos por fluidos ambientalmente favoráveis tais como R134a, R152a, R141b, dentre outros, considerações econômicas, ambientais e de uso racional da energia despertaram o interesse dos investigadores para ciclos de refrigeração termo-movidos, dentre os quais destaca-se o já conhecido ciclo de refrigeração por absorção, especialmente de água-brometo de lítio e água-amônia, e mais recentemente os ciclos de compressão térmica por ejetor. Por seu baixo coeficiente de desempenho estes ciclos são viáveis na circunstância de a energia motriz provir de fontes de calor de baixa qualidade, tais como calor residual de processos industriais e calor proveniente da energia solar coletada através de sistemas de aquecimento de baixa temperatura.

Na última década, o volume de publicações técnico-científicas enfocando estudos destes sistemas tem aumentado substancialmente. Esse aumento de interesse decorre de vários fatores econômicos favoráveis, dentre os quais destacam-se o aumento do custo da energia elétrica em nível mundial e a necessidade urgente de se reduzir o consumo de energia elétrica gerada às custas de combustível fóssil (carvão, óleo e gás natural), com a indesejável emissão de CO_2 , NO_x , e outros subprodutos nocivos ao meio ambiente.

Diariamente a superfície terrestre recebe cerca de dez mil vezes mais energia que o necessário para abastecer o planeta. Esta disponibilidade de radiação solar esta geralmente em fase com as demandas energéticas da sociedade humana. Em particular, a demanda de ar condicionado na edificação é fortemente dependente da estação do ano e do nível de insolação diário e a oferta de energia solar está em fase com as horas de maior demanda energética do período diurno e portanto com os horários de maior tarifa de energia elétrica no mercado livre de energia.

Os sistemas de refrigeração por ciclo termo-movido assistidos por energia solar têm sido objeto de investigação de vários pesquisadores da área de engenharia, conforme é relatado em [2], [40], [13], [3], [27], [36], [31]. Atenção particular tem sido dispensada ao estudo da eficiência e a otimização termodinâmica e termoeconômica de ciclos de ejetor de simples e duplo estágio e ciclos mistos de absorção e ejetor, com o objetivo de aumentar a competitividade econômica desses ciclos em relação ao ciclo de compressão mecânica de vapor. Enfoque especial tem sido dado a sistemas de ar condicionado e refrigeração conjugados a sistemas de aquecimento solar de coletores planos e concentradores.

Outra das tecnologias de ciclos termomovidos que despertaram o interesse dos investigadores é o ciclo de absorção que utiliza como fluido de trabalho uma solução binária composta por um refrigerante e um absorvente. Dentre as tecnologias de ciclos de absorção assistidos por energia solar existentes no mercado, as mais interessantes para a maioria das aplicações para ar condicionado são aquelas que trabalham com amônia-água e brometo de lítio-água.

Geralmente, para aplicações solares o ciclo de absorção brometo de lítio-água é escolhido devido a que a água que atua como refrigerante não é tóxica nem inflamável e o sistema requer temperaturas de geração menores que no caso de amônia-água (entre 70 e 88°C) o qual permite utilizar coletores de menor custo.

Segundo [2], as principais vantagens do sistema de brometo de lítio e água são o seu maior coeficiente de desempenho e a menor temperatura requerida na saída dos coletores solares. Dados experimentais sobre o desempenho destes sistemas foram reportados por vários pesquisadores [3,39].

Sistemas de absorção de brometo de lítio-água, vêm sendo utilizados desde 1950, quando foram introduzidos para aplicações industriais. Esses sistemas estão disponíveis no mercado para diferentes capacidades de refrigeração, desde 10 kW até 10 MW, tanto para aplicações residenciais e comerciais quanto industriais. A tecnologia de absorção não tem alcançado muito êxito no mercado [7], devido principalmente ao baixo desempenho dos coletores solares de placa plana em altas temperaturas. Por conseguinte, o aumento da competitividade desta tecnologia está estreitamente relacionado ao custo específico por unidade de área de coletores solares planos.

A figura 1.1 mostra o esquema de um sistema de refrigeração por absorção de simples estágio assistido por energia solar, que tem sido o conceito básico para a maioria das investigações neste tema. Seus principais componentes são os coletores solares planos, um reservatório de água quente, um sistema de refrigeração (*chiller*), uma torre de resfriamento e um trocador de calor pré-aquecedor auxiliar.

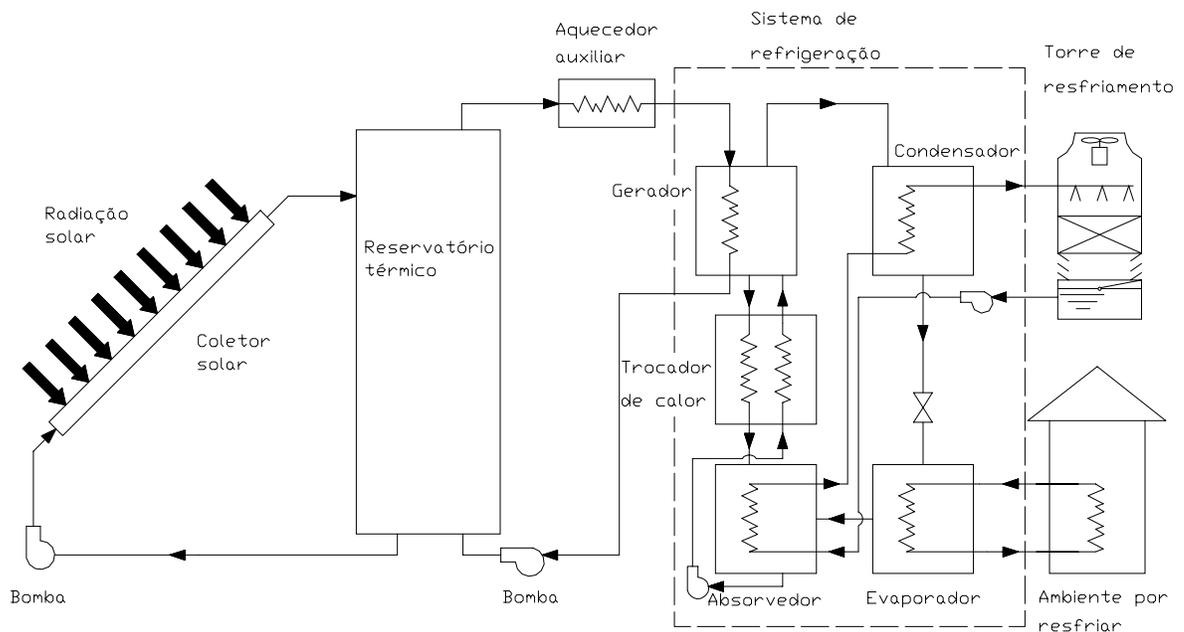


Figura 1.1 Ciclo de refrigeração por absorção solar.

O funcionamento destes sistemas começa armazenando num reservatório térmico de água a energia que é recebida dos coletores solares. A seguir, a água quente do reservatório é fornecida ao gerador de vapor do sistema de refrigeração para obter vapor de água através de um processo endotérmico da mistura de brometo de lítio-água. O vapor d'água é resfriado no condensador e logo depois, passando por uma válvula de expansão é transportado até o evaporador onde é vaporizado de novo em baixa pressão e baixa temperatura utilizando para isto o calor que é retirado do ambiente que se deseja resfriar. Enquanto, a solução forte de brometo de lítio-água saindo do gerador até o absorvedor, passa através de um trocador de calor para pré-aquecer a solução fraca que está ingressando no gerador. No absorvedor, a solução forte de brometo de lítio-água absorve o vapor de água proveniente do evaporador que será condensado e misturado para finalmente ser bombeado de volta para o gerador.

É importante mencionar que para ciclos de absorção solar que trabalham com brometo de lítio-água, existe uma temperatura de gerador mínima para que a refrigeração ocorra a qual geralmente está situada entre 70 e 88 °C. Quando a energia solar não é suficiente, a fonte de energia auxiliar representada por um pré-aquecedor de passagem fornece o adicional de calor necessário para assegurar a temperatura de operação requerida.

Um trabalho experimental baseado no ciclo de absorção de brometo de lítio-água foi desenvolvido em [33]. A figura 1.2 mostra o sistema de ar condicionado assistido por energia solar instalado na Universidade de Hong Kong. O sistema utiliza coletores de placa plana de alto rendimento com uma área de 38 m², um reservatório de água quente de 2,75 m³ (S), um sistema de refrigeração (*chiller*) brometo de lítio-água com capacidade nominal de resfriamento de 4,7 kW (C) da *Yazaki Co.*, uma torre de resfriamento (T) e um aquecedor auxiliar (Ax).



Figura 1.2 Componentes principais de um sistema de absorção.

O arranjo de 20 coletores de placa plana é mostrado na figura 1.3, onde cada coletor tem uma área de $1,9 \text{ m}^2$.



Figura 1.3 Vista frontal do arranjo de coletores.

A outra tecnologia que tem sido estudada é o ciclo de refrigeração solar com ejetor, como é mostrado na figura 1.4. Neste ciclo, o calor recebido dos coletores solares é utilizado para aquecer o circuito de transferência de calor conectado ao pré-aquecedor auxiliar, o qual fornece a energia complementar necessária para assegurar a temperatura de evaporação do ciclo. O vapor gerado que forma a corrente primária do ciclo entra no bocal convergente-divergente de Laval, onde produz a sucção do vapor da corrente secundária do ciclo, proveniente do evaporador. A mistura resultante é produzida num escoamento supersônico com choque e então desacelerada, até atingir a pressão de equilíbrio de saída, que é igual à pressão do condensador. Depois do processo de condensação, o fluido de trabalho é dividido em duas correntes, uma que é a corrente primária bombeada de volta para o trocador de calor, e a outra que é a corrente secundária, a qual passa pela válvula de

expansão, onde é resfriada até a temperatura de evaporação do ciclo e a seguir alimenta o evaporador.

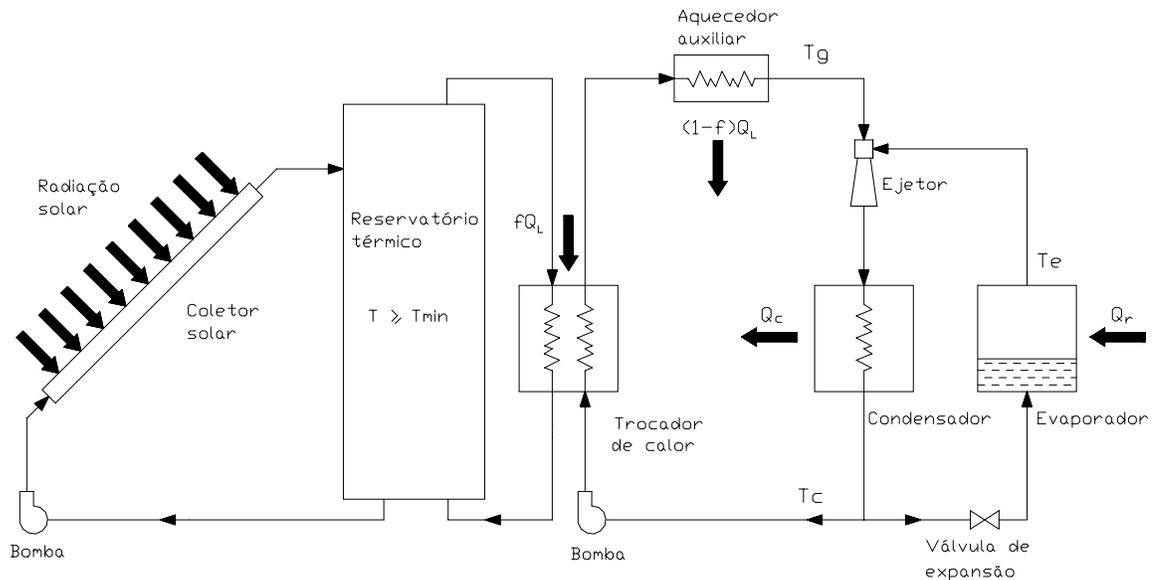


Figura 1.4 Ciclo de refrigeração com ejetor.

Um ciclo de refrigeração solar com ejetor que opera com R141b como fluido de trabalho tem sido investigado em [14] e [15]. É sabido que o desempenho destes ciclos depende fortemente do projeto do ejetor, cujos principais parâmetros são dependentes das variáveis de operação (T_c , P_c , T_g , P_g , T_e , P_e), as quais são relacionadas com as necessidades específicas da aplicação e a capacidade do equipamento. A temperatura de evaporação está usualmente na faixa de 5 a 10 °C para propósitos de ar condicionado e em torno de -5 ou -6 °C para propósitos de refrigeração. A temperatura de condensação depende principalmente de dois fatores, a saber, o equipamento utilizado para rejeitar calor e o tipo de fluido de trabalho (água ou ar). Para diferentes tipos de climas a faixa da temperatura de condensação pode ter uma variação freqüentemente entre 28 a 40 °C. Por último, a temperatura de geração T_g é especialmente importante para este ciclo devido ao fato de que esta não afeta somente o coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração, COP_{ej} ,

mas também a eficiência do coletor solar. Um aumento em T_g incrementa o COP_{ej} mas diminui a eficiência do coletor, [28]. Por outro lado, em [17] foi reportada uma temperatura ótima de geração T_g na faixa de 85 a 90 °C, do que resulta um valor para COP_{ej} de 0,46 .

Na atualidade os sistemas de absorção e de ejeção assistidos por energia solar continuam sendo estudados, com especial interesse para melhorar o desempenho dos componentes destes sistemas, sejam melhorias no coletor [17], reservatório [33], sistema de refrigeração (*chiller*) [4], ejetor [26] ou tentando ciclos combinados [16]. Isto demonstra que os sistemas de absorção e ejeção assistidos por energia solar podem chegar a serem competitivos com os ciclos baseados na compressão mecânica. A vantagem desses sistemas pode ser aumentada sobretudo na circunstância de aumento dos preços da energia elétrica no mercado. Justifica-se portanto, a otimização termoeconômica desses sistemas com relação à área do coletor solar e às temperaturas de operação. Isto permitirá investigar os limites sobre os quais estes ciclos movidos termicamente chegam a serem economicamente atrativos.

Uma estimativa do desempenho no longo prazo de qualquer sistema que utiliza energia solar é necessária para estabelecer a sua economia. Sistemas de energia solar não devem ser otimizados apenas sob o ponto de vista de projeto. O desempenho de um sistema solar varia significativamente “dia a dia” e mês a mês, o que torna necessário examinar seu desempenho num período longo (de 10 anos ou mais).

Análises desta natureza podem ser realizadas por softwares especializados tais como TRNSYS [23]. Este software calcula o desempenho do sistema em regime transiente e possibilita a integração dos resultados sobre períodos estendidos. Tais simulações computacionais consomem tempo para processamento, que na maioria das vezes tornam-se injustificáveis para os projetos de pequeno porte. Além disso, os dados meteorológicos diários necessários nas simulações não são geralmente disponíveis para todas as localidades. As simulações, por outro lado, são necessárias

para a validação de modelos de análise apropriados para otimizar o sistema com base em dados médios mensais.

A metodologia $f-\bar{\phi}$ chart, descrita em [22], é proposta para estimar o desempenho dos sistemas de energia solar de ciclo fechado (*closed loop*) e pode ser utilizada para uma grande variedade de aplicações, incluindo-se aquecimento de ambientes, ar condicionado por absorção e certos processos de aquecimento.

Este método é útil para ciclos de absorção assistidos por energia solar, devido ao fato de seu coeficiente de desempenho ser aproximadamente independente da temperatura de fornecimento de calor. A extensão do método $f-\bar{\phi}$ chart para ciclos de refrigeração com ejetor será também apresentada neste trabalho.

Esta metodologia requer o uso de dados meteorológicos médios mensais, cargas mensais e características do coletor para calcular a fração de energia f que pode ser fornecida através da energia solar para satisfazer uma determinada demanda térmica.

O conhecimento do comportamento da fração solar permitirá a análise termoeconômica do ciclo de refrigeração por absorção ou de ejetor, com o objetivo de otimizar a área de coletor para aplicações de ar condicionado. Existem na literatura várias metodologias para estimar o valor de um processo solar em termos econômicos. Contudo, no presente trabalho foi escolhido o Método P_1-P_2 que permite realizar uma análise econômica para estimar o ganho no ciclo de vida útil do sistema, conhecido também como *LCS (Life Cycle Savings)*.

São analisados casos para diferentes regiões geográficas aplicando a metodologia $f-\bar{\phi}$ chart junto com uma análise baseado no Método P_1-P_2 , o qual foi implementado desenvolvendo um programa computacional utilizando o software *EES* [11].

A análise apresentada no presente trabalho é limitada aos ciclos de absorção que integram um ciclo fechado, com COP aproximadamente constante, para uma temperatura de operação maior ou igual a certa temperatura característica, T_{min} . No caso do ejetor, supõe-se que essa temperatura seja igual à temperatura do condensador, isto é, a temperatura do fluido que retorna do condensador para o trocador de calor do reservatório do sistema de aquecimento solar.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Klein e Beckman em [21] desenvolveram uma metodologia de projeto geral para sistemas de energia solar de ciclo fechado conhecida como método $f-\bar{\phi}$ *chart*. Estes sistemas utilizam coletores solares, armazenamento de calor sensível (reservatório) e uma circulação de fluxo num ciclo fechado, no qual a energia térmica é fornecida (através de trocador de calor) para uma temperatura mínima especificada.

Os autores apresentam a metodologia em dois passos. O primeiro passo é o cálculo do máximo possível de energia coletada, ou alternativamente, a máxima fração possível f_{\max} de energia que pode ser fornecida através da energia solar. No cálculo desta fração assume-se que a capacidade de armazenamento de energia do sistema é muito grande, que não há perdas de energia no reservatório e que o trocador de calor é ideal, isto é, não oferece resistência à troca de calor. Além disso, neste artigo é reportado que os efeitos da estratificação térmica no reservatório têm pequena importância no desempenho do sistema em análise de longo prazo ou, em outras palavras, o fluido no reservatório é suposto ser completamente misturado.

O segundo passo do método $f-\bar{\phi}$ *chart* corrige a estimativa de f_{\max} , no sentido de levar em conta as simplificações anteriores.

Também é mencionado que para aplicações de aquecimento de ambientes residenciais, o método f -*chart* é mais conveniente que o método $f-\bar{\phi}$ *chart*. No caso de T_{\min} ser maior que 20 °C, o método $f-\bar{\phi}$ *chart* deve então ser utilizado.

São apresentados gráficos, referidos como $f-\bar{\phi}$ *chart*, os quais são aplicáveis para um reservatório perfeitamente isolado com capacidades de armazenamento por área de coletor efetiva

de 175, 350, 700, 1400 kJ/°C m², uma distribuição de carga uniforme entre 6h00 e 18h00, e um trocador de calor de carga infinitamente grande.

É apresentada também uma comparação dos resultados obtidos com o método $f-\bar{\phi}$ chart e o software TRNSYS. Foram feitas comparações para sistemas de aquecimento de espaço, condicionamento de ar e aplicações de calor de processo, mostrando concordâncias razoáveis.

Uma limitação do modelo é que na pesquisa apresentada neste artigo foram utilizadas quatro diferentes distribuições de carga, mas nenhuma destas foi assumida ser função do clima, como pode ser verificado no caso de um sistema de ar-condicionado.

A energia fornecida à carga é usada a uma eficiência térmica constante, o que representa a principal limitação nesta metodologia.

Brandemuehl e Beckman em [5] apresentam um procedimento simples para determinar a viabilidade econômica de sistemas de aquecimento solar em termos do *LCS (life cycle savings)* de um sistema de aquecimento solar sobre um sistema de aquecimento convencional. O método permite calcular um sistema de aquecimento solar que maximiza o *LCS*, e que permite otimizar o conjunto de condições econômicas para que o projeto do sistema de aquecimento solar seja competitivo com o sistema de aquecimento convencional.

Neste trabalho Brandemuehl e Beckman utilizam o método *f-chart* [9,20] para obter a fração da carga que é fornecida pela energia solar, e o método P_1-P_2 [9] para realizar a análise econômica. Os fatores P_1 e P_2 facilitam o uso dos métodos de análise no ciclo de vida de um sistema solar e permitem incluir qualquer custo que seja diretamente proporcional ao custo de combustível no primeiro ano ou ao investimento inicial do sistema solar. A importância do procedimento desenvolvido por estes autores é que permite facilmente estimar uma área ótima de coletor e uma avaliação da viabilidade econômica de um sistema de aquecimento solar.

Os autores apresentam os resultados desta metodologia de otimização de forma gráfica ou tabular. Uma vez que estas tabelas ou gráficos são construídos para uma localidade e tipo de coletor específicos, os cálculos para a eficiência do sistema de aquecimento solar, avaliação econômica e projeto ótimo podem ser determinados com cálculos mínimos.

Neste artigo também é incluída uma análise de sensibilidade que estuda os efeitos das incertezas inerentes à previsão de despesas e benefícios futuros, devido a suposições realizadas nas distribuições de carga, no método *f-chart*, na modelagem de custos, etc.. A principal limitação deste trabalho é que foi desenvolvido somente para sistemas de aquecimento solar.

Zeren *et al.* em [40] fizeram a análise econômica comparativa entre três ciclos de refrigeração para ar condicionado, quais sejam ciclo de refrigeração por compressão, ciclo de refrigeração por absorção e ciclo de refrigeração com ejetor, esses últimos utilizando energia solar como fonte de energia. Nessa análise, a temperatura do condensador foi mantida fixa em 37,8 °C e a temperatura do coletor foi ajustada de modo que cada um dos ciclos apresentasse o maior rendimento possível. Os resultados para R12 mostraram que apesar do ciclo com ejetor apresentar o menor custo de construção, esse ciclo tem maior custo por unidade de refrigeração. Isso ocorre porque a eficiência total do sistema de refrigeração com ejetor é a menor entre os três ciclos estudados: 0,15 para o ciclo com ejetor, 0,22 para o ciclo de compressão e 0,32 para o ciclo de absorção. Desta análise resulta a necessidade de fazer uso de coletores solares de menor custo possível. O trabalho de Zeren *et al.* contém algumas limitações no enfoque. A principal delas é que a modelagem não oferece as condições necessárias para otimizar o sistema. A modelagem não possibilita, também, que as características ótimas do ejetor sejam encontradas de modo que as melhores condições de operação do ciclo possam ser definidas.

Elasfour e Hawas em [10] apresentam um modelo simplificado de simulação para prever o desempenho térmico de sistemas solares. As simplificações feitas pelos autores neste método têm a ver com os parâmetros de entrada dos componentes do sistema, os dados meteorológicos de entrada e o método de solução. O modelo é aplicável a vários sistemas térmicos, sendo a modelagem da carga a que depende do tipo específico de aplicação. Cabe aqui ressaltar que a teoria de modelagem de sistemas solares detalhada em [9] foi utilizada neste artigo, sendo a contribuição destes autores a inclusão de efeitos de variação de parâmetros do sistema, tais como padrão de carga, volume do reservatório, isolamento do reservatório, localização do trocador de calor e presença de válvulas para ajustar a temperatura da água. O modelo é aplicado para simular dinamicamente um sistema de aquecimento doméstico de água em Benghazi, Líbia.

Sokolov e Hershgal em [28] realizaram uma análise do ciclo de refrigeração com ejetor para ar-condicionado, utilizando como fonte de energia térmica a energia solar. Foram estudadas as condições ótimas de acoplamento entre a produção de energia vinda dos coletores solares e o ciclo de refrigeração. Tais condições ótimas de operação asseguram uma eficiência máxima do sistema. Também são apresentadas comparações com o ciclo ideal que opera com energia solar. A principal contribuição do artigo foi o desenvolvimento de algumas equações que permitem expressar o rendimento do sistema em função das temperaturas de evaporação, condensação e estagnação do coletor. Esta última caracteriza a qualidade do coletor, o que permite fazer uma escolha de vários tipos de coletores. Altas temperaturas de estagnação correspondem a altas temperaturas de geração, mas a um custo de área de coletor maior. Para maximizar o rendimento do sistema adotou-se como única variável a temperatura de geração. O método numérico usado pelos autores não é apresentado. Os autores informam que o sistema exibe baixa eficiência térmica, o que demanda uma grande área de coletores, assim como grande quantidade de calor circulando pelo sistema. A

temperatura no gerador, porém, é limitada, pois os refrigerantes tendem a perder sua estabilidade acima de suas temperaturas críticas.

Ghaddar *et al.* em [12] realizaram um estudo analítico da utilização da energia solar em ar-condicionado numa aplicação residencial pequena usando um sistema de absorção brometo de lítio-água. Foi desenvolvido um programa computacional para avaliar o desempenho de um sistema que tem 10,5 kW (3 TR) de capacidade, para todas as possíveis condições climáticas de Beirut. Neste estudo, dado que a fonte de calor do reservatório depende fortemente do clima e dos dados de radiação solar, os autores avaliaram o desempenho do ciclo de absorção com temperaturas de gerador e condensador variáveis. O desempenho dinâmico do sistema coletor-reservatório é simulado numericamente utilizando a teoria de Hottel e Whillier apresentada em [9]. Os dados de clima e de radiação solar foram utilizados na base horária para depois integrar no período de tempo escolhido para a simulação, e assim obter a fração da carga que é fornecida pela energia solar. Os resultados da simulação mostram uma faixa de operação aceitável quando a fonte de água quente solar é fornecida entre 65 e 85 °C, correspondente a uma carga requerida pelo gerador entre 12 e 14,5 kW. Também é reportado um desempenho ótimo do sistema de absorção solar para uma taxa de volume do reservatório a área de coletor (V_R / A_C) de 13 a 19 l/m², o qual corresponde a uma fração solar de 20% a 26% para carga constante e a uma fração solar de 38% a 44% para uma carga variável. A área mínima de coletor requerida por kW fornecido é de 6,6 m²/kW e a área máxima de coletor permitida é de 8,2 m²/kW.

Finalmente, Ghaddar *et al.* realizaram uma análise econômica utilizando condições de operação do sistema que fornecem uma fração solar máxima. Isto revela que um sistema de absorção solar poderá ser competitivo com um sistema de ar-condicionado convencional por compressão de vapor quando os preços de manufatura dos coletores apresentarem valores menores que US\$ 120/ m².

Cizungu et al. em [6] realizaram uma simulação computacional para analisar o desempenho num ciclo de refrigeração com ejetor assistido por energia solar, usando um modelo unidimensional para o ejetor e operando com diferentes fluidos de trabalho ambientalmente atrativos: R123, R134a, R152a e R717 (amônia). O modelo mostrou que, para temperaturas de geração $T_g \leq 70$ °C, os fluidos de trabalho R134a e R152a teriam que ser utilizados para atingir um alto COP. Já para temperaturas $T_g > 70$ °C, o fluido R717 apresenta o mais alto desempenho. Resultados experimentais corroboram os resultados da simulação para o caso do fluido R11, para diferentes temperaturas do condensador e do gerador de vapor.

Keyanpour-rad et al. em [19] apresentam neste artigo um estudo de viabilidade econômica da utilização de sistemas de aquecimento solar em distintas regiões geográficas de Irã. Os autores utilizaram a metodologia *f-chart* [9] para analisar numericamente o desempenho de sistemas de aquecimento solar tendo água como fluido de trabalho. Foram analisadas áreas de coletor entre 50 até 500 m² e calculadas as frações solares para as diferentes cidades em estudo.

Keyanpour-rad et al, empregaram a metodologia de avaliação econômica *LCS*, junto com o método P_1-P_2 , para um ciclo de vida do sistema de 25 anos. Os resultados neste trabalho indicam que a prioridade para a utilização de energia solar para os diferentes locais concorda com seus valores de *LCS*, quer dizer, o maior *LCS* terá a maior prioridade.

Tapia em [37] apresenta uma análise de otimização termoeconômica do ciclo de refrigeração com ejetor assistido por coletor solar, adotando a teoria de Sokolov e Hershgal [28], utilizando o método de análise econômica P_1-P_2 . Neste trabalho é apresentada uma formulação para a fração solar da energia mecânica economizada no *booster*, componente do ciclo de refrigeração por compressão mecânica introduzido por Sokolov e Hershgal para melhorar o rendimento global do ciclo ejetor assistido por energia solar. A otimização em termos da área de coletor é realizada

paralelamente à otimização do desempenho do ejetor. A otimização mencionada foi realizada para R717, R12 e R114.

3 MÉTODO $f-\bar{\phi}$ CHART

3.1 INTRODUÇÃO

Os métodos disponíveis para projetos de processos térmicos solares ativos são classificados em duas categorias gerais. Eles produzem estimativas úteis anuais de processos solares, mas eles não fornecem informações sobre a dinâmica do processo.

A primeira categoria aplica-se a sistemas nos quais a temperatura de operação do coletor é conhecida, ou pode ser estimada e para os quais os níveis críticos da radiação podem ser estabelecidos. Dentro desta categoria inclui-se o método denominado de “*utilizability method*”, que traduzido para a língua portuguesa poderia ser denominado “método da utilizabilidade”. Este método foi desenvolvido com base numa análise estatística de dados horários de clima para obter a fração de radiação mensal total que é recebida numa intensidade maior que um nível crítico determinado de radiação solar incidente no coletor.

Na segunda categoria dos métodos de projeto incluem-se aqueles que são correlações dos resultados de um grande número de simulações detalhadas. Um exemplo desta categoria é o método *f-chart*, que foi apresentado como uma ferramenta de projeto para sistemas solares que fornecem energia à carga com temperaturas mínimas próximas a 20 °C, muito embora são muitas as aplicações que utilizam energia a temperaturas maiores ou inferiores a 20 °C. Um sistema de aquecimento num armazém pode requerer uma temperatura acima do congelamento, de maneira que toda a energia fornecida acima de 0 °C é útil. Um sistema de condicionamento de ar operado com um ciclo de absorção assistido por energia solar pode ser capaz de utilizar toda a energia acima de 75 °C.

Requerimentos de calor de processos industriais podem precisar de energia com temperaturas muito maiores.

Este capítulo descreve uma metodologia de projeto para determinar o desempenho no período de vida de sistemas solares ativos para os quais o método f -chart não pode ser aplicado.

Klein e Beckman em [22] combinaram a utilizabilidade diária $\bar{\phi}$ com o conceito f -chart para considerar uma capacidade de armazenamento finito (o método $f-\bar{\phi}$ chart). O método $f-\bar{\phi}$ chart permite à temperatura de entrada do fluido no coletor variar com a temperatura do reservatório de água, porém requer que a carga esteja num circuito fechado com o fluido retornando ao reservatório com ou acima de uma temperatura mínima.

3.2 METODOLOGIA $f-\bar{\phi}$ CHART

3.2.1 O Conceito de Utilizabilidade Diária ($\bar{\phi}$)

O conceito de utilizabilidade diária média mensal, $\bar{\phi}$, é definido como a soma para o mês (sobre todas as horas e dias) da radiação sobre superfície inclinada que está acima do nível crítico dividido pela radiação mensal. Assim,¹

$$\bar{\phi} = \frac{\sum_{\text{dias}} \sum_{\text{horas}} (I_T - I_{TC})^+}{\bar{H}_T N} \quad (3.1)$$

¹ O índice + na equação (3.1) é usado para indicar que somente valores positivos dentro dos parêntesis serão considerados.

na qual N é o número de dias do mês, \bar{H}_T é a radiação global diária média mensal incidente sobre superfície inclinada e o produto $\bar{H}_T N \bar{\phi}$ representa a energia média mensal utilizável. O significado de I_T e I_{TC} será explicado a seguir.

Uma equação útil e que aplica-se à maioria dos coletores de placa plana é expressa por :

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (3.2)$$

na qual Q_u representa o ganho de energia útil do coletor solar, A_c é a área de coletor, F_R é o fator de remoção de calor do coletor, S representa a radiação solar incidente menos as perdas óticas do coletor, U_L é o coeficiente global de perda de energia do coletor, T_i é a temperatura de entrada do fluido no coletor e T_a é a temperatura ambiente.

A equação (3.2) representa a diferença entre a energia solar absorvida e as perdas térmicas do coletor e pode também ser expressa como :

$$Q_u = A_c F_R [I_T (\tau\alpha) - U_L (T_i - T_a)] \quad (3.3)$$

Com valores fornecidos para as variáveis U_L , T_i e T_a , pode se verificar que existe um valor de radiação solar incidente sobre superfície inclinada I_T que iguala as perdas. Quando isto acontece, o ganho de energia útil será zero e este valor de radiação solar incidente será chamado nível de radiação crítica, I_{TC} e expresso pela seguinte equação:

$$I_{TC} = \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{F_R (\tau\alpha)} \quad (3.4)$$

Assim,

se I_T é igual a I_{TC} toda a energia absorvida será perdida,

se $I_T > I_{TC}$ o coletor está em operação,

se $I_T < I_{TC}$ o coletor não está em operação.

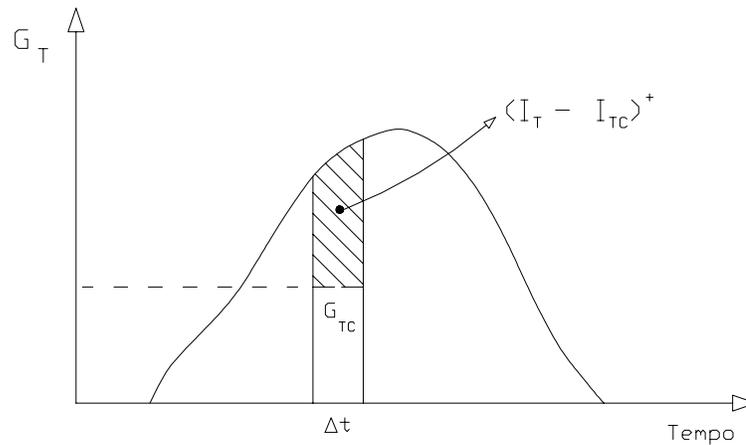


Figura 3.1 G_T versus tempo para um dia.

Na figura 3.1 que mostra o comportamento da radiação global total G_T no tempo, pode-se observar que para o intervalo de tempo mostrado, I_T é a área abaixo da curva G_T , entanto que I_{TC} é a área abaixo da curva do nível de radiação crítica constante.

A fração da energia total numa hora determinada que está acima do nível crítico é a utilizabilidade para aquela hora em particular.

3.2.2 O Método $f-\bar{\phi}$ Chart

O conceito de utilizabilidade $\bar{\phi}$ é combinado com a proposta do método f -chart para produzir uma metodologia de projeto para sistemas solares de ciclo fechado do tipo mostrado na figura 3.2:

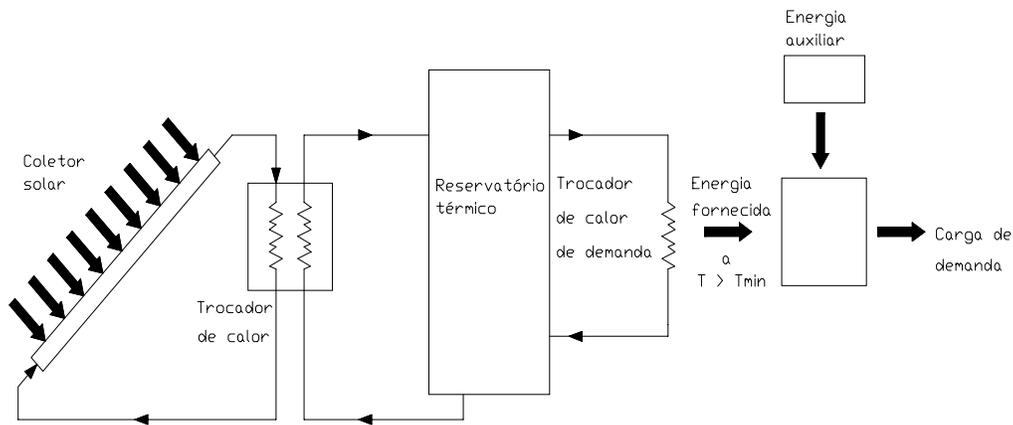


Figura 3.2 Esquema de um Sistema de Energia Solar de Ciclo Fechado.

O esquema da figura 3.2 é uma configuração geral, a qual representa muitos sistemas de energia solar. O objetivo do estudo é desenvolver uma metodologia para estimar o desempenho destes sistemas durante seu ciclo de vida útil, sem restringir o método a uma aplicação em particular.

Energia solar é coletada e armazenada como calor sensível num reservatório de líquido. O reservatório é suposto pressurizado ou contendo um líquido que tenha alto ponto de ebulição, de maneira que o “*dumping*” de energia é evitado, (quer-se dizer, a perda de energia através da válvula de alívio). Quando a energia é demandada, líquido quente é bombeado do reservatório através de um trocador de calor para fornecer energia térmica à carga. Energia auxiliar é fornecida apenas quando a energia solar é insuficiente para satisfazer a demanda.

O sistema aqui considerado opera a uma temperatura de fornecimento de energia motriz maior que certa temperatura mínima especificada e o ciclo converte essa energia com um coeficiente de desempenho (COP) invariável. Sistemas de refrigeração (*chiller*) por absorção operam com COP constante, de modo que sua operação quase não é interrompida.

O desempenho de um coletor solar depende da temperatura em que a energia é coletada. A temperatura mínima na qual a energia térmica coletada pelo sistema é utilizada para algum fim, denominada nesta metodologia como T_{min} , depende da aplicação. Para aquecimento de espaço residencial, T_{min} é a temperatura interior da edificação, ao redor de 20 °C. Assim, toda a energia térmica acima de 20 °C pode ser utilizada para aquecimento de espaço residencial. Para ar condicionado por absorção, T_{min} é a temperatura mínima na qual o equipamento operará, que é da ordem de 75 °C para sistemas de refrigeração que utilizam brometo de lítio-água.

O método $f-\bar{\phi}$ chart [22] é uma técnica de projeto geral, útil para diferentes aplicações na produção de calor de processo. O método $f-\bar{\phi}$ chart contém essencialmente a mesma informação que o método f -chart nas aplicações de aquecimento de espaço com sistemas que trabalham com líquido como fluido de trabalho. Porém, o método f -chart requer menor quantidade de cálculos que o método $f-\bar{\phi}$ chart.

Perdas de energia no reservatório e a efetividade do trocador de calor de demanda são consideradas no método f -chart. No método $f-\bar{\phi}$ chart, diferentemente, estes fatores não são levados em consideração e portanto rotinas para inclusão desses fatores na análise devem ser seguidas após os cálculos em primeira aproximação. O método f -chart admite descarga de energia através de uma válvula de alívio se a temperatura do reservatório excede 100 °C. No método $f-\bar{\phi}$ chart, diferentemente, a temperatura de evaporação é considerada suficientemente elevada, de modo que a

descarga de energia não ocorre e para isso o reservatório de armazenamento de água é pressurizado. A temperatura do fluido de trabalho que retorna do trocador de calor é sempre maior ou igual a T_{min} .

A taxa de energia útil coletada por um coletor solar de placa plana, q_u , é dada pela equação de Hottel-Whillier [9]:

$$q_u = A_c F_R [I_T (\tau\alpha) - U_L (T_i - T_a)]^+ \quad (3.5)$$

na qual F_R é o fator de remoção de calor do coletor, A_c é a área de coletor, $(\tau\alpha)$ é o produto efetivo transmitância - absorptância da cobertura e da placa absorvedora do coletor, I_T é a radiação solar por unidade de área incidente sobre a superfície do coletor, U_L é o coeficiente global de perda de energia do coletor, T_i é a temperatura de entrada do fluido ao coletor e T_a é a temperatura ambiente. A equação (3.5) é uma taxa de energia e quando expressa em unidades SI, resulta um ganho de energia útil em Watts (J/s) quando o termo $I_T (\tau\alpha)$ é expresso em W/m^2 e U_L em $W/m^2 K$. Devido a que os dados meteorológicos de radiação solar normalmente são reportados em forma horária mais do que em segundos, a equação (3.5) não resulta apropriada para ser utilizada com unidades SI. Assim, o termo $I_T (\tau\alpha)$ será expresso em unidades de J/m^2hr e portanto, as perdas térmicas do coletor representadas pelo termo $U_L (T_i - T_a)$ deverão ser multiplicadas por 3600 s/hr para obter valores numéricos do ganho de energia útil em J/hr. Os fatores $F_R (\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ são os dois parâmetros de eficiência do coletor solar, sendo que $F_R (\tau\alpha)$ é o fator de ganho da energia solar coletada e $F_R U_L$ é o fator de perda do coletor. Os parâmetros $F_R (\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ podem ser calculados através da teoria apresentada em [9] ou medidos através de testes padronizados. A equação (3.5) mostra que a taxa de coleta de energia útil decresce com T_i . Temperaturas maiores, por conseguinte, correspondem a menores eficiências do coletor.

A máxima quantidade de energia coletada pelo coletor corresponde ao caso em que a temperatura do fluido na entrada do coletor é T_{min} . Na realidade, a temperatura de entrada do coletor não é uma variável de projeto e não pode ser controlada na prática. Supondo-se as perdas de calor desprezíveis nas tubulações e uma troca de calor eficiente entre os fluidos do reservatório e do coletor, a temperatura de entrada do coletor será aproximadamente a mesma que a temperatura do líquido no reservatório (efeitos de estratificação térmica são desconsiderados nesta análise).

A temperatura de armazenamento depende principalmente da capacidade de armazenamento e da energia total que é coletada relativamente à energia total fornecida à carga. Se a capacidade de armazenamento fosse muito grande, uma grande quantidade de energia poderia ser estocada sem aumentar a temperatura de armazenamento muito acima da temperatura mínima útil, T_{min} . Máxima coleta de energia poderá ocorrer para o limite da capacidade de armazenamento infinita. Coleta de energia próxima da máxima poderia também ocorrer se os coletores solares fossem dimensionados de modo que eles pudessem fornecer somente uma pequena fração da carga. Neste caso, a energia deveria ser utilizada quase imediatamente para fornecer à carga, e como resultado, a temperatura de armazenamento teria que ser próxima a T_{min} . No caso geral, a temperatura de armazenamento, e assim a temperatura de entrada do fluido ao coletor, variam de uma forma desconhecida, de hora em hora e de um dia para outro. O desempenho do sistema calculado para a temperatura de entrada do fluido no coletor igual a T_{min} fornece uma estimativa da captação de energia máxima teórica do sistema.

A seguir é apresentada uma metodologia para corrigir a estimativa do desempenho máximo do sistema para levar em conta a situação na qual a temperatura do fluido no coletor é sempre maior que T_{min} . A máxima captação de energia pelo sistema de energia solar da figura 3.2 pode ser calculada mediante a equação (3.5) com a temperatura de entrada do fluido no seu valor mínimo, T_{min} . A equação (3.5) indica que existe um nível de radiação mínima, I_{min} , requerido para superar as

perdas de energia do coletor, quando a temperatura do coletor é igual a T_{min} . I_{min} pode ser encontrado fazendo-se q_u na equação (3.5) igual a zero, do que resulta:

$$I_{min} = \frac{F_R U_L (T_{min} - T_a)}{F_R (\tau\alpha)} \quad (3.6)$$

Para coletar energia útil com um coletor de placa plana, a radiação solar deve, portanto estar acima do nível I_{min} . A taxa máxima de captação de energia, por conseguinte pode ser dada em termos de I_{min} como segue:

$$q_{max} = A_c F_R (\tau\alpha) (I_T - I_{min})^+ \quad (3.7)$$

A energia útil total máxima absorvida num mês, Q_{max} , pode ser obtida integrando-se a equação (3.7) no tempo, do que resulta:

$$Q_{max} = \int_{mês} A_c F_R (\tau\alpha) (I_T - I_{min})^+ dt \quad (3.8)$$

O máximo valor da energia diária média mensal que pode ser fornecida pelo sistema pode ser expresso também numa forma mais conveniente em termos de $\bar{\phi}_{max}$, que é a utilizabilidade média mensal correspondente ao nível mínimo crítico I_{min} ; conforme a equação que segue:

$$\sum_{dias} \bar{Q}_{u,max} = A_c F_R (\bar{\tau\alpha}) \bar{H}_T \bar{\phi}_{max} \quad (3.9)$$

e assim,

$$Q_{\max} = A_c F_R (\overline{\tau\alpha}) \bar{H}_T N \bar{\phi}_{\max} \quad (3.10)$$

onde $(\overline{\tau\alpha})$ é a média mensal do produto transmitância-absortância, \bar{H}_T é a média mensal do total diário da radiação solar global incidente no plano inclinado do coletor, N é o número de dias no mês considerado, $\bar{\phi}_{\max}$ é o valor máximo da utilizabilidade diária média, que representa a fração da radiação global diária média coletada pelo coletor durante o mês, correspondente às horas dos dias em que a intensidade da radiação solar é superior ao valor I_{\min} . O valor de $\bar{\phi}_{\max}$ para um período mensal é dependente de I_{\min} , da localização e orientação do coletor, da radiação global durante o período e da distribuição da radiação solar total diária. Das equações (3.11) e (3.12) pode-se observar que $\bar{\phi}_{\max}$ será igual à unidade para um coletor ideal para o qual o coeficiente de perda, U_L , é zero. $\bar{\phi}_{\max}$ será menor que a unidade para coletores com um coeficiente de perda diferente de zero.

A máxima utilizabilidade diária, $\bar{\phi}_{\max}$, é calculada em função da razão de radiação crítica média mensal mínima conforme [9], pela equação a seguir:

$$\bar{X}_{c,\min} = \frac{F_R U_L (T_{\min} - \bar{T}_a) / F_R (\overline{\tau\alpha})}{r_{t,n} R_n \bar{H}} = \frac{I_{c,\min}}{r_{t,n} R_n \bar{H}} \quad (3.11)$$

na qual $\bar{X}_{c,\min}$ é definido como a razão entre o nível mínimo de radiação crítica e o nível de radiação no meio-dia de um dia do mês no qual a radiação de aquele dia é a mesma que a radiação média mensal.

Assim,

$$\bar{\phi}_{\max}(\bar{X}_{c,\min}) = \exp\left[(a + bR_n / \bar{R})(\bar{X}_{c,\min} + c\bar{X}_{c,\min}^2)\right] \quad (3.12)$$

sendo

$$a = 2,943 - 9,271\bar{K}_T + 4,031\bar{K}_T^2 \quad (3.12a)$$

$$b = -4,345 + 8,853\bar{K}_T - 3,602\bar{K}_T^2 \quad (3.12b)$$

$$c = -0,17 - 0,306\bar{K}_T + 2,936\bar{K}_T^2 \quad (3.12c)$$

nas quais \bar{K}_T representa a frequência de ocorrência de dias claros e nublados do local, conhecido também como índice de limpidez médio mensal.

Klein e Beckman realizaram um grande número de simulações de sistemas solares de ciclo fechado para determinar os efeitos dos parâmetros do coletor, a capacidade de armazenamento, a distribuição mensal da carga térmica e o tamanho do trocador de calor, sobre a fração de energia solar. O desempenho mensal do sistema mostrado na figura 3.2 é expresso em termos de f . Dos resultados de simulação levados a efeito por Klein e Beckman em [9,20] que resultaram no desenvolvimento do método f -chart, uma correlação para f foi ajustada em termos de duas variáveis adimensionais, a primeira relacionando o ganho de energia solar e a segunda as perdas de energia térmica.

No caso do método $f-\bar{\phi}$ chart, variáveis similares as variáveis do método f -chart são propostas para expressar X e Y , em adição ao parâmetro $\bar{\phi}_{\max} Y$ expresso por:

$$\bar{\phi}_{\max} Y = \bar{\phi}_{\max} \frac{A_c F_R (\overline{\tau\alpha}) \overline{H_T} N}{L} \quad (3.13)$$

na qual Y , a mesma variável do método f -chart, é expressa por:

$$Y = A_c F_R (\tau\alpha)_n \left[\frac{(\overline{\tau\alpha})}{(\tau\alpha)_n} \right] \frac{\overline{H_T} N}{L} \quad (3.14)$$

Observando-se as equações (3.10) e (3.13), conclui-se que Y representa a razão entre a energia coletada por um coletor solar, no caso de ter um valor especificado de $F_R(\overline{\tau\alpha})$ e U_L ser igual a zero ($\bar{\phi}_{\max}=1$), e a demanda mensal L . Portanto, $\bar{\phi}_{\max} Y$ representa a fração da carga que será suprida por um coletor solar, para valores especificados de $F_R(\overline{\tau\alpha})$ e $F_R U_L$, caso a temperatura de entrada do fluido no coletor seja sempre igual a T_{min} . Para o sistema da figura 3.2, a temperatura de entrada do fluido no coletor é sempre maior ou igual a T_{min} .

A variável X do método f -chart é modificada para a variável X' expressa por:

$$X' = \frac{A_c F_R U_L (100) \Delta t}{L} \quad (3.15)$$

na qual Δt é o número total de segundos do mês considerado.

A equação (3.15) expressa a medida da sensibilidade das perdas térmicas, no desempenho do sistema, com relação à temperatura de entrada do fluido ao coletor. Um coletor para o qual U_L (e assim X') é igual a zero, não será afetado por um incremento na temperatura de entrada do fluido

no coletor e f na equação (3.16) sempre permanecerá igual a $\bar{\phi}_{\max} Y$, supondo-se que não sejam consideradas perdas de energia no reservatório. Na medida que X' aumenta, a sensibilidade com relação à temperatura de entrada do fluido no coletor também aumenta.

Os gráficos da fração de energia solar mensal f_i apresentados no Apêndice A foram extraídos da referência [9]. Tais gráficos foram construídos por Klein e Beckman utilizando a correlação implícita do método f - $\bar{\phi}$ chart expressa por:

$$f_i = \bar{\phi}_{\max,i} Y_i - 0,015(e^{3,85f_i} - 1)(1 - e^{-0,15X_i'}) (R_S)^{0,76} \quad (3.16)$$

na qual f_i é a fração solar mensal, R_S é a razão entre a capacidade térmica de armazenamento padronizada por unidade de área de coletor ($350 \frac{kJ}{m^2C}$) e a capacidade térmica de armazenamento real.

Como f_i é expressa por equação implícita, seu cálculo numérico pode ser efetuado pelo método de *Newton*. Valores de $\bar{\phi}_{\max,i} Y_i$ e X' são calculados levando-se em consideração que estes são parâmetros representativos do desempenho do sistema, durante sua vida útil no futuro. Esses parâmetros são calculados utilizando-se dados meteorológicos médios de radiação solar e temperatura ambiente coletados no local geográfico considerado, durante um longo período de tempo estatisticamente representativo.

Dados meteorológicos da série TMY (*Typical Meteorological Year*) tais como a radiação diária média mensal sobre superfície horizontal \bar{H}_i (MJ/m²) e a temperatura ambiente média mensal \bar{T}_{a_i} (°C) são utilizados em vez de dados reais, sem comprometer a incerteza associada ao método.

O produto $f_i L_i$ representa a contribuição mensal média da energia solar em relação à demanda. Os cálculos são repetidos para cada mês e a fração anual F é calculada pela média ponderada expressa por:

$$F = \frac{\sum_{i=1}^{12} f_i L_i}{\sum_{i=1}^{12} L_i} \quad (3.17)$$

No capítulo 5 é apresentado passo a passo o cálculo de um exemplo numérico com o objetivo de ilustrar a metodologia $f-\bar{\phi}$ chart. O procedimento de cálculo é mostrado em detalhe para o mês de Janeiro ($i=1$) e resultados de cálculos intermediários para a totalidade dos meses são também apresentados.

3.2.3 Implementação Computacional do Método $f-\bar{\phi}$ Chart

A metodologia foi implementada desenvolvendo-se um programa computacional utilizando o software *EES (Engineering Equation Solver)*, cuja função básica no programa é servir como ferramenta de programação e solucionar um conjunto de equações algébricas. A hierarquia computacional do programa desenvolvido pode ser organizada de acordo com o fluxograma que é mostrado a seguir:

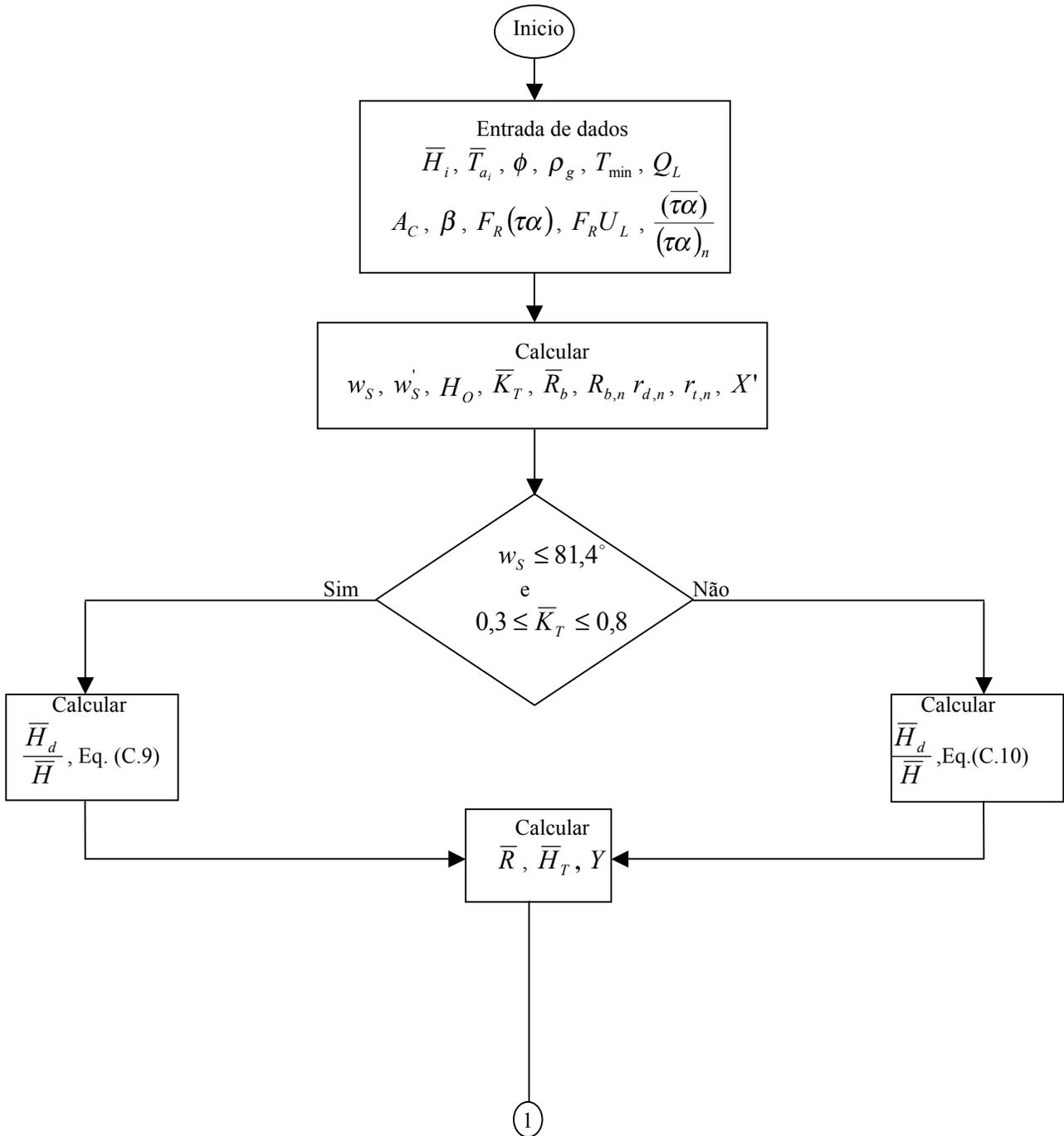


Figura 3.3 Fluxograma do programa computacional.

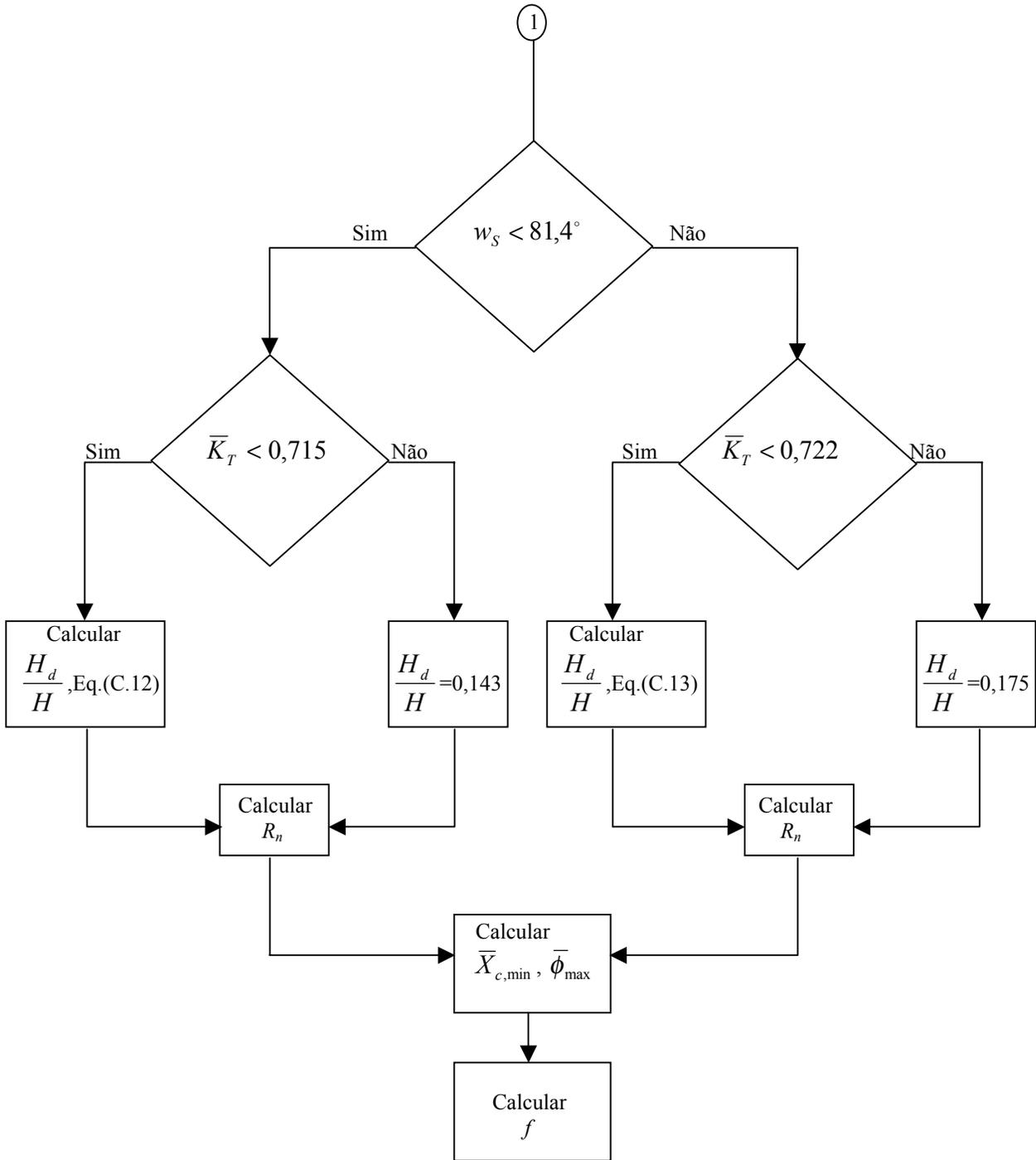


Figura 3.3 Fluxograma do programa computacional (continuação).

Os cálculos realizados com o método $f-\bar{\phi}$ chart superestimam f , devido ao fato de não serem consideradas as perdas térmicas no reservatório e a ineficácia termodinâmica do trocador de calor. A correção de f_i para o caso de se considerarem os fatores mencionados é realizada na próxima seção.

3.3 CORREÇÃO DO MÉTODO $f-\bar{\phi}$ CHART CONSIDERANDO PERDAS DE ENERGIA

3.3.1 Correção devida às Perdas de Energia no Reservatório.

Como foi observado anteriormente, o método $f-\bar{\phi}$ chart foi desenvolvido considerando-se o reservatório perfeitamente isolado. Como consequência desta simplificação, o valor de f superestima a fração solar, no caso de as perdas de energia no reservatório não serem consideradas.

A taxa na qual a energia é perdida do reservatório para o ambiente a uma temperatura T_a' é expressa por:

$$\dot{Q}_{pr} = (UA)_r (T_r - T_a') \quad (3.18)$$

No caso em que T_a' e $(UA)_r$ são considerados ambos constantes para o respectivo mês, a integração da equação (3.18) no período de tempo de um mês resulta na equação da perda mensal que segue:

$$Q_{pr} = (UA)_r (\bar{T}_r - T_a') \Delta t \quad (3.19)$$

na qual \bar{T}_r é a temperatura média mensal do reservatório e Δt é o número de segundos do mês.

A carga total no sistema solar é a carga útil L_o adicionada à energia requerida para compensar as perdas no reservatório conforme segue:

$$L = L_o + Q_{pr} \quad (3.20)$$

Por conseguinte, a fração da demanda total fornecida pela energia solar, incluindo-se as perdas no reservatório, é expressa por:

$$f_p = \frac{L_S + Q_{pr}}{L_o + Q_{pr}} \quad (3.21)$$

na qual L_S é a energia solar suprida.

Como $f = \frac{L_S}{L_o}$, a equação (3.21) pode ser escrita como segue:

$$f = f_p \left(1 + \frac{Q_{pr}}{L_o} \right) - \frac{Q_{pr}}{L_o} = f_{pr} \quad (3.22)$$

o que nos permite estimar um novo valor para a fração solar considerando-se as perdas no reservatório.

As perdas do reservatório não podem ser calculadas exatamente devido ao fato de não se conhecer o valor exato da temperatura do reservatório. Contudo, é possível estimar um limite

superior e inferior para \bar{T}_r .

Um limite inferior para calcular as perdas no reservatório é estimado, supondo-se que o reservatório permaneça a uma temperatura T_{min} todo o mês. Se a temperatura do reservatório permanecesse abaixo de T_{min} , energia não seria extraída do reservatório.

Um limite superior para estas perdas é estimado, supondo-se que a temperatura média mensal do reservatório é a mesma que a temperatura média de entrada do fluido no coletor, \bar{T}_i . Note-se que como o coletor não opera durante as 24 horas do dia, a temperatura média mensal do reservatório será na realidade menor que \bar{T}_i . Pelo exposto, pode-se supor \bar{T}_r igual a T_{min} , ou igual à temperatura média mensal de entrada ao coletor, \bar{T}_i , ou, conforme Klein e Beckman em [22], igual à média aritmética entre T_{min} e \bar{T}_i , ou seja,

$$\bar{T}_r = \frac{\bar{T}_i + T_{min}}{2} \quad (3.23)$$

A temperatura \bar{T}_i pode ser encontrada usando a metodologia que é proposta em Duffie e Beckman [9] e que utiliza um procedimento de cálculo iterativo. Este procedimento requer uma estimativa inicial da temperatura média mensal do reservatório, \bar{T}_r . A seguir, utilizando-se a equação (3.19), é calculada a perda de energia no reservatório. A perda é somada à demanda útil para obter a demanda total do sistema como é mostrado na equação (3.20). Com a demanda corrigida do sistema são calculados os valores de $\bar{\phi}_{max}$, Y e X' , o que nos permite utilizar a equação (3.16) para calcular f_p , com o qual é calculada a utilizabilidade diária média através da equação expressa por:

$$\bar{\phi} = \frac{f_p}{Y} \quad (3.24)$$

o que nos permite através da equação a seguir:

$$\bar{\phi} = \exp \left[(a + bR_n / \bar{R})(\bar{X}_c + c\bar{X}_c^2) \right] \quad (3.25)$$

calcular explicitamente o valor do nível crítico médio de radiação , \bar{X}_c .

Com este valor de \bar{X}_c , \bar{T}_i é determinada pela equação que segue:

$$\bar{X}_c = \frac{F_R U_L (\bar{T}_i - \bar{T}_a)}{F_R (\tau\alpha)(r_{t,n} R_n \bar{H})} \quad (3.26)$$

Utilizando-se este valor de \bar{T}_i na equação (3.23), nova estimativa da temperatura \bar{T}_r é obtida e então comparada com a sua estimativa inicial. O processo é repetido se necessário, até a convergência de \bar{T}_r . Com o valor final de \bar{T}_r são calculados Q_{pr} e por último, a fração solar através da equação (3.22).

O esquema numérico implícito alternativo para determinar as perdas no reservatório e assim obter o novo valor corrigido foi programado através do software computacional *EES*. O esquema adotado no presente trabalho de dissertação dispensa o processo iterativo proposto em [9] e resolve de forma implícita em \bar{T}_i , para cada mês do ano, o sistema de equações que segue:

$$\bar{T}_r = \frac{\bar{T}_i + T_{\min}}{2} \quad (3.27)$$

$$Q_{pr} = (UA)_r (\bar{T}_r - T_a') \Delta t \quad (3.28)$$

$$L = L_o + Q_{pr} \quad (3.29)$$

$$X' = \frac{A_c F_R U_L (100) \Delta t}{L} \quad (3.30)$$

$$Y = A_C F_R (\tau\alpha)_n \left[\frac{(\bar{\tau\alpha})}{(\tau\alpha)_n} \right] \frac{\bar{H}_T N}{L} \quad (3.31)$$

$$\bar{X}_{c,\min} = \frac{F_R U_L (T_{\min} - \bar{T}_a) / F_R (\bar{\tau\alpha})}{r_{i,n} R_n \bar{H}} \quad (3.32)$$

$$\bar{\phi}_{\max} = \exp \left[(a + b R_n / \bar{R}) (\bar{X}_{c,\min} + c \bar{X}_{c,\min}^2) \right] \quad (3.33)$$

$$f_p = \bar{\phi}_{\max} Y - 0,015 (e^{3,85 f_p} - 1) (1 - e^{-0,15 X'}) (R_s)^{0,76} \quad (3.34)$$

$$\bar{X}_c = \frac{F_R U_L (\bar{T}_i - \bar{T}_a) / F_R (\bar{\tau\alpha})}{r_{i,n} R_n \bar{H}} \quad (3.35)$$

$$\bar{\phi} = \exp \left[(a + b R_n / \bar{R}) (\bar{X}_c + c \bar{X}_c^2) \right] \quad (3.36)$$

$$\bar{\phi} = \frac{f_p}{Y} \quad (3.37)$$

$$f_{pr} = f_p \left(1 + \frac{Q_{pr}}{L_o} \right) - \frac{Q_{pr}}{L_o} \quad (3.38)$$

Os resultados são apresentados na tabela 5.2 para $(UA)_r = 5,9$ (W/ °C) ; $T_a' = 20$ °C com os parâmetros utilizados no exemplo numérico da seção 5.2.

3.3.2 Correção devida à Ineficiência Termodinâmica do Trocador de Calor de Demanda.

O trocador de calor de demanda pode ter um efeito significativo na coleta de energia no longo prazo de um sistema solar. Se o trocador de calor é sub-dimensionado, a resistência à troca de calor entre o reservatório e o equipamento de demanda será grande e, por conseguinte maior temperatura no reservatório é requerida para fornecer energia à carga a uma taxa razoável. Maior temperatura do reservatório reduz, por outro lado, a eficiência do coletor.

No método $f-\bar{\phi}$ chart, o trocador de calor de demanda é suposto ideal, isto é, de efetividade igual à unidade. Por conseguinte, o valor da fração solar é superestimado, em relação ao valor da fração solar correspondente ao caso real.

O procedimento proposto por Duffie e Beckman [9] utilizado para fazer a correção necessária para levar em conta as perdas de energia produzidas pela resistência introduzida com a presença do trocador de calor é mostrado a seguir.

A taxa média na qual a energia pode ser transferida desde o reservatório até o equipamento de demanda a uma temperatura acima de T_{min} é expressa pela seguinte equação:

$$\bar{Q}_{pt} = \varepsilon_L C_{min} (\bar{T} - T_{min}) \Delta t_L \quad (3.39)$$

em que ε_L é a efetividade do trocador de calor, C_{min} é a menor das duas capacidades térmicas dos fluidos no trocador e Δt_L é o número de segundos do mês em que a demanda L é considerada.

Substituindo-se $f = \frac{\bar{Q}_{pt}}{L}$ na equação (3.39) resulta:

$$f \bar{L} = \varepsilon_L C_{min} (\bar{T} - T_{min}) \Delta t_L \quad (3.40)$$

O incremento médio na temperatura do reservatório necessário para fornecer a taxa de energia requerida é expresso por:

$$\Delta T = (\bar{T} - T_{\min}) = \frac{f \bar{L} / \Delta t_L}{\varepsilon_L C_{\min}} \quad (3.41)$$

No método f - $\bar{\phi}$ chart, o produto $\varepsilon_L C_{\min}$ é relativamente elevado. Neste caso, a resistência térmica no trocador de calor é pequena e a diferença de temperaturas necessária para fornecer energia ao equipamento de demanda a uma taxa média será próxima de zero e assim $\bar{T} \approx T_{\min}$. O procedimento de correção de f para levar em conta as perdas de energia que provoca a presença do trocador de calor de demanda, segundo [9], é também iterativo.

Uma estimativa de f é obtida com o método f - $\bar{\phi}$ chart considerando a efetividade igual à unidade. A diferença de temperaturas necessária para fornecer energia ao equipamento de demanda a uma taxa média de transferência de calor é determinada através da equação (3.41). Esta diferença de temperaturas é somada à diferença de temperaturas $(T_{\min} - \bar{T}_a)$ e então utilizada na equação (3.11), em vez de $(T_{\min} - \bar{T}_a)$, para determinar um novo nível de radiação mínima. O valor de $\bar{\phi}_{\max}$ correspondente a este novo nível de radiação mínima é determinado através da equação (3.12). Finalmente, este novo valor de $\bar{\phi}_{\max}$ é usado para determinar um novo valor de f . Este processo é repetido até que o valor de f nas iterações sucessivas não varie significativamente.

O procedimento de cálculo implícito será adotado, da mesma forma que na seção 3.3.1, evitando-se o processo iterativo proposto em [9]. Utilizando-se o software *EES*, o sistema de equações apresentado a seguir é resolvido implicitamente em \bar{T}_i , para cada mês do ano.

$$\Delta T = \frac{f_{pr} L / \Delta t_L}{\varepsilon_L C_{\min}} \quad (3.42)$$

$$\bar{T}_r = \frac{[\bar{T}_i + (T_{\min} + \Delta T)]}{2} \quad (3.43)$$

$$Q_{pr} = (UA)_r (\bar{T}_r - T_a') \Delta t_L \quad (3.44)$$

$$L = L_o + Q_{pr} \quad (3.45)$$

$$X' = \frac{A_c F_R U_L (100) \Delta t}{L} \quad (3.46)$$

$$Y = A_c F_R (\tau\alpha)_n \left[\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \right] \frac{\bar{H}_r N}{L} \quad (3.47)$$

$$\bar{X}_{c,\min} = \frac{F_R U_L [(T_{\min} + \Delta T) - \bar{T}_a] / F_R (\tau\alpha)}{r_{t,n} R_n \bar{H}} \quad (3.48)$$

$$\bar{\phi}_{\max} = \exp \left[(a + b R_n / \bar{R}) (\bar{X}_{c,\min} + c \bar{X}_{c,\min}^2) \right] \quad (3.49)$$

$$f_p = \bar{\phi}_{\max} Y - 0,015 (e^{3,85 f_p} - 1) (1 - e^{-0,15 X'}) (R_S)^{0,76} \quad (3.50)$$

$$\bar{X}_c = \frac{F_R U_L (\bar{T}_i - \bar{T}_a) / F_R (\tau\alpha)}{r_{t,n} R_n \bar{H}} \quad (3.51)$$

$$\bar{\phi} = \exp \left[(a + b R_n / \bar{R}) (\bar{X}_c + c \bar{X}_c^2) \right] \quad (3.52)$$

$$\bar{\phi} = \frac{f_p}{Y} \quad (3.53)$$

$$f_{pt} = f_p \left(1 + \frac{Q_{pr}}{L_o} \right) - \frac{Q_{pr}}{L_o} \quad (3.54)$$

para $\varepsilon_L = 0,45$; $C_{\min} = 3000 \text{ W}^\circ\text{C}$ para os mesmos parâmetros utilizados no exemplo numérico apresentado na seção 5.2.

No capítulo 5 são apresentadas tabelas com resultados numéricos, considerando perdas no reservatório de calor e perdas no trocador de calor de demanda para o exemplo numérico escolhido.

3.4 LIMITAÇÕES DA METODOLOGIA $f-\bar{\phi}$ CHART

O método $f-\bar{\phi}$ chart é utilizado para os casos de aplicações a sistemas solares que utilizem coletores de placa plana, para processos de suprimento de calor a temperaturas $T \geq T_{\min}$. É suposto que ao longo dos dias as demandas do processo são relativamente uniformes. Uma distribuição altamente irregular acarreta resultados imprecisos. O método não é aplicável a aquecimento de água pelo fato do processo de aquecimento doméstico ser caracterizado por duas temperaturas, a temperatura de água de consumo e a temperatura de água quente desejada.

Por último, este método não é aplicável para suprimento de energia a equipamentos de demanda com COP dependentes da temperatura de suprimento de energia, como é o caso das bombas de calor e ciclos de Rankine.

4 OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA SOLAR

4.1 INTRODUÇÃO

Os processos solares são geralmente caracterizados pelo alto custo inicial e pelo baixo custo operacional. Assim, o problema econômico reduz-se à comparação do investimento inicial com o custo operacional no período da vida útil do sistema. Geralmente os processos de aproveitamento de energia solar requerem energia auxiliar, resultando numa combinação de energia solar e convencional (combustível, eletricidade). O desembolso anual é determinado uma vez conhecida a combinação dessas fontes de energia. Em resumo, os equipamentos que operam com energia solar são adquiridos com o propósito de reduzir os custos no futuro durante a vida útil do sistema.

O objetivo da análise econômica neste trabalho é determinar o ponto onde os custos sejam os mais baixos, comparando o sistema que opera somente com energia convencional (elétrica) e aquele que combina combustível com a energia solar.

Existem na literatura vários métodos para a análise econômica no ciclo de vida útil. Contudo, no presente trabalho, será adotado o método P_1-P_2 , cujas vantagens são explicadas nas referências [5,9]. No orçamento de cada sistema são considerados os custos de capital, de manutenção, instalação e operacional. A análise P_1-P_2 é basicamente um método de análise econômica de valor presente, o qual reduz a valores atuais todos os ganhos e despesas resultantes na comparação entre a alternativa convencional e a alternativa solar com auxílio de energia convencional. Este método é conhecido internacionalmente como *Life Cycle Savings Method (LCS)* e no presente trabalho é proposta uma expressão que representa o *LCS* para um sistema de

refrigeração assistido por energia solar. Esta função permite realizar a otimização em relação à área do coletor A_c e à temperatura de operação, T_g .

4.2 ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA

Brandemuehl e Beckman em [5] propõem uma formulação simples para o ganho econômico durante a vida útil de um sistema de aquecimento solar. Este ganho é a diferença entre a redução do custo operacional devido à energia auxiliar e à despesa decorrente do investimento no capital do sistema de aquecimento solar. O saldo é a função expressa como segue:

$$LCS = P_1 C_{E1} L f - P_2 (C_A A_c + C_E) \quad (4.1)$$

na qual C_{E1} é o custo de energia convencional em (US\$/GJ) no primeiro ano do período da análise econômica, L é a demanda média anual de aquecimento em (GJ), f é a fração anual da demanda suprida por energia solar, C_A é o custo do coletor por unidade de área (US\$/m²), A_c é a área do coletor em (m²), C_E é o custo do sistema de energia solar independente da área do coletor em (US\$); P_1 é o fator de valor presente do ganho decorrente da economia de energia auxiliar e P_2 é a relação entre os custos devido ao investimento no período de vida útil e o investimento inicial. P_2 leva em consideração o juro do empréstimo para aquisição do equipamento, o período de amortização, a depreciação do capital, o valor de revenda e o imposto patrimonial. Esses fatores são descritos no Apêndice B.

Na equação (4.1) pode-se verificar que o primeiro termo é diretamente proporcional ao valor monetário da energia elétrica no primeiro ano, enquanto que o segundo termo corresponde aos termos relacionados diretamente ao investimento inicial no sistema.

Para um dado local, demanda e situação econômica, é possível otimizar as variáveis de projeto do sistema que resultem num LCS máximo (ganho máximo na vida útil do sistema). Embora existam muitas variáveis que influenciam a eficiência de um sistema solar, a principal delas é a *área do coletor*. A figura 4.1 ilustra o comportamento da função LCS para diferentes valores dos parâmetros de custo, referentes a um exemplo da referência [5].

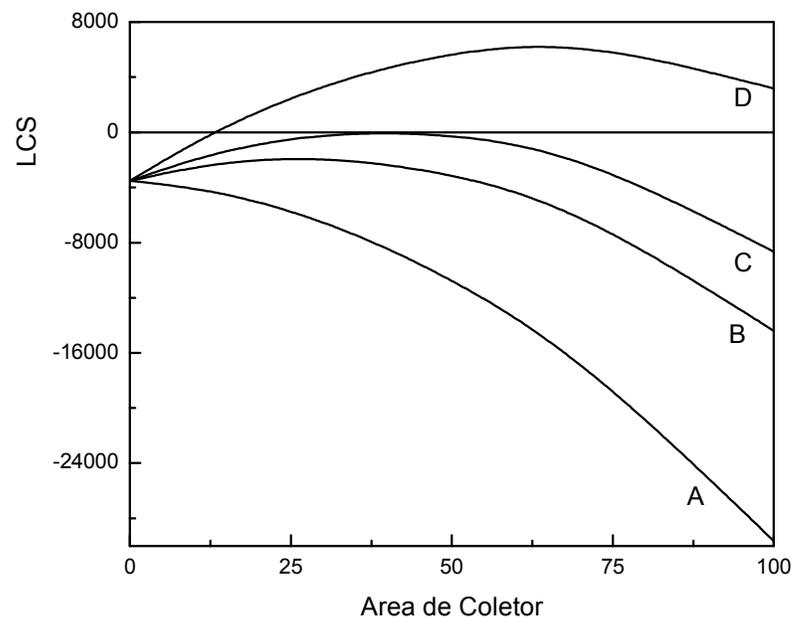


Figura 4.1 LCS versus área do coletor para quatro tipos diferentes de cenários econômicos.

- A curva A corresponde a um cenário econômico no qual a energia solar não pode competir, sendo o sistema convencional a escolha econômica.

- A curva B mostra uma área ótima diferente de zero, mas o sistema convencional é ainda o mais econômico.
- A curva C, corresponde à condição crítica, quer dizer, o sistema solar pode competir com o sistema convencional.
- A curva D corresponde a um cenário econômico que é favorável para a energia solar, sendo esta a alternativa econômica.

Cada curva da figura 4.1 começa com valores de LCS negativos para uma área de coletor zero. A magnitude desta perda decorre da presença de custos fixos do sistema de energia solar sem qualquer possibilidade de economia de combustível.

Como a área de coletor aumenta, todas as curvas, à exceção da curva A, mostram os incrementos nos ganhos até atingir um máximo para alguma área de coletor ótima. Na medida em que a área do coletor aumenta, os ganhos continuam aumentando, mas os custos excessivos pelo aumento no tamanho do sistema fazem com que os ganhos solares diminuam.

O máximo LCS , e por conseguinte a área ótima de coletor, é caracterizado pelo ponto no qual a derivada de LCS relativamente à área do coletor é igualada a zero. O anterior é expresso pela seguinte equação:

$$\frac{\partial LCS}{\partial A_c} = P_1 C_{E1} L \frac{\partial f}{\partial A_c} - P_2 C_A = 0 \quad (4.2)$$

ou

$$\frac{\partial f}{\partial a_c} = \frac{P_2 C_A}{P_1 C_{E1}} \quad (4.3)$$

$$\text{com } a_c = \frac{A_c}{L}$$

A equação (4.3) descreve o ótimo para qualquer conjunto de condições econômicas. Porém, a figura 4.1 mostra que não são todos os cenários econômicos que resultam em projetos ótimos com ganhos positivos. A seguir é mostrado que existe um conjunto de condições econômicas para o qual o *LCS* de um sistema de refrigeração solar ótimo é igual ao sistema convencional. Esta condição é chamada crítica e é definida pela curva C da figura 4.1, na qual observa-se que *LCS* é igual a zero.

4.3 MÉTODO P₁-P₂ APLICADO A UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR

A abordagem apresentada a seguir, bem como resultados parciais dos exemplos numéricos analisados, foram condensados num artigo apresentado na *ISES 2001*, por Colle e Vidal [8].

A figura a seguir mostra a concepção de um sistema de refrigeração termo-movido auxiliado por energia solar. A fonte de energia auxiliar representada pelo queimador complementa a fração *f* da energia solar fornecida pelo sistema solar conjugado ao trocador de calor. Com base nos fluxos de energia mostrados na figura 4.2 e nos custos operacionais e de capital associados a um sistema de refrigeração mecânica equivalente, é proposta neste trabalho uma expressão para a função *LCS* de um sistema de refrigeração solar movido termicamente. Este funcional pode ser expresso como segue:

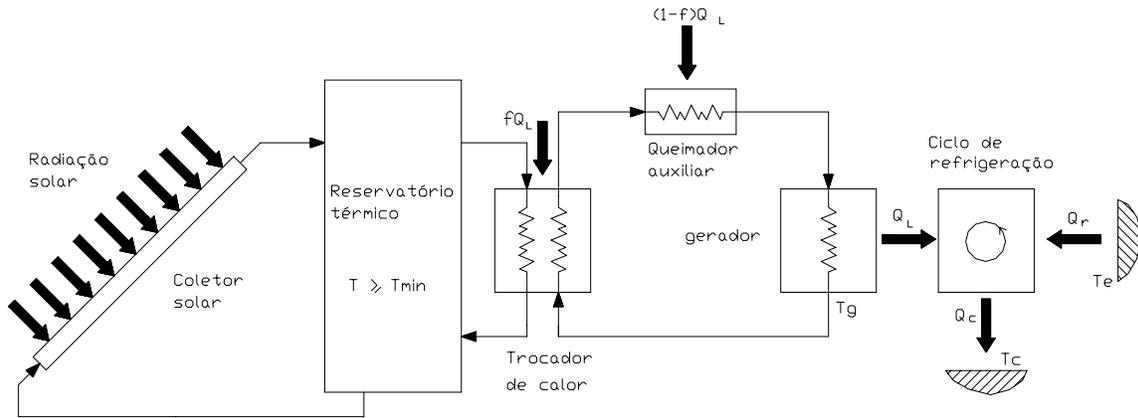


Figura 4.2 Ciclo de refrigeração assistido por energia solar movido termicamente.

$$LCS = P_1 [C_{EI} W_{el} - C_{FI} Q_L (1-f)] - P_2 [(C_A A_C + C_E) + (C_{TH} - C_{EL})] \quad (4.4)$$

onde

C_{FI} = custo da energia auxiliar no primeiro ano de análise econômica (US\$/kWh);

C_{EI} = custo da energia elétrica para mover o ciclo de compressão mecânica convencional (US\$/kWh);

C_A = custo de coletor por unidade de área (US\$/m²);

C_E = custo de instalação e outros custos menores do sistema coletor (US\$);

C_{EL} = custo de capital do sistema de refrigeração por compressão eletro-mecânica com a mesma capacidade de refrigeração Q_r (US\$);

C_{TH} = custo de capital do sistema de refrigeração movido termicamente (sistema ejetor ou sistema de absorção) (US\$);

A_C = área do coletor (m²);

f = fração anual de energia economizada com energia solar;

W_{el} = energia elétrica necessária para o sistema de refrigeração convencional (kWh);

As expressões para P_1 e P_2 são mostradas no Apêndice B.

Na equação (4.4), Q_L é a quantidade de calor anual requerida para mover o ciclo de refrigeração para uma capacidade de refrigeração anual especificada Q_r . Q_L representa também a soma do calor fornecido pelo queimador auxiliar e o calor fornecido pelo sistema térmico solar. A fração de energia que é economizada pelo sistema solar é definida como $f = Q_s / Q_L$, de tal modo que o calor a ser fornecido pelo queimador auxiliar para o período de um ano é igual a $(1 - f) Q_L$.

Dois diferentes coeficientes de desempenho são definidos a saber, o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração por compressão mecânica que é expresso por:

$$COP_{el} = \frac{Q_r}{W_{el}} \quad (4.5)$$

e o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração movido termicamente (sistema ejetor ou sistema de absorção) expresso por:

$$COP_{TH} = \frac{Q_r}{Q_L} \quad (4.6)$$

Substituindo-se as expressões anteriores na equação (4.4) resulta:

$$LCS = P_1 \left[\frac{C_{E1} Q_r}{COP_{el}} - \frac{C_{F1} Q_r (1-f)}{COP_{TH}} \right] - P_2 [(C_A A_C + C_E) + (C_{TH} - C_{EL})] \quad (4.7)$$

onde

Q_r = carga de refrigeração (GJ);

$(1-f)Q_r$ = energia térmica que é fornecida ao sistema pela fonte auxiliar a um custo C_{F1} (GJ).

Quanto maior for a área de coletor adquirido a um custo C_A , maior será o valor de f e menor será então o custo operacional de energia auxiliar. Note-se que esse custo é um débito na função LCS . Também pela equação (4.7), pode-se observar que um baixo valor de $(COP)_{TH}$ diminui a vantagem econômica do sistema de refrigeração movido termicamente, da mesma forma que um elevado custo de capital deste sistema. Por outro lado, a vantagem econômica do sistema de ciclo ejetor ou absorção é aumentada para valores elevados do custo de energia elétrica, valores baixos do custo de energia térmica auxiliar ou para uma diminuição no custo do coletor solar.

A função LCS , contudo, deverá exibir um máximo para algum valor de A_c , já que f cresce com A_c e o termo contendo f é somado a um termo que representa uma reta decrescente com A_c .

As expressões para P_1 e P_2 mostradas no Apêndice B não dependem da área do coletor e da fração solar e, no caso de Q_r ser independente de A_c , é possível otimizar a área do coletor a partir da equação (4.7), na qual a principal variável é A_c . Esta otimização permitirá a determinação da área de coletor solar que deve proporcionar o maior ganho na combinação da energia solar e

convencional. Essa área ótima certamente existe, dado que um investimento elevado no coletor onera os gastos tanto quanto uma alta despesa operacional devida ao consumo de energia elétrica correspondente à refrigeração convencional.

Derivando parcialmente a equação (4.7) com respeito a A_c e igualando o resultado a zero tem-se:

$$\frac{\partial LCS}{\partial A_c} = \frac{P_1 C_{F1} Q_r}{COP_{TH}} \frac{\partial f}{\partial A_c} - P_2 C_A = 0 \quad (4.8)$$

A máxima economia é alcançada quando a derivada da fração solar f no ponto máximo satisfaz a equação seguinte:

$$\frac{\partial f}{\partial a_c} = \frac{COP_{TH}}{\alpha_F} \quad (4.9)$$

$$\text{com } a_c = \frac{A_c}{Q_r}$$

e

$$\alpha_F = \frac{P_1 C_{F1}}{P_2 C_A} \quad (4.10)$$

No caso de o valor ótimo de LCS ser constante e igual a zero, a equação (4.7) pode ser expressa como segue:

$$(1-f) = \left[\frac{P_1 C_{E1}}{P_2 C_A COP_{el}} + \frac{(C_{EL} - C_{TH} - C_E)}{C_A Q_r} - a_c \right] \frac{P_2 C_A COP_{TH}}{P_1 C_{F1}} \quad (4.11)$$

Definindo-se:

$$a_{\max} = \frac{P_1 C_{E1}}{P_2 C_A COP_{el}} + \frac{(C_{EL} - C_{TH} - C_E)}{C_A Q_r} \quad (4.12)$$

a equação (4.11) pode ser expressa por:

$$(1-f) = (a_{\max} - a_c) \frac{P_2 C_A COP_{TH}}{P_1 C_{F1}} \quad (4.13)$$

na qual pode-se observar que a_c é sempre menor ou igual que a_{\max} visto que f é menor ou igual à unidade.

Substituindo COP_{TH} expresso segundo a equação (4.9) resulta:

$$(a_{\max} - a_c) \frac{\partial f}{\partial a_c} = 1 - f \quad (4.14)$$

Definindo-se os parâmetros de custo relativos ao custo operacional

$$\alpha_E = \frac{P_1 C_{E1}}{P_2 C_A COP_{el}} \quad (4.15)$$

e a diferença de custo de capital por

$$d = \frac{C_{EL} - C_{TH} - C_E}{Q_r} \quad (4.16)$$

resulta que:

$$a_{\max} = \alpha_E + \frac{d}{C_A} \quad (4.17)$$

A solução ótima para a_c obtida da equação (4.14) é ilustrada na figura 4.3.

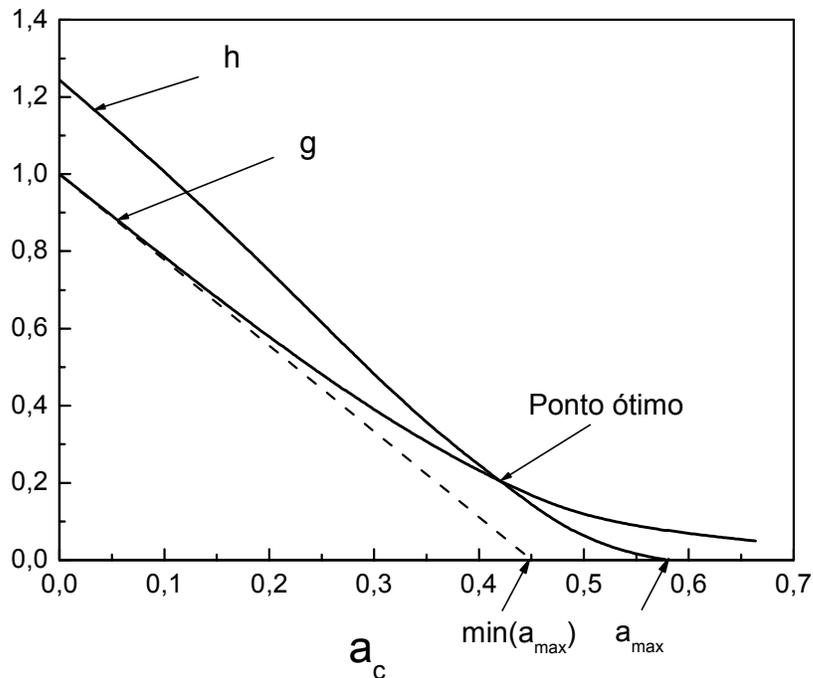


Figura 4.3 Solução ótima para a_c .

A seguir são definidas duas funções que servirão para analisar a equação (4.14) e propriedades geométricas da figura 4.3, a saber:

$$g = 1 - f \quad (4.18)$$

$$h = (a_{\max} - a_c) \frac{\partial f}{\partial a_c} \quad (4.19)$$

Da figura 4.3 tem-se que:

$$h|_{a_c=0} = a_{\max} \frac{\partial f}{\partial a_c} \Big|_{a_c=0} \quad (4.20)$$

de onde:

$$a_{\max} = \frac{h|_{a_c=0}}{\frac{\partial f}{\partial a_c} \Big|_{a_c=0}} \quad (4.21)$$

Sendo $h|_{a_c=0} = 1$ resulta que o valor mínimo de a_{\max} é expresso por:

$$(a_{\max})_{\min} = \frac{1}{\frac{\partial f}{\partial a_c} \Big|_{a_c=0}} \quad (4.22)$$

para o qual $a_c=0$ é raiz da equação (4.14)

Por conseguinte, para cada $h(0) > 1$ resulta que

$$a_{\max} > \frac{1}{\left. \frac{\partial f}{\partial a_c} \right|_{a_c=0}} \quad (4.23)$$

e existirá então uma única raiz a_c , conforme pode ser constatado na figura 4.3, já que a raiz de $h=0$ é a_{\max} e portanto, menores valores de a_{\max} deslocam a função h para baixo, decrescendo o valor de $h(0)$.

A área de coletor correspondente ao valor ótimo de LCS , solução da equação (4.8), é uma função do $(COP)_{TH}$. Sendo a função f convexa, quanto maior for o valor de A_c , menor será o valor da derivada de f e portanto, quanto menor for o valor de $(COP)_{TH}$ maior será o valor da área de coletor para compensar valores baixos de $(COP)_{TH}$, conforme podemos concluir da equação mencionada. Torna-se portanto interessante investigar qual é o efeito da temperatura do gerador de vapor T_g , parâmetro do qual $(COP)_{TH}$ depende, sobre a área ótima.

A seguir é mostrado o comportamento de LCS relativamente à temperatura de geração T_g . Lembrando que f é função de T_g através de COP_{TH} , a derivada parcial de LCS com relação a T_g igualada a zero resulta:

$$\frac{1}{(1-f)} \frac{\partial f}{\partial T_g} + \frac{1}{COP_{TH}} \frac{\partial COP_{TH}}{\partial T_g} = 0 \quad (4.24)$$

Para estudar os limites teóricos do sistema de refrigeração, Sokolov e Hershgal em [27] consideram a utilização de um coeficiente de desempenho de Carnot para o sistema termovido dado pela seguinte equação:

$$COP_{TH} = \frac{T_e (T_g - T_c)}{T_g (T_c - T_e)} \quad (4.25)$$

Substituindo COP_{TH} da equação (4.25) na equação (4.24) resulta:

$$\frac{1}{(1-f)} \frac{\partial f}{\partial T_g} + \frac{T_c}{T_g} \frac{1}{(T_g - T_c)} = 0 \quad (4.26)$$

Sendo que:

$$f = \sum_{i=1}^{12} f_i Q_{L_i} / Q_L \quad (4.27)$$

e substituindo Q_L como uma função de Q_r dado pela equação (4.6) para ambas as bases anual e mensal, resulta:

$$f = \sum_{i=1}^{12} f_i Q_{r_i} / Q_r \quad (4.28)$$

na qual Q_{r_i} é a demanda de refrigeração e f_i é a fração solar do mês (i), esta última expressa pela correlação:

$$f_i = \bar{\phi}_{\max,i} Y_i - 0,015(e^{3,85f_i} - 1)(1 - e^{-0,15X'_i})(R_S)^{0,76} \quad (4.29)$$

Os parâmetros Y_i e X'_i expressos respectivamente pelas equações (3.14) e (3.15), na presente análise são expressos em termos de COP_{TH} como segue:

$$Y_i = A_C F_R (\tau\alpha)_n \left[\frac{(\bar{\tau}\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \right]_i \bar{H}_{T_i} N_i COP_{TH} / Q_{r_i} \quad (4.30)$$

$$X'_i = A_C (F_R U_L) 100 \Delta t_i COP_{TH} / Q_{r_i} \quad (4.31)$$

na qual $\Delta t_i = 86400 \times N_i$, N_i é o número de dias do mês (i), $F_R U_L$ e $F_R (\tau\alpha)_n$ são os coeficientes de eficiência do coletor, \bar{H}_{T_i} é a média mensal da radiação solar sobre coletor plano inclinado, e R_S é suposto ser igual à unidade.

Ainda pela teoria de Klein e Beckman [21],

$$\bar{\phi}_{\max,i} = \bar{\phi}(X_{c\min,i}) \quad (4.32)$$

$$\bar{\phi}_{\max,i} = \exp\left[(a + bR_n / \bar{R})(X_{c\min,i} + cX_{c\min,i}^2)\right] \quad (4.33)$$

na qual a , b , e c são funções do índice médio de limpidez \bar{K}_T para cada mês (i) expressas pelas equações (3.12a), (3.12b) e (3.12c), respectivamente. A razão de radiação crítica média mensal mínima é expressa por:

$$\bar{X}_{c\min,i} = F_R U_L (T_{\min} - \bar{T}_{a_i}) / F_R (\tau\alpha)_n [(\bar{\tau}\bar{\alpha}) / (\tau\alpha)_n]_i (r_{t,n} R_n \bar{H})_i \quad (4.34)$$

onde \bar{T}_{a_i} é a temperatura ambiente média para o mês (i) e \bar{H}_i é a média mensal da radiação global incidente sobre superfície horizontal. As equações de R_n / \bar{R} e $r_{t,n}$ são apresentadas no Apêndice C.

A fração f_i , bem como as suas derivadas com respeito a A_c e T_g , são obtidas implicitamente da equação (4.29) conforme Apêndice D.

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1 INTRODUÇÃO

Na primeira parte deste capítulo é apresentado um exemplo numérico retirado da referência [9], com a finalidade de ilustrar passo a passo o procedimento de cálculo da metodologia $f-\bar{\phi}$ *chart* e verificar o programa computacional que foi desenvolvido no *EES*. Para o mesmo exemplo, são mostrados os resultados dos efeitos das perdas de energia. São incluídas tabelas com resultados considerando perdas no reservatório térmico e perdas de energia devido à ineficácia termodinâmica do trocador de calor de demanda.

Na segunda parte deste capítulo são apresentados resultados da análise termoeconômica para um sistema de refrigeração assistido por energia solar para a localidade de Albuquerque, Novo México (EUA). Os resultados aqui apresentados foram obtidos impondo a condição de que $LCS=0$, para o caso de ciclo de absorção e ciclo ejetor. Os resultados desses dois casos são comparados com o caso ideal de ciclo de Carnot.

Por fim, são apresentados resultados da otimização termoeconômica, considerando um sistema de absorção solar para a localidade de Florianópolis, Santa Catarina (Brasil). Incluem-se nesses resultados gráficos da fração solar, da análise da influência da qualidade do coletor solar e também da análise de sensibilidade econômica, para diferentes custos de energia elétrica e custos de coletor.

5.2 RESULTADOS PARA O EXEMPLO NUMÉRICO

O exemplo 21.3.1 da referência [9] considera um sistema de energia solar industrial na cidade de Omaha, Nebraska (EUA), cuja demanda térmica com temperatura acima de 60 °C é de 12 kW, por um período de 12 horas por dia. A cidade de Omaha esta situada na latitude $\phi = 41^\circ$ e a temperatura ambiente média e a radiação diária média mensal sobre uma superfície horizontal são apresentadas na tabela E.1 do Apêndice E. Os parâmetros de cálculo são os seguintes: $F_R (\tau\alpha)_n = 0,72$; $F_R U_L = 2,63 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, $F_R = 0,8$; $\frac{(\overline{\tau\alpha})}{(\tau\alpha)_n} = 0,94$; inclinação $\beta = 40^\circ$; azimute $\gamma = 0$; $A_c = 50 \text{ m}^2$, $\overline{H} = 8,6 \text{ (MJ/m}^2\text{)}$, $\overline{T}_a = -5 \text{ }^\circ\text{C}$, a refletância do solo ρ_g é 0,2, o reservatório tem uma capacidade de armazenamento de 4180 litros de água e R_S igual a 1.

A seguir são apresentados os cálculos detalhados para o mês de Janeiro ($i=1$), o que permite mostrar o procedimento para a determinação do valor da fração solar f :

Passo 1. Cálculo da demanda de energia mensal, L_i

$$L_i = (12000 \text{ W})(12 \text{ h/dia})(31 \text{ dias})(3600 \text{ s/h})$$

$$L_i = 16,1 \text{ (GJ)}$$

Passo 2. Cálculo de X'_i

$$X'_i = \frac{A_c (F_R U_L) 100 \Delta t_i}{L_i}$$

$$\Delta t_i = 86400 \times N_i$$

sendo N_i o número de dias do mês (i). Para o presente exemplo obtém-se $X_i' = 2,19$.

Passo 3. Cálculo de Y_i

O valor de Y_i para cada mês é dado por:

$$Y_i = A_C F_R (\tau\alpha)_n \left[\frac{(\overline{\tau\alpha})}{(\tau\alpha)_n} \right]_i \frac{\overline{H}_{T_i} N_i}{L_i}$$

O cálculo detalhado de \overline{H}_{T_i} , que representa a média mensal da radiação solar incidente sobre superfície inclinada de coletor plano, é mostrado no Apêndice C, do qual resulta $\overline{H}_{T_i} = 16,3$ (MJ/m²) e portanto $Y_i = 1,06$.

Passo 4. Cálculo de $\overline{\phi}_{\max,i}$

A utilizabilidade máxima é calculada através das equações (3.11) e (3.12). Os cálculos detalhados para R_n / \overline{R} , $r_{t,n}$, e \overline{K}_T para o mês (i) são mostrados no Apêndice C, dos quais resultam, $\overline{K}_T = 0,59$, $a = -1,12$, $b = -0,375$, $c = 0,67$, $R_n / \overline{R} = 0,85$ e $r_{t,n} = 0,176$.

Portanto,

$$\overline{X}_{c,\min} = \frac{2,63(60 - (-5))}{0,72 \times 0,94 \times 0,176 \times 1,61 \times 8,6e^6 / 3600} = 0,37$$

Com o valor de o parâmetro acima calcula-se $\bar{\phi}_{\max}$ através da equação (3.12), resultando o valor 0,51.

Passo 5. Cálculo de f_i

Utilizando-se a equação (3.16) e realizando a computação numérica implícita através do método de *Newton*, obtém-se o valor 0,5162 para a fração solar no mês de Janeiro.

A tabela 5.1 mostra os resultados detalhados para os doze meses do ano, obtidos através do programa computacional que foi desenvolvido no *EES*, onde \bar{T}_a , \bar{H} e $\frac{(\bar{\tau\alpha})}{(\tau\alpha)_n}$ foram obtidos da referência [9]. Esses parâmetros são apresentados no Apêndice E.

TABELA 5.1 Resultados do exemplo numérico.

Dia Médio	\bar{H}_o	\bar{T}_a	\bar{H}	\bar{R}_b	\bar{K}_T	$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}$	\bar{R}	$r_{i,n}$	$r_{d,n}$	$R_{b,n}$	R_n
	MJ/m ²	C	MJ/m ²								
Jan. 17	14,6	-5	8,6	2,32	0,59	0,31	1,90	0,176	0,164	1,97	1,61
Fev. 16	20,0	-3	11,6	1,83	0,58	0,32	1,55	0,160	0,148	1,65	1,39
Mar. 16	27,0	3	14,9	1,40	0,55	0,38	1,23	0,145	0,134	1,37	1,16
Abr. 15	34,3	10	19,4	1,08	0,56	0,37	1,03	0,131	0,121	1,16	1,06
Mai. 15	39,6	17	21,5	0,89	0,54	0,39	0,91	0,122	0,112	1,03	0,98
Jun. 11	41,8	22	23,6	0,81	0,56	0,37	0,86	0,118	0,108	0,97	0,96
Jul. 17	40,6	25	23,8	0,84	0,59	0,35	0,88	0,120	0,110	1,00	0,97
Ago. 16	36,4	23	21,8	0,99	0,60	0,34	0,98	0,127	0,117	1,10	1,04
Set. 15	29,6	19	16,6	1,26	0,56	0,37	1,14	0,139	0,128	1,28	1,12
Out. 15	22,0	12	12,3	1,67	0,56	0,37	1,40	0,154	0,143	1,55	1,26

Nov. 14	15,8	4	8,3	2,17	0,52	0,37	1,72	0,171	0,159	1,88	1,42
Dez. 10	13,2	-2	7,0	2,49	0,53	0,36	1,93	0,181	0,169	2,08	1,55

TABELA 5.1 (Continuação)

Dia Médio	$\frac{R_n}{\bar{R}}$	$\frac{(\overline{\tau\alpha})}{(\tau\alpha)_n}$	\bar{X}_c (min)	$\bar{\phi}$ (max)	Y	$\bar{\phi} Y$ (max)	X'	f	L (GJ)	fL (GJ)
Jan. 17	0,85	0,94	0,37	0,51	1,06	0,54	2,19	0,52	16,1	8,4
Fev. 16	0,90	0,94	0,34	0,55	1,18	0,65	2,19	0,60	14,5	8,7
Mar. 16	0,95	0,93	0,32	0,57	1,18	0,67	2,19	0,63	16,1	10,1
Abr. 15	1,03	0,93	0,26	0,63	1,28	0,81	2,19	0,74	15,6	11,5
Mai. 15	1,08	0,91	0,24	0,66	1,23	0,81	2,19	0,74	16,1	11,9
Jun. 11	1,11	0,90	0,21	0,69	1,27	0,88	2,19	0,80	15,6	12,5
Jul. 17	1,10	0,91	0,18	0,73	1,32	0,96	2,19	0,86	16,1	13,8
Ago. 16	1,06	0,92	0,18	0,73	1,36	0,99	2,19	0,88	16,1	14,2
Set. 15	0,98	0,93	0,22	0,68	1,22	0,83	2,19	0,76	15,6	11,9
Out. 15	0,90	0,94	0,28	0,62	1,12	0,69	2,19	0,65	16,1	10,5
Nov. 14	0,82	0,93	0,39	0,53	0,92	0,49	2,19	0,46	15,6	7,2
Dez. 10	0,80	0,94	0,44	0,48	0,88	0,42	2,19	0,41	16,1	6,6
Totais									189,6	127,3

Os resultados obtidos para a fração solar, f , concordam exatamente com os resultados mostrados no exemplo 21.3.1 da referência [9] e, portanto, validam o programa computacional desenvolvido.

5.3 RESULTADOS PARA O EXEMPLO NUMÉRICO CONSIDERANDO AS PERDAS

5.3.1 Perdas no Reservatório

Na tabela 5.2 são apresentados os resultados para os doze meses do ano e sua comparação com os resultados numéricos correspondentes ao caso sem perdas no reservatório.

TABELA 5.2 Resultados comparativos considerando perdas no reservatório.

Dia	\bar{T}_i	\bar{T}_r	f	f_{pr}	L	fL	$f_{pr} L$
Médio	°C	°C			(GJ)	(GJ)	(GJ)
Jan. 17	63,6	61,8	0,52	0,48	16,1	8,4	7,7
Fev. 16	64,1	62,0	0,60	0,56	14,5	8,7	8,1
Mar. 16	65,3	62,7	0,63	0,59	16,1	10,1	9,5
Abr. 15	67,6	63,8	0,74	0,70	15,6	11,5	10,9
Mai. 15	67,3	63,6	0,74	0,70	16,1	11,9	11,2
Jun. 11	68,1	64,0	0,80	0,76	15,6	12,5	11,8
Jul. 17	70,2	65,1	0,86	0,82	16,1	13,8	13,2
Ago. 16	71,5	65,8	0,88	0,84	16,1	14,2	13,5
Set. 15	68,0	64,0	0,76	0,72	15,6	11,9	11,2
Out. 15	64,5	62,2	0,65	0,62	16,1	10,5	10,0
Nov. 14	63,0	61,5	0,46	0,42	15,6	7,2	6,55
Dez. 10	62,0	61,0	0,41	0,37	16,1	6,6	5,95
				Totais	189,6	127,3	119,6

Portanto, as perdas no reservatório reduziram a fração solar da carga para o mês de Janeiro de 52 % para 48 % . Na base anual, a fração solar foi reduzida de 67 % para 63 %. Este comportamento da fração solar é mostrado na figura 5.1.

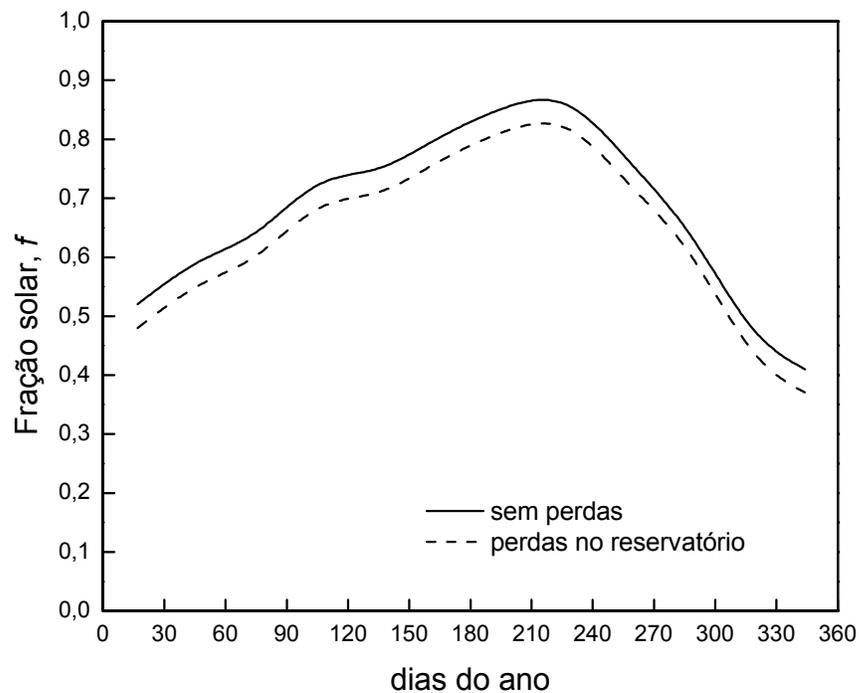


Figura 5.1 Comportamento da fração solar considerando perdas no reservatório para o caso de Omaha, Nebraska (EUA).

5.3.2 Perdas devido ao Trocador de Calor de Demanda

A tabela 5.3 mostra os valores numéricos da fração solar, para os casos de trocador ideal e trocador real.

TABELA 5.3 Resultados comparativos considerando perdas no trocador de calor.

Dia	\bar{T}_i	\bar{T}_r	f	f_{pr}	f_{pt}	L	fL	$f_{pr} L$	$f_{pt} L$	
Médio	°C	°C				(GJ)	(GJ)	(GJ)	(GJ)	
Jan. 17	67,6	65,9	0,52	0,48	0,45	16,1	8,4	7,7	7,2	
Fev. 16	69,4	67,2	0,60	0,56	0,53	14,5	8,7	8,1	7,7	
Mar. 16	70,0	67,6	0,63	0,59	0,55	16,1	10,1	9,5	8,8	
Abr. 15	72,8	69,6	0,74	0,70	0,66	15,6	11,5	10,9	10,3	
Mai. 15	72,5	69,3	0,74	0,70	0,65	16,1	11,9	11,2	10,5	
Jun. 11	74,0	70,4	0,80	0,76	0,70	15,6	12,5	11,8	10,9	
Jul. 17	76,2	71,8	0,86	0,82	0,77	16,1	13,8	13,2	12,4	
Ago. 16	77,1	72,3	0,88	0,84	0,78	16,1	14,2	13,5	12,6	
Set. 15	73,4	69,9	0,76	0,72	0,68	15,6	11,9	11,2	10,6	
Out. 15	70,5	68,0	0,65	0,62	0,57	16,1	10,5	10,0	9,1	
Nov. 14	66,6	65,2	0,46	0,42	0,40	15,6	7,2	6,5	6,2	
Dez. 10	65,6	64,4	0,41	0,37	0,34	16,1	6,6	5,9	5,5	
						Totais	189,6	127,3	119,6	111,8

É interessante comparar os resultados do mês de Janeiro baseados nas considerações que foram feitas até aqui. Sem considerar perdas no reservatório e no trocador de calor de demanda, a contribuição solar é 8,4 (GJ). Já considerando perdas no reservatório, a contribuição da energia solar foi reduzida para 7,7 (GJ), e com a presença de um trocador de calor de demanda a energia

solar fornecida é 7,2 (GJ). Estas reduções não são insignificantes e teriam que ser levadas em conta num projeto detalhado de engenharia.

5.4 RESULTADOS DA ANÁLISE TERMOECONÔMICA

A análise é feita para as condições climáticas da cidade de Albuquerque, Novo México (EUA) situada numa latitude de 35 °. A carga demandada no sistema de ar condicionado é de 10,5 kW (3 TR), funcionando 12 h de cada dia do ano. Esta análise é aqui apresentada como uma forma de ilustração do método para sistemas de refrigeração assistidos por energia solar, uma vez que as características do clima de Albuquerque são significativamente distintas daquela apresentada para Florianópolis.

A temperatura mínima, T_{min} , no caso de se considerar um ciclo de absorção, é igual a 77 °C. O coletor escolhido é de dupla cobertura, para o qual os parâmetros de eficiência são $F_R(\tau\alpha) = 0,74$ e $F_R U_L = 3,0 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Foi considerado um sistema de refrigeração (*chiller*) de absorção comercial com capacidade de 10,5 kW (3 TR), da empresa Yazaki Energy Corporation. O COP desse equipamento é igual a 0,65.

No caso de se considerar um sistema ejetor, o COP foi obtido de Cizungu *et al.* (1999), para $T_{min} = T_g = 77 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_e = 8,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ e $T_c = 27,7 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Utilizando-se o procedimento descrito no capítulo 3, é computada a fração solar anual, como função da área específica a_c . Os resultados são apresentados na figura 5.2.

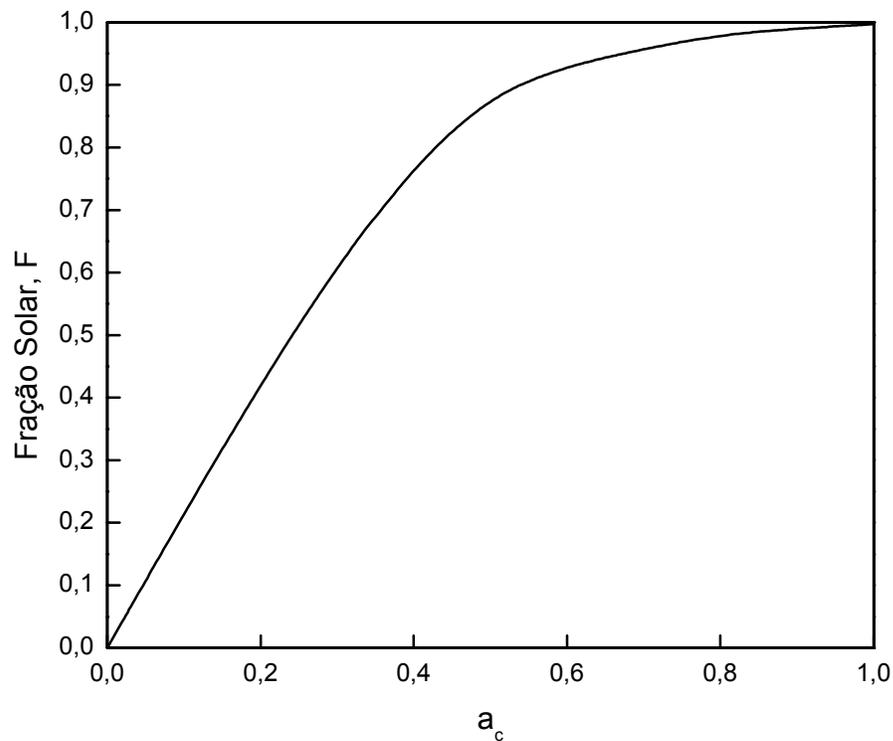


Figura 5.2 Fração solar como função de a_c para o caso de Albuquerque, Novo México (EUA).

Desta figura pode-se observar que a fração solar é uma função monotonicamente crescente da área específica do coletor. Esta figura nos mostra que o maior valor da derivada da fração solar em relação a área específica corresponde à área nula. O comportamento de f para grandes valores da área deveria ser assintótico. Todavia, a equação empiricamente ajustada por Klein e Beckman [21] resulta em valor unitário para áreas excessivamente grandes. Uma razão física para tal comportamento seria o fato de o sistema fornecer mais energia solar que a energia demandada pelo processo, pois a energia é transferida para o equipamento de demanda somente se a temperatura do fluido no reservatório for maior que T_{min} . Para uma área fixa, se T_{min} é excessivamente elevada, a

fração pode não atingir a unidade. Se esta temperatura for suficientemente baixa, o mesmo sistema pode não somente fornecer toda a energia necessária mas também acumular uma fração excedente.

A figura 5.3 apresenta curvas de $LCS = 0$ como função dos parâmetros de custos α_F e α_E , para valores diferentes da razão de custo de capital d/C_A . Os parâmetros econômicos α_F , α_E e d/C_A correspondem às equações (4.10), (4.15) e (4.16) respectivamente. Cada ponto sobre as curvas representa o lugar geométrico do máximo de LCS igual a zero. Pontos abaixo de cada curva correspondem a casos favoráveis, isto é, correspondentes a ganhos efetivos, visto que as curvas de LCS constante se deslocam para a direita com o aumento de LCS .

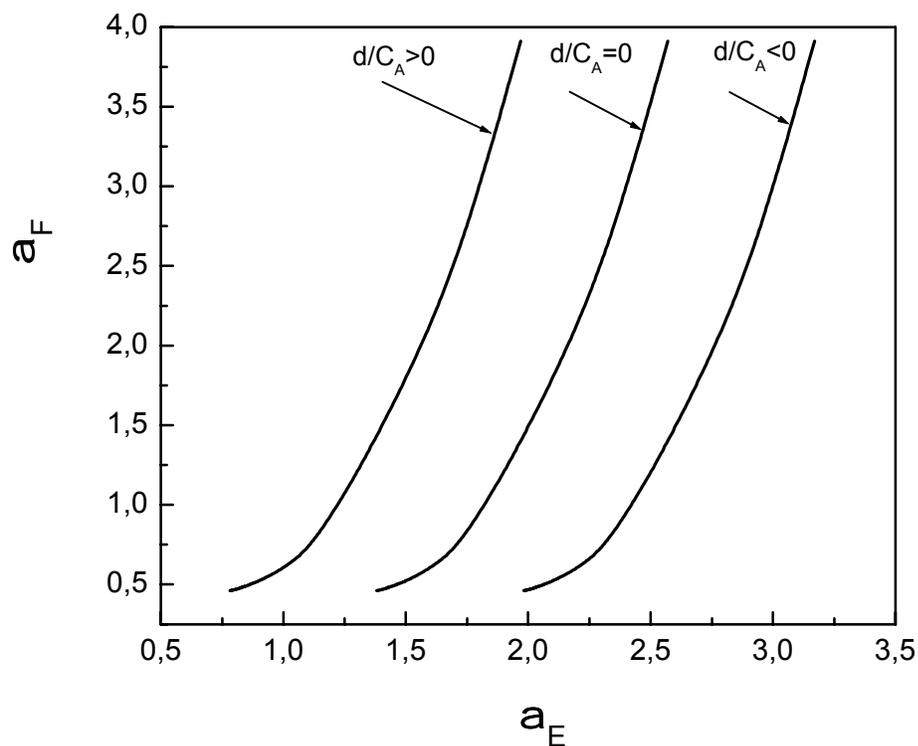


Figura 5.3 Curvas de $LCS = 0$ para d/C_A constantes, para ciclo de absorção.

A figura 5.4 mostra curvas de $LCS = 0$ para o caso do ciclo de Carnot, o caso de ciclo de absorção apresentado anteriormente e o caso de ciclo ejetor. As curvas de LCS são apresentadas como função dos parâmetros de custos α_F e a_{max} , equações (4.10) e (4.17) respectivamente. Pontos à direita e abaixo da curva de LCS correspondem a casos economicamente favoráveis. Deve-se observar que valores menores de coeficientes de desempenho exigem maiores valores do custo elétrico para se alcançar um caso favorável.

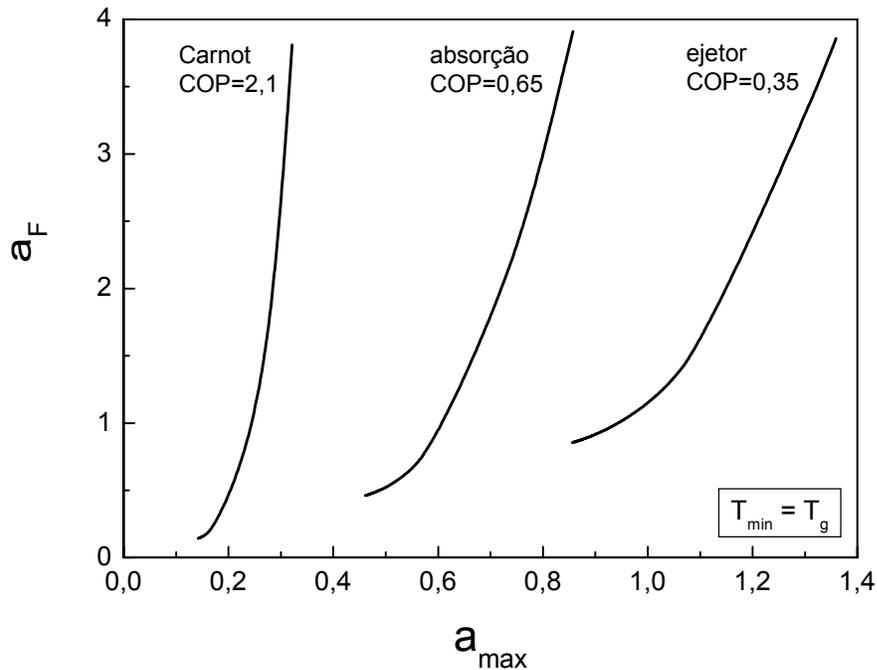


Figura 5.4 Curvas-limites de LCS para $T_{min} = T_g = 77 \text{ }^\circ\text{C}$.

Na análise anterior considerou-se a mesma temperatura mínima T_{min} para os ciclos de Carnot, de absorção e de ejetor. No caso de ciclo ejetor, contudo, o líquido retorna do condensador para o trocador de calor de demanda na temperatura de condensação T_c , que é inferior a T_{min} . Considerando-se que o sistema solar fornece calor ao trocador sempre que a temperatura do fluido

do reservatório seja T_{min} , a análise comparativa apresentada na figura 5.4 não é totalmente correta, uma vez que o sistema solar pode fornecer calor ao ciclo ejetor sempre que a temperatura do fluido do reservatório seja superior a T_c . Por conseguinte, o caso de ejetor deve ser analisado, considerando-se $T_{min}=T_c$, diferentemente do caso de absorção. A figura 5.5 ilustra os resultados com a temperatura T_{min} modificada e igual a $27,7\text{ }^\circ\text{C}$.

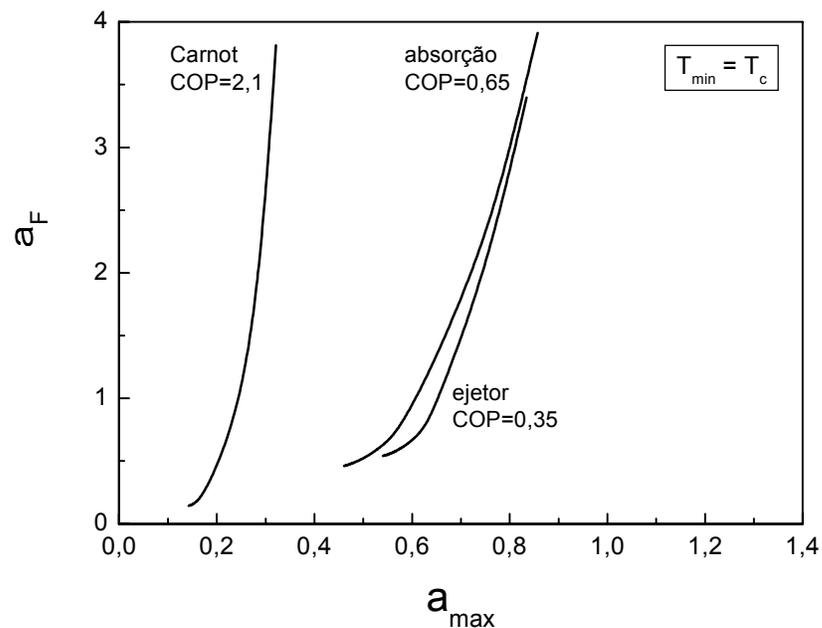


Figura 5.5 Curvas-limites de LCS para $T_{min} = T_c = 27,7\text{ }^\circ\text{C}$

Esta figura mostra que diferentemente do caso anterior (figura 5.4), o ciclo de ejetor resulta numa curva-limite correspondente a $LCS=0$ situada próxima à curva-limite correspondente ao caso de absorção. Em outras palavras, o ciclo de ejetor se apresenta competitivo em relação ao ciclo de absorção. Deve-se observar, contudo, que o COP do ciclo ejetor depende de T_c e T_g . No sentido de fornecer calor ao sistema ejetor e manter T_g constante, o sistema de bombeamento do reservatório do sistema solar deve ser controlado de tal forma a satisfazer a equação da efetividade do trocador de calor de demanda. A presente análise não permite verificar a validade do método $f-\bar{\phi}$ chart para o

caso de ejetor, sendo necessária portanto uma análise através da simulação do sistema, considerando-se o efeito dos controles e da variação de temperatura do reservatório. Esta análise pode ser levada a efeito através do software TRNSYS.

A figura 5.6 ilustra o ponto de ótimo para T_g e a_c , para o caso particular do ciclo de Carnot. Esta figura é obtida da solução da equação (4.14) em termos de a_c , para valores dados de T_g , e da solução da equação (4.26) em termos de T_g , para valores dados de a_c . Na figura os valores numéricos do ponto de ótimo são $T_g = 91^\circ\text{C}$ e $A_c = 38\text{ m}^2$.

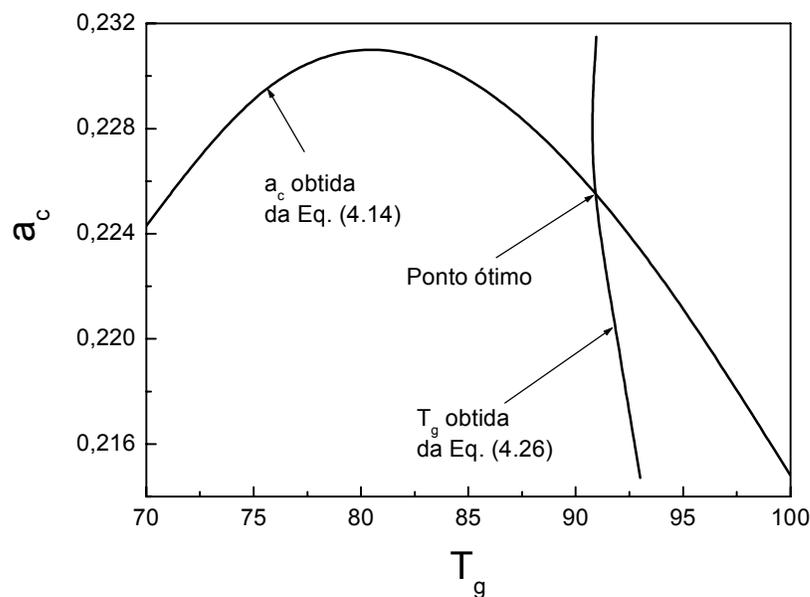


Figura 5.6 Solução ótima para T_g e a_c para o caso do ciclo de Carnot.

A figura 5.7 mostra curvas de $LCS = 0$ dadas na figura 5.4 para o ciclo ejetor e de absorção, as quais são plotadas como função de α_F e α_E , com $\alpha_E = a_{max} - d/C_A$. O custo de capital do sistema de absorção, C_{TH} , de acordo com a cotação dos fabricantes, é de US\$ 5000, ao passo que o custo de capital do sistema ejetor foi suposto igual a US\$ 2000, para a mesma capacidade de refrigeração de 10,5 kW. Comparando-se a figura 5.4 com a figura 5.7, pode-se verificar que as duas curvas de

$LCS = 0$ ficam mais próximas nesta última figura, o que decorre da diferença de custo de capital dos sistemas. Esta figura mostra também que para $\alpha_F = 1,5$, o custo elétrico para que se tenha $LCS = 0$ para o caso de um sistema ejetor tem que ser aproximadamente 22 % maior que o custo elétrico correspondente a $LCS = 0$ para o caso de absorção.

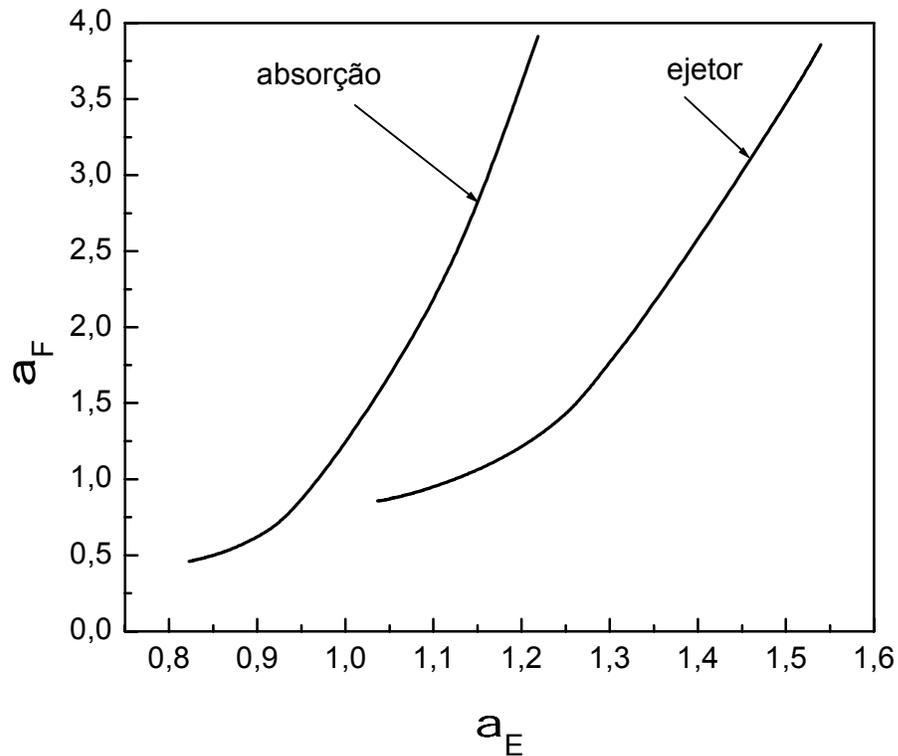


Figura 5.7 Curvas-limites de $LCS=0$ como função de α_E para valores particulares de custo de capital.

5.5 RESULTADOS NUMÉRICOS PARA FLORIANÓPOLIS

Os resultados apresentados a seguir são obtidos considerando-se o mesmo sistema analisado para Albuquerque. O custo de energia elétrica, C_{EI} , está de acordo com a tarifa praticada em Florianópolis, qual seja, US\$ 0,1026/kWh e o custo de coletor foi escolhido igual a US\$ 100/m²,

que reflete os preços comercializados no país. Adicionalmente, $C_{TH}=C_{ABS} = 5000$ (US\$); $C_E = 3000$ (US\$); $C_{EL} = 1500$ (US\$); $COP_{el} = 3$ e P_1 e P_2 tem os mesmos valores utilizados na referência [37].

5.5.1 Fração Solar

A variação da fração de energia anual necessária para satisfazer a carga de refrigeração para este sistema é mostrada na figura 5.8 como função da área específica a_c .

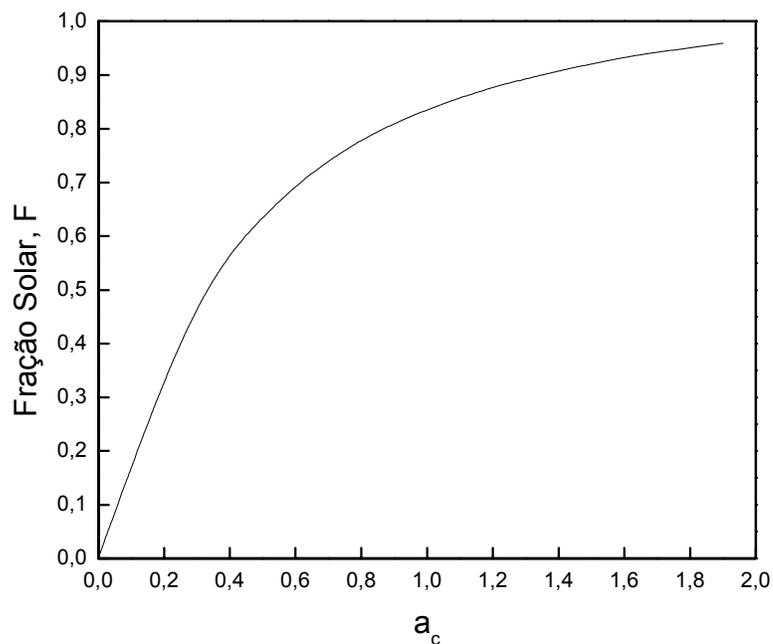


Figura 5.8 Fração solar como função de a_c para o caso de Florianópolis.

5.5.2 Influência da Qualidade do Coletor Solar de Placa Plana.

A seguir, a figura 5.9 mostra a influência que tem a qualidade térmica do coletor escolhido no projeto. São analisados três tipos diferentes de coletor, correspondentes às curvas A, B e C, e as suas características são apresentadas na tabela 5.4.

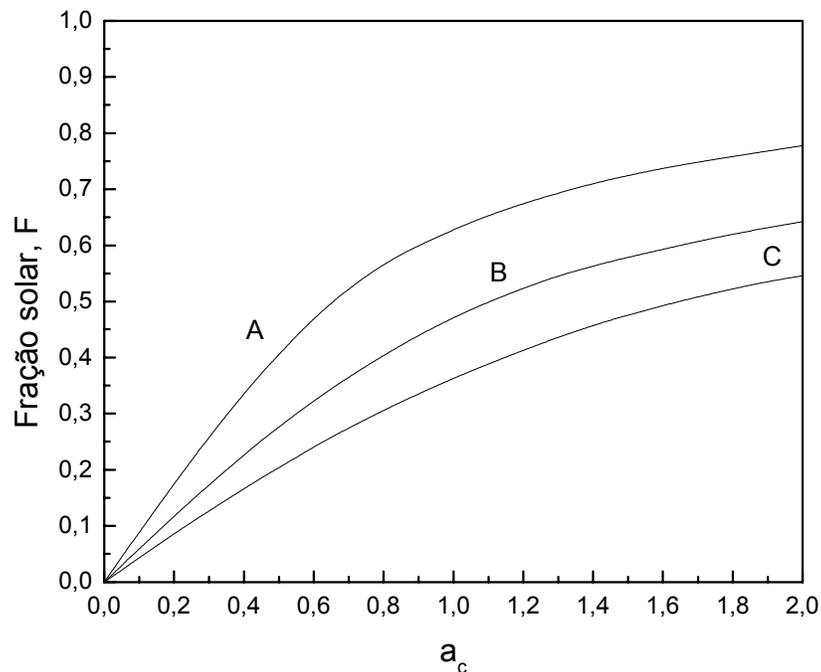


Figura 5.9 Curvas da fração solar para diferentes tipos de coletor para o caso de Florianópolis.

Pode ser verificado na figura 5.9 que à medida que os valores de $F_R (\tau\alpha)$ aumentam e os valores de $F_R U_L$ diminuem, a fração solar aumenta. O coletor utilizado no presente caso tem as características que resultam na curva A. Esta figura nos mostra que a fração é consideravelmente sensível com o fator de perda do coletor. Comportamento similar é obtido com a variação do fator de ganho.

TABELA 5.4 Características dos coletores mostrados na figura 5.9

Curva	$F_R (\tau\alpha)$	$F_R U_L$ (W/m ² °C)
A	0,74	3,0

B	0,72	4,16
C	0,7	4,94

5.5.3 Solução Ótima para $T_{min} = T_g = 77\text{ °C}$

A figura 5.10 ilustra a solução para um valor ótimo de a_c , correspondente a um valor de COP do sistema de refrigeração por absorção igual a 0,65.

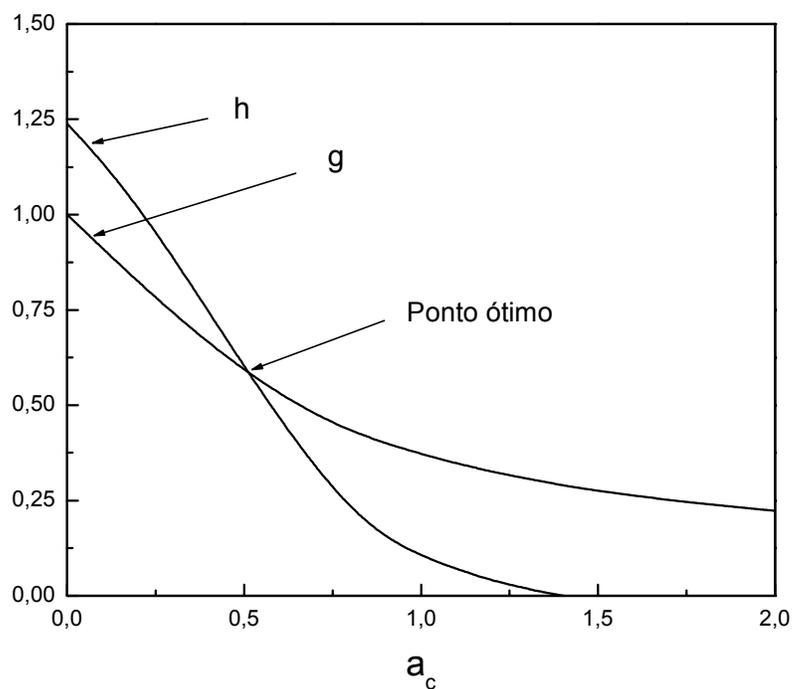


Figura 5.10 Solução ótima de a_c para um dado T_g para o caso de Florianópolis.

O valor de $(a_c)_{ótimo}$ corresponde a uma área de 84 m^2 de coletor solar. A condição de área ótima para $LCS = 0$ é confirmada na figura 5.11 mostrada a seguir:

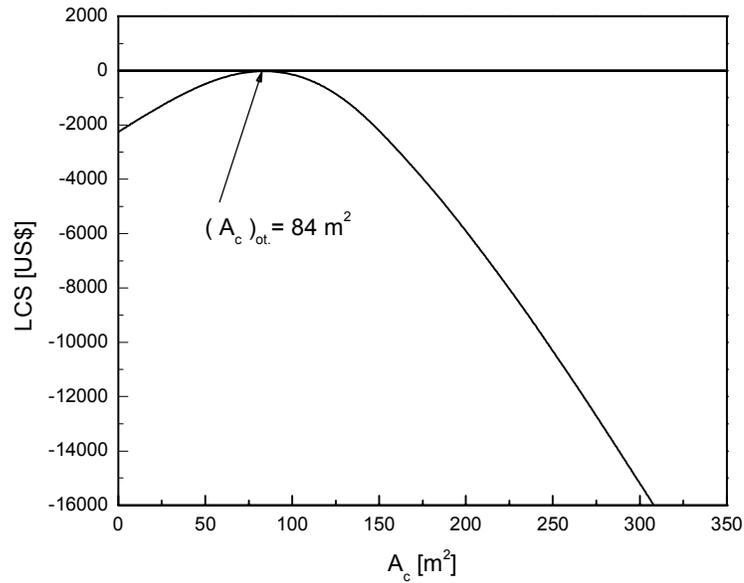


Figura 5.11 Curva de $LCS=0$ para o caso de Florianópolis.

A figura 5.12 mostra o efeito do custo de energia elétrica sobre LCS para custo de coletor de US\$ 100/m². Nesta figura pode-se verificar que o aumento no preço da energia elétrica resulta em benefício para o sistema solar, traduzido pelo acréscimo de LCS para uma área ótima determinada.

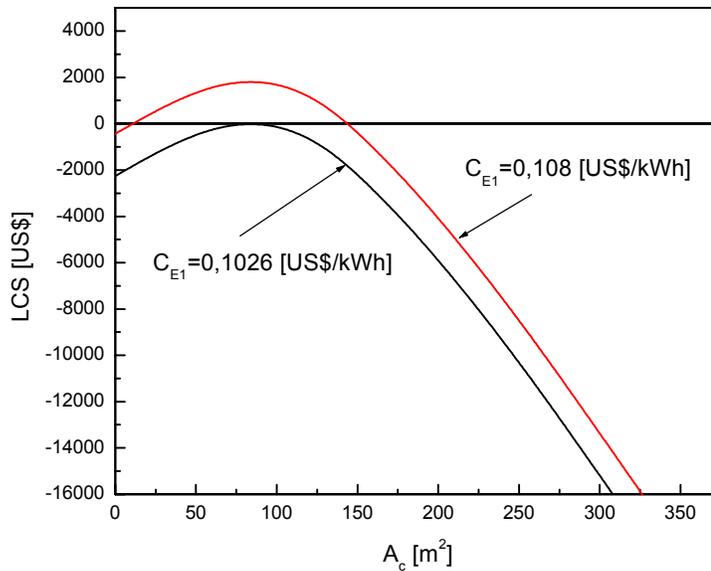


Figura 5.12 Área ótima de coletor para $C_A=100 \text{ US\$/m}^2$.

A figura 5.13 mostra o efeito do custo do coletor sobre LCS para um valor fixo do custo da energia elétrica igual a US\$ 0,112/kWh. A figura mostra que a diminuição do custo de coletor corresponde a um acréscimo no ganho financeiro, como é de se esperar.

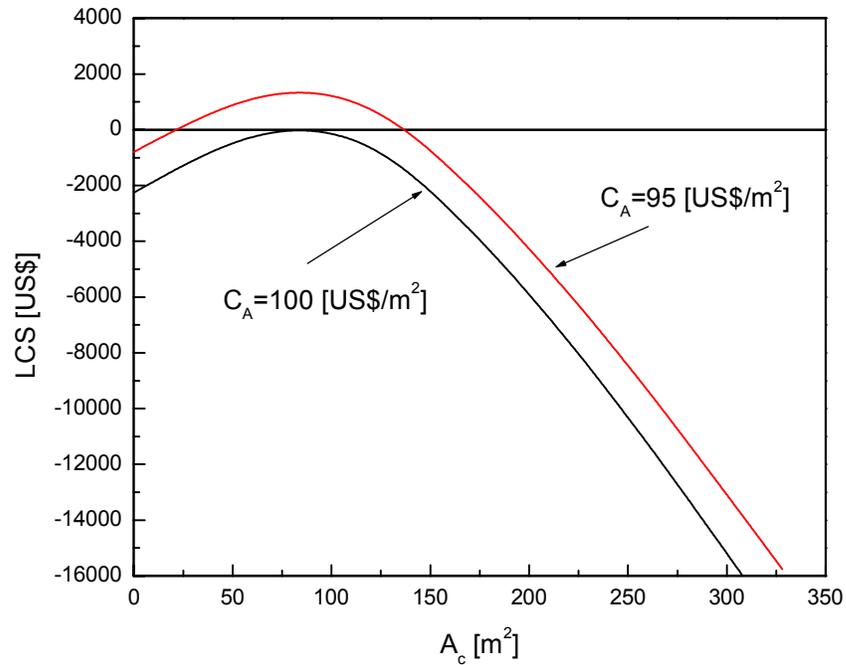


Figura 5.13 Área ótima de coletor para $C_{EI} = 0,112$ US/kWh.

6 CONCLUSÕES

O objetivo principal da presente dissertação foi a análise termoeconômica de ciclos de ar condicionado movidos termicamente assistidos por energia solar, através de uma metodologia de análise simples. Para alcançar este objetivo, foi desenvolvida uma formulação baseada no método $f-\bar{\phi}$ chart, que demonstrou ser uma ferramenta digital simples para projetos de sistemas solares.

Os exemplos numéricos apresentados forneceram resultados comparativos para Albuquerque, Novo México (EUA) e Florianópolis que nos permitem concluir, pelo menos numa primeira aproximação, serem as tecnologias de refrigeração de absorção e de ciclo ejetor competitivas com a tecnologia de ciclo de compressão mecânica, para os custos praticados no mercado. Na presente análise, não foi considerado o caso de os coletores terem também a função de cobertura da edificação. Neste caso, ganhos de capital decorrentes da redução no investimento da cobertura da edificação podem vir a aumentar a vantagem das tecnologias de ciclos termo-movidos.

Os resultados aqui apresentados para o ciclo ejetor devem ser validados através da simulação transiente do ciclo, utilizando a metodologia apropriada do software TRNSYS. Somente através dessa simulação pode-se determinar os limites de validade da presente análise, para COP variável com a temperatura de fornecimento de calor. Por outro lado, o COP de ciclos de absorção também é variável com a temperatura, muito embora a hipótese de COP constante seja admitida no projeto térmico utilizando o método $f-\bar{\phi}$ chart.

O método $f-\bar{\phi}$ chart foi desenvolvido para demanda variável de processos de aquecimento ou de refrigeração. Este método pode portanto ser aplicado para o caso de variação sazonal da demanda de refrigeração e de aquecimento, não ocorrendo as duas demandas simultaneamente. É o caso prático de engenharia de condicionamento de ambientes, para o qual se vem a ter uma demanda

de refrigeração na estação de verão e uma demanda de aquecimento na estação de inverno. Neste caso, a temperatura T_{min} seria variável mês a mês, pois os processos de refrigeração e aquecimento teriam temperaturas características diferenciadas. Uma extensão do presente trabalho para análise do caso mencionado poderia vir a ser interessante, para aplicações em latitudes maiores do continente sul americano, onde a grande diferença climática das estações impõem demandas diferenciadas de aquecimento e refrigeração. A validação do método $f-\bar{\phi}$ chart para a extensão sugerida, considerando-se ciclos ejetores e de absorção poderia ser levada a efeito com a simulação do sistema através do software TRNSYS.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ABREU, S. L., COLLE, S., ALMEIDA, A. P., AND MANTELLI NETO, S. L., *Qualificação e Recuperação de Dados de Radiação Solar Medidos em Florianópolis-SC*, **ENCIT 2000, 8th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences**, Outubro de 2000, Porto Alegre, Brasil.
- [2] ANDERSON, P. P., *Solar Operation of Ammonia-Water Chiller, a Comparison of Aqueous Lithium-Bromide and Aqua Ammonia Cycle.*, **ASHRAE Trans.**, Vol . 82, (Part 1), pp. 959-965, (1976)
- [3] BONG, T. Y., NG, K. C., and TAY, A. O., *Performance Study of a Solar-Powered Air-Conditioning System*, **Solar Energy**, Vol. 39, pp. 137-18, (1987)
- [4] ALIZADEH SHAHAB., *Multi-pressure Absorption Cycles in Solar Refrigeration: a Technical and Economical Study*, **Solar Energy**, Vol. 69, No. 1, pp. 37-44, (2000)
- [5] BRANDEMUEHL, M. J., BECKMAN, W. A., *Economic Evaluation and Optimization of Solar Heating Systems*, **Solar Energy**, Vol. 23, pp. 1, (1979)
- [6] CIZUNGU, K., MANI, A., and GROLL, M., *Performance Comparison of Vapor Jet Refrigeration System with Environment Friendly Working Fluids*, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 21, pp. 585-598, (2001)
- [7] COMMISSION OF THE EUROPEAN COMMUNITIES DG XII., *The Potential for Solar Assisted Cooling in Southern European Countries*, **RENA-CT94-0017**, December 1995
- [8] COLLE, S., VIDAL H., *Upper Bounds for Thermally Driven Cooling Cycles Optimization Derived from the $f - \bar{\phi}$ Chart Method*, **ISES 2001 - International Solar Energy Society Conference**, Novembro de 2001, Adelaide, Austrália.

- [9] DUFFIE, J. A., BECKMAN, W. A., **Solar Engineering of Thermal Processes**, 2 ed., New York, John Wiley & Sons, (1991)
- [10] ELASFOURI, A. S. and HAWAS, M. M., *A Simplified Model for Simulating Solar Thermal Systems*, **Energy Conversion & Management**. Vol. 27, No. 1, pp. 1-10, (1985)
- [11] F-CHART SOFTWARE, **Engineering Equation Solver**, Academic Version 6.312, Middletown, S. A. Klein and F.L, Alvarado, (2001)
- [12] GHADDAR, N. K., SHIHAB, M. and BDEIR F., *Modeling and Simulation of Solar Absorption System Performance in Beirut*, **Renewable Energy**, Vol. 10, No. 4, pp. 539-558, (1996)
- [13] HUANG, B. J., JIANG, C. B., HU, F. L., *Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System*, **J. Eng. Gas Turb. Power**, Transaction of the ASME, Vol. 107, pp. 792-802, (1985)
- [14] HUANG B. J., CHANG J. M., WANG C. P., PETRENKO V. A., *A 1-D Analysis of Ejector Performance*, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 22, pp. 354-364, (1999).
- [15] HUANG B. J., and CHANG J. M., *Empirical Correlation for Ejector Design*, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 22, pp. 379-388, (1999).
- [16] HUANG B. J., PETRENKO V. A., CHANG J. M., LIN C. P., HU S. S., *A Combined-Cycle Refrigeration System Using Ejector-Cooling Cycle as the Bottom Cycle*, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 24, pp. 391-399, (2001).
- [17] HUANG B. J., PETRENKO V. A., SAMOFATOV I. YA., and SHCHETININA N. A., *Collector Selection for Solar Ejector Cooling System*, **Solar Energy**, Vol. 71, No. 4, pp. 269-274, (2001)

- [18] INCROPERA, F. P., WITT, D. P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, Terceira Edição, Rio de Janeiro, Guanabara Koogan S. A., (1992)
- [19] KEYANPOUR-RAD, M., HAGHGOU, H. R., BAHAR F., AFSHARI E., *Feasibility study of the application of solar heating systems in Iran*, **Renewable Energy**, Vol. 20, pp. 333-345, (2000)
- [20] KLEIN, S. A., BECKMAN, W. A., DUFFIE, J. A., *A Design Procedure for Solar Air Heating Systems*, **Solar Energy**, Vol. 19, pp. 509, (1977)
- [21] KLEIN, S. A. and BECKMAN, W. A., *Review of Solar Radiation Utilizability*, **Journal of Solar Energy Engineering**, Vol. 106, pp. 393-402, (1984)
- [22] KLEIN, S. A. and BECKMAN, W. A., *A General Design Method for Closed-Loop Solar Energy Systems*, **Solar Energy**, Vol. 22, pp. 269-282, (1978)
- [23] KLEIN, S. A., DUFFIE, J. A., and BECKMAN, W. A., *TRNSYS - A Transient Simulation Program*, **ASHRAE Trans**, **82**, 623 (1976)
- [24] REYNOLDS, W. C., **Thermodynamics Properties in S. I.**, Stanford, George Banta Co., (1979)
- [25] ROGDAKIS, E. D. and ALEXIX, G. K., *Design and Parametric Investigation of an Ejector in an Air-Conditioning Systems*, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 20, pp. 213-226, (2000)
- [26] ROGDAKIS, E. D. and ALEXIX, G. K., *Investigation of Ejector Design at Optimum Operating Condition*, **Energy Conversion & Management**, 41, pp. 1841-1849, (2000)
- [27] SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Enhanced Ejector Refrigeration System Cycles Powered by Low Grade Heat. Part 1: Systems Characterization*, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 13, No. 6, pp. 351-356, (1990)

- [28] SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Optimal Coupling and Feasibility of a Solar - Powered Year - Round Air Conditioner*, **Solar Energy**, Vol. 50, No. 6, pp. 507-516, (1993)
- [29] SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Solar-Powered Compression-Enhanced Ejector Air Conditioner*, **Solar Energy**, Vol. 51, No. 3, pp. 183-194, (1993)
- [30] STOECKER, W. F., JONES, J. W., **Refrigeração e Ar Condicionado**, São Paulo, Mc Graw-Hill, (1985)
- [31] SUMATHY, K., LI, Z. F., *Technology Development in the Solar Absorption Air-Conditioning Systems*, **Renewable & Sustainable Energy Reviews**, No. 4, pp. 267-293, (2000)
- [32] SUMATHY, K., LI, Z. F., *Simulation of a Solar Absorption Air-Conditioning System*, **Energy Conversion & Management**, 42, pp. 313-327, (2001)
- [33] SUMATHY, K., LI, Z. F., *Experimental Studies on a Solar Powered Air Conditioning System with Partitioned Hot Water Storage Tank*, **Solar Energy**, Vol. 71, No. 5, pp. 285-297, (2001)
- [34] SUN, D. W., *Solar Powered Combined Ejector-Vapor Compression Cycle for Air Conditioning and Refrigeration*, **Energy Conversion & Management**. Vol. 38, No. 5, pp. 479-491, (1997)
- [35] SUN, D. W., *Comparative Study of the Performance of an Ejector Refrigeration Cycle Operating with Various Refrigerants*, **Energy Conversion & Management**, Vol. 40, pp. 873-884, (1999).
- [36] SUN, D. W., *Variable Geometry Ejectors and their Applications in Ejector Refrigeration Systems*, **Energy**, Vol. 21, pp. 919-99, (1996).
- [37] TAPIA, G.I., *Otimização Termoeconômica de Ciclo de Refrigeração por Compressão por Ejetor Auxiliado com Energia Solar*, **Dissertação de Mestrado**, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, (1997).

- [38] WIJEYSUNDERA, N. E., *Thermodynamic Performance of Solar-Powered Ideal Absorption Cycles*, **Solar Energy**, Vol. 61, No. 5, pp. 313-319, (1997)
- [39] YEUNG, M. R., YUEN, P. K., DUNN, A., and CORNISH, L. S., *Performance of a Solar-Powered Air Conditioning System in Hong Kong*, **Solar Energy**, Vol. 48, pp. 309-319, (1992)
- [40] ZEREN, F., HOLMES, R. E., JENKINS, P. E., *Design of Freon Jet Pump for Use in a Solar Cooling System*, **ASME**, No. 78 WA/SOL-15, (August 1979)

APÊNDICE A

GRÁFICOS $f-\bar{\phi}$ CHART, REPORTADOS DE DUFFIE E BECKMAN [9]

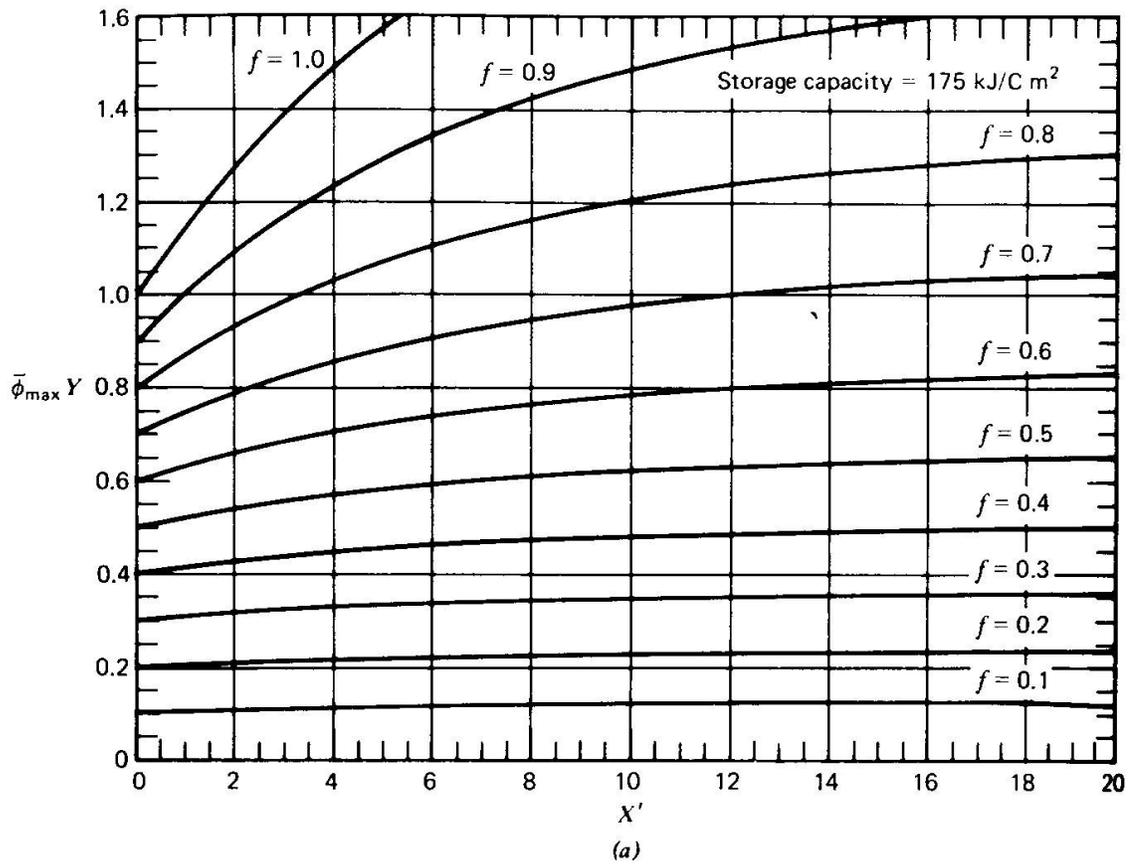


Figura A.1 Capacidade de armazenamento igual a 175 kJ/Cm^2

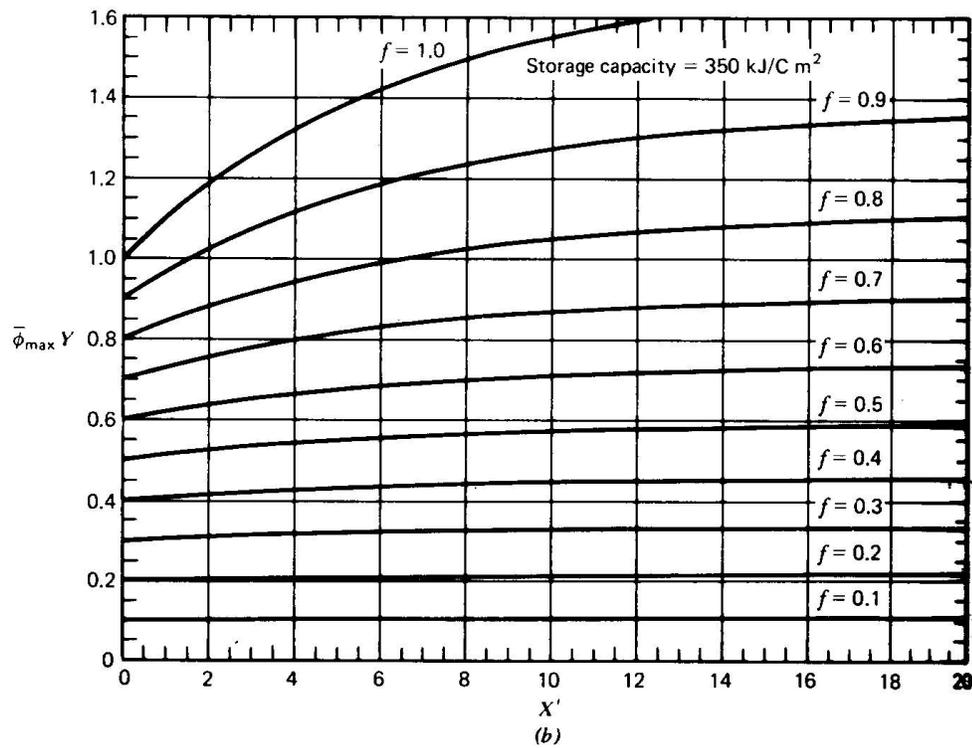


Figura A.2 Capacidade de armazenamento igual a $350 \text{ kJ/}^\circ\text{Cm}^2$

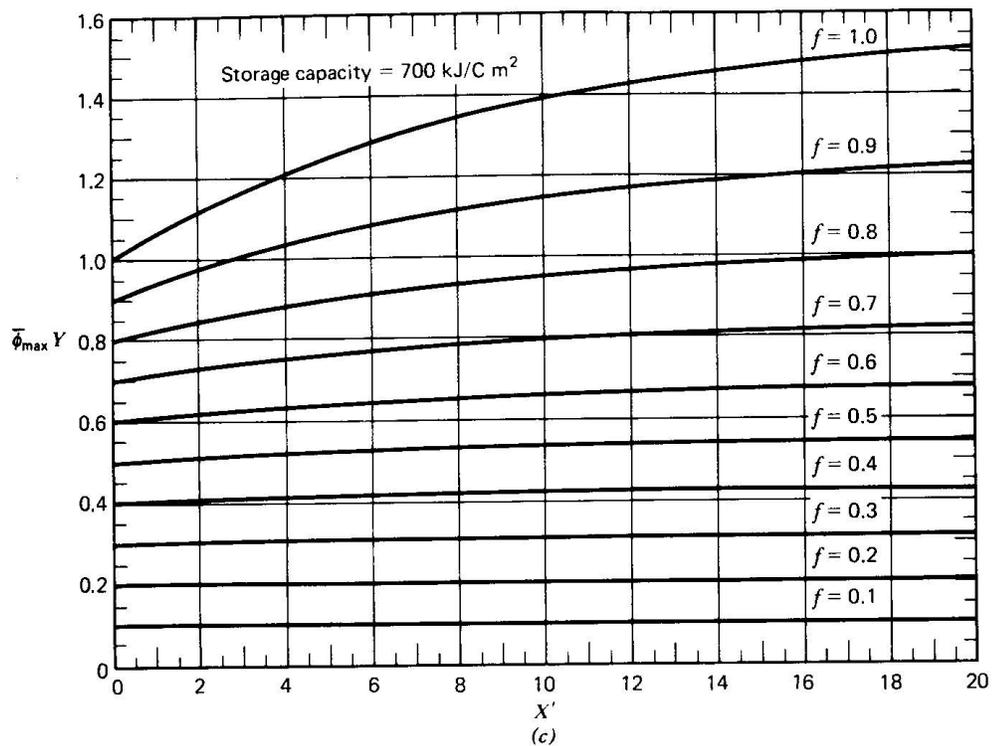


Figura A.3 Capacidade de armazenamento igual a $700 \text{ kJ/}^\circ\text{Cm}^2$

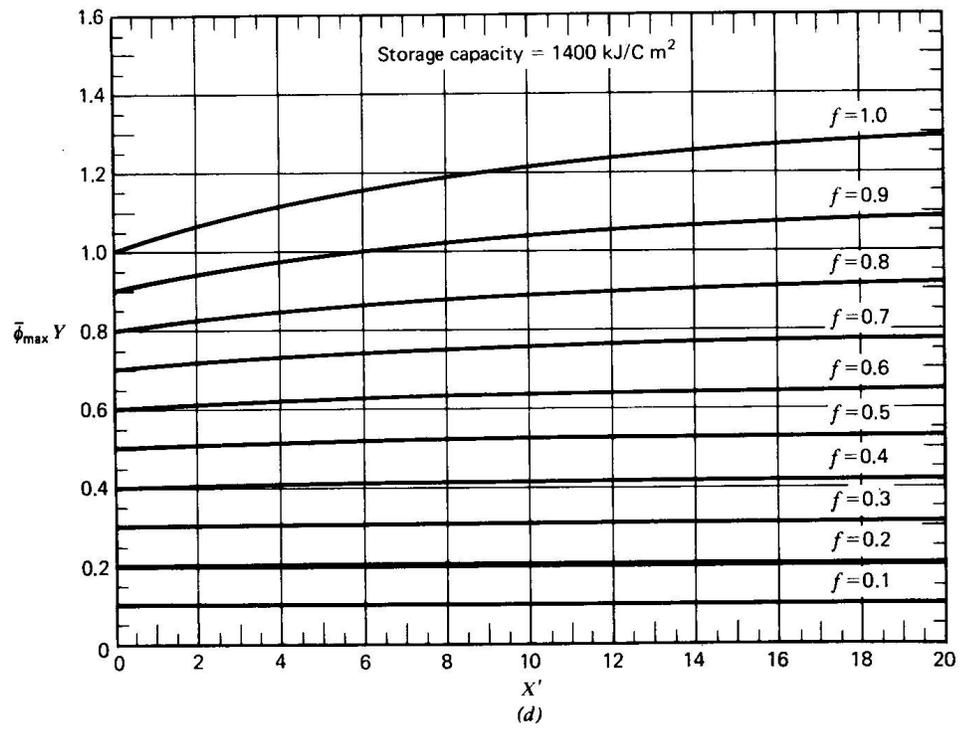


Figura A.4 Capacidade de armazenamento igual a 1400 kJ/°Cm²

APÊNDICE B

FATORES ECONÔMICOS P_1 E P_2

Pela teoria econômica descrita em [9] P_1 é expresso por:

$$P_1 = (1 - C \bar{t}) PWF(N_e, i_{ELT}, d) \quad (B.1)$$

enquanto que P_2 é dado pela seguinte expressão:

$$P_2 = D + (1 - D) \frac{PWF(N_{\min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} - \bar{t} (1 - D) \left[PWF(N_{\min}, m, d) \left(m - \frac{1}{PWF(N_L, 0, m)} \right) + \frac{PWF(N_{\min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \right] \\ + M_s (1 - C \bar{t}) PWF(N_e, i, d) + tV (1 - \bar{t}) PWF(N_e, i, d) - \frac{C \bar{t}}{N_D} PWF(N'_{\min}, 0, d) - \frac{R_v}{(1 + d)^{N_e}} (1 - C \bar{t}) \quad (B.2)$$

na qual

$$PWF(N, i, d) = \sum_j^N \frac{(1+i)^{j-1}}{(1+d)^j} = \begin{cases} \frac{1}{(d-i)} \left[1 - \left(\frac{1+i}{1+d} \right)^N \right] & \text{se } i \neq d \\ \frac{N}{1+i} & \text{se } i = d \end{cases} \quad (B.3)$$

e representa o fator do valor presente para uma série de pagamentos.

Se uma obrigação ocorre a cada ano com uma inflação i por período, o fator de valor presente (PWF) é calculado através da soma dos N pagamentos descontados para o presente com uma razão de desconto d . A seguir é indicado o significado de cada termo da equação (B.3):

C = indicador (se comercial $C = 1$ e não comercial $C = 0$)

\bar{t} = imposto de renda efetiva.

N_e = período de análise econômica na vida útil do sistema

i taxa de inflação geral

i_{ELT} = taxa de inflação da eletricidade ou energia auxiliar

d = taxa de desconto anual do mercado

D = razão da contrapartida e do investimento inicial

N_{min} = período durante o qual o pagamento de amortização contribui para o análise (usualmente o mínimo de N_e e N_L)

N_L = período de empréstimo

m = taxa de juros

M_s = razão dos custos variados (energia auxiliar, seguro, manutenção) e do investimento inicial.

t = imposto patrimonial baseado no valor de avaliação

V = razão do valor patrimonial do sistema solar avaliado no primeiro ano e do investimento inicial

N_D = período de depreciação

N'_{min} = período durante o qual o pagamento de amortização contribui para o análise (usualmente o mínimo de N_e e N_D)

R_V = razão do valor de revenda no final da vida útil e do investimento inicial

Na equação (B.2) o primeiro termo da direita representa a contrapartida. Todos os outros termos representam os custos que devem ser pagos em parcelas, em proporção ao investimento inicial. O segundo termo representa os custos de financiamento a juros no período; o terceiro, dedução dos impostos de renda; o quarto, custos gerais tais como energia auxiliar, seguro, manutenção; o quinto, custos de imposto patrimonial; o sexto, dedução do imposto devido a depreciação pelo método linear; e o sétimo representa o valor presente do valor da renda no final da vida útil.

O valor dos pagamentos do empréstimo dependem de N_L e N_e . Se $N_L \leq N_e$, o período N_L contribuirá no pagamento. Se $N_L \geq N_e$ somente N_e será tomado em conta durante o período de análise. Se N_e for o período sobre o qual o fluxo de caixa descontado é calculado fora das estimativas dos custos do período, então $N_{min} = N_e$. Se N_e for o período de operação esperado do sistema e todos os pagamentos são realizados de forma planejada, então $N_{min} = N_L$.

No presente trabalho de dissertação foram utilizados os parâmetros apresentados a seguir para determinar os valores dos fatores econômicos P_1 e P_2 : $C = 0$, $\bar{t} = 0,45$, $N_e = 20$ anos, $i_{ELT} = 0,1$, $d = 0,08$, $D = 0,1$, $N_{min} = 20$ anos, $N_L = 20$ anos, $m = 0,09$, $M_s = 0,01$, $t = 0,02$, $V = 1$, $N_D = 20$ anos, $N'_{min} = 20$ anos e $R_V = 0$.

APÊNDICE C

CÁLCULO DE \bar{H}_T E R_n

Todas as equações utilizadas no cálculo de \bar{H}_T e R_n são obtidas da teoria de energia solar descrita em [9] e os dados fornecidos pelo exemplo numérico são:

$\beta = 40^\circ$; $\phi = 41^\circ$; $\rho_g = 0,2$; $na = 17$; $\bar{H} = 8,6 \text{ MJ/m}^2$ (estes dois últimos dados correspondem ao mês de Janeiro)

a) *Cálculo de \bar{H}_T*

$$\bar{H}_T = \bar{R} \cdot \bar{H} \quad (\text{C.1})$$

Assim, tem-se que calcular:

$$\bar{R} = \frac{\bar{H}_T}{\bar{H}} = \left(1 - \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}\right) \bar{R}_b + \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \left(\frac{1 + \cos \beta}{2}\right) + \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right) \quad (\text{C.2})$$

para o qual precisam-se dos seguintes passos:

Passo 1. *Cálculo de \bar{R}_b*

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \operatorname{sen} w'_s + (\pi / 180) w'_s \operatorname{sen}(\phi - \beta) \operatorname{sen} \delta}{\cos \phi \cos \delta \operatorname{sen} w_s + (\pi / 180) w_s \operatorname{sen} \phi \operatorname{sen} \delta} \quad (\text{C.3})$$

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left(360 \frac{284 + na}{365} \right) \quad (\text{C.4})$$

$$\delta = -20,9$$

$$\cos w_s = -\operatorname{tg} \phi \operatorname{tg} \delta \quad (\text{C.5})$$

$$w_s = 70,6^\circ$$

$$w'_s = \min \left[\begin{array}{l} \arccos(-\operatorname{tg} \phi \operatorname{tg} \delta) \\ \arccos(-\operatorname{tg}(\phi - \beta) \operatorname{tg} \delta) \end{array} \right] \quad (\text{C.6})$$

$$w'_s = 70,6^\circ$$

Assim,

$$\bar{R}_b = 2,32$$

Por outro lado,

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{H_o} \quad (\text{C.7})$$

onde

$$H_o = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left(1 + 0,033 \cos \frac{360 na}{365} \right) \left(\cos \phi \cos \delta \operatorname{sen} w_s + \frac{\pi}{180} w_s \operatorname{sen} \phi \operatorname{sen} \delta \right) \quad (\text{C.8})$$

$$H_o = 14,6 \text{ MJ/m}^2$$

resultando:

$$\bar{K}_T = 0,59$$

Passo 2. Cálculo de $\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}$

Se $w_s \leq 81,4^\circ$ e $0,3 \leq \bar{K}_T \leq 0,8$ então

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1,391 - 3,560 \bar{K}_T + 4,189 \bar{K}_T^2 - 2,137 \bar{K}_T^3 \quad (\text{C.9})$$

Se $w_s > 81,4^\circ$ e $0,3 \leq \bar{K}_T \leq 0,8$ então

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1,311 - 3,022 \bar{K}_T + 3,427 \bar{K}_T^2 - 1,821 \bar{K}_T^3 \quad (\text{C.10})$$

Como para o mês de Janeiro $w_s = 70,6^\circ$ e $\bar{K}_T = 0,59$ é utilizada a equação (C.9), resultando:

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 0,31$$

Assim,

$$\bar{R} = 1,90$$

e finalmente

$$\bar{H}_T = 16,3 \text{ (MJ/m}^2\text{)}$$

b) Cálculo de R_n

$$R_n = \left(\frac{I_T}{I} \right)_n = \left(1 - \frac{r_{d,n}}{r_{t,n}} \frac{H_d}{H} \right) R_{b,n} + \left(\frac{r_{d,n}}{r_{t,n}} \frac{H_d}{H} \right) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (\text{C.11})$$

Passo 1. Cálculo de $\frac{H_d}{H}$

Para $w_s < 81,4^\circ$

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 1 - 0,2727 K_T + 2,4495 K_T^2 - 11,9514 K_T^3 + 9,3879 K_T^4 & \text{se } K_T < 0,715 \\ 0,143 & \text{se } K_T \geq 0,715 \end{cases} \quad (\text{C.12})$$

e para $w_s \geq 81,4^\circ$

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 1 + 0,2832 K_T - 2,5557 K_T^2 + 0,8448 K_T^3 & \text{se } K_T < 0,722 \\ 0,175 & \text{se } K_T \geq 0,722 \end{cases} \quad (\text{C.13})$$

Como para o mês de Janeiro $w_s = 70,6^\circ$ e $\bar{K}_T = 0,59$ é utilizada a equação (C.12), resultando:

$$\frac{H_d}{H} = 0,375$$

Passo 2. Cálculo de $R_{b,n}$

$$R_{b,n} = \frac{\cos|\phi - \delta - \beta|}{\cos|\phi - \delta|} \quad (\text{C.14})$$

$$R_{b,n} = 1,97$$

Passo 3. Cálculo de $r_{d,n}$ e $r_{t,n}$

$$r_{d,n} = \frac{\pi}{24} \frac{\cos w - \cos w_S}{\text{sen } w_S - \frac{\pi}{180} w_S \cos w_S} \quad (\text{C.15})$$

$$r_{d,n} = 0,164$$

$$r_{t,n} = \frac{\pi}{24} (a + b \cos w) \left[\frac{\cos w - \cos w_S}{\text{sen } w_S - \frac{\pi}{180} w_S \cos w_S} \right] \quad (\text{C.16})$$

onde

$$a = 0,409 + 0,5016 \text{sen}(w_S - 60)$$

$$b = 0,6609 - 0,4767 \text{sen}(w_S - 60)$$

$$r_{t,n} = 0,176$$

Assim, finalmente

$$R_n = 1,61$$

APÊNDICE D

DERIVADAS UTILIZADAS NA OTIMIZAÇÃO TERMOCÔNOMICA

a) Derivada de f com relação a A_c

$$\frac{\partial f}{\partial a_c} = \frac{\bar{\phi}_{\max} \partial Y / \partial a_c - 0,00225 (e^{3,85f} - 1) e^{-0,15X'} (R_s)^{0,76} \partial X' / \partial a_c}{1 + 0,05775 (1 - e^{-0,15X'}) e^{3,85f} (R_s)^{0,76}} \quad (D.1)$$

na qual

$$\frac{\partial Y}{\partial a_c} = F_R (\tau \bar{\alpha}) \bar{H}_T N(COP) \quad (D.2)$$

$$\frac{\partial X'}{\partial a_c} = F_R U_L (100) \Delta t (COP) \quad (D.3)$$

b) Derivada de f com relação a T_g

$$\frac{\partial f}{\partial T_g} = \frac{\bar{\phi}_{\max} \partial Y / \partial T_g + Y \partial \bar{\phi}_{\max} / \partial T_g - 0,00225 (e^{3,85f} - 1) e^{-0,15X'} (R_s)^{0,76} \partial X' / \partial T_g}{1 + 0,05775 (1 - e^{-0,15X'}) e^{3,85f} (R_s)^{0,76}} \quad (D.4)$$

na qual

$$\frac{\partial Y}{\partial T_g} = a_c F_R (\tau\bar{\alpha}) \bar{H}_T N \frac{\partial COP}{\partial T_g} \quad (D.5)$$

$$\frac{\partial X'}{\partial T_g} = a_c F_R U_L (100) \Delta t \frac{\partial COP}{\partial T_g} \quad (D.6)$$

$$\frac{\partial \bar{\phi}_{\max}}{\partial T_g} = \frac{\partial \bar{\phi}_{\max}}{\partial \bar{X}_c} \frac{\partial \bar{X}_c}{\partial T_g} \quad (D.7)$$

$$\frac{\partial \bar{\phi}_{\max}}{\partial \bar{X}_c} = \left(a + b \frac{R_n}{R} \right) (1 + 2c \bar{X}_c) \exp \left[\left(a + b \frac{R_n}{R} \right) (\bar{X}_c + c \bar{X}_c^2) \right] \quad (D.8)$$

$$\frac{\partial \bar{X}_c}{\partial T_g} = \frac{F_R U_L}{F_R (\tau\bar{\alpha}) r_{t,n} R_n \bar{H}} \quad (D.9)$$

APÊNDICE E

DADOS CLIMÁTICOS E DE RADIAÇÃO SOLAR

TABELA E.1 Dados climáticos e de radiação solar para Albuquerque, Novo México (EUA) obtidos em [9].

	\bar{H} MJ/m ²	\bar{T}_a °C
Jan.	11,54	2
Fev.	15,23	4
Mar.	20,06	8
Abr.	25,30	13
Mai.	28,82	19
Jun.	30,41	24
Jul.	28,25	26
Ago.	26,00	25
Set.	22,39	21
Out.	17,56	15
Nov.	12,87	7
Dez.	10,53	2

TABELA E.2 Dados climáticos e de radiação solar para Florianópolis, Santa Catarina (BRASIL).

	\bar{H} MJ/m ²	\bar{T}_a °C
Jan.	19,26	25,3
Fev.	17,78	25,0
Mar.	16,81	24,2
Abr.	15,33	22,7
Mai.	12,78	19,2
Jun.	10,29	18,7
Jul.	10,26	18,5
Ago.	12,02	17,0
Set.	12,82	18,9
Out.	14,72	20,5
Nov.	19,94	21,7
Dez.	21,74	24,1

Os dados foram coletados pela estação BSRN de Florianópolis, num período de 10 anos, [1]