

MARCELO WENDEL

**METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO TRANSIENTE
DE UMA PEQUENA CENTRAL HELIOTÉRMICA**

**FLORIANÓPOLIS, SC
2010**

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

**METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE UMA
PEQUENA CENTRAL HELIOTÉRMICA**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCELO WENDEL

Florianópolis, agosto de 2010

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

**METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE UMA
PEQUENA CENTRAL HELIOTÉRMICA**

MARCELO WENDEL

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

Prof. Sergio Colle, D.Sc. - Orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Júlio César Passos, Dr. (UFSC) - Presidente

Prof. Samuel Luna de Abreu, Dr.Eng. (IFSC)

**Eng. Thomaz Penteadó de Freitas Borges, Dr.Eng.
(LEPTEN/UFSC)**

Eng. Rafaela Frota Reinaldo, Dr.Eng. (PETROBRAS)

*A quem me fez seguir os meus
sonhos, minha mãe, Elisabeth.*

AGRADECIMENTOS

Quero transmitir meus agradecimentos especiais a todos aqueles que contribuíram de forma direta para o desenvolvimento desta dissertação de mestrado: à PETROBRAS, em particular a Francisco Mateus Miller, Rafaela Frota Reinaldo, Patrícia Oliva Soares e Fernando Baratelli Junior, pela confiança bem como pelo suporte técnico e financeiro viabilizado por meio do Projeto Cogersol, o qual tornou este estudo uma realidade; ao Professor Sergio Colle, pela sólida formação em Energia Solar, pelas oportunidades de trabalho concedidas no LEPTEN e pela orientação séria e comprometida de minha pesquisa; ao colega Allan Ricardo Starke, pela paciente e atenta revisão da metodologia de simulação; ao colega José Miguel Cardemil Iglesias, pela correção meticulosa de todo o texto e pelas gentis explicações relacionadas às minhas dúvidas de engenharia; ao colega Lucas dos Reis Lisboa, pelas valiosas discussões a respeito dos problemas práticos enfrentados ao longo caminho; ao amigo Cristian Giovani Baechtold, pela dedicação na elaboração de grande parte das figuras; e à minha família, pelo apoio recebido com a decisão de investir em minha formação científica.

RESUMO

As últimas etapas da geração de eletricidade por tecnologias de energia solar concentrada são semelhantes aos processos convencionais de geração termoelétrica, uma vez que se utiliza também vapor ou gás para a movimentação de turbinas ou pistões. A diferença fundamental reside no fato de que se gera o vapor ou o gás aquecido a partir de radiação solar em vez de combustíveis fósseis ou energia nuclear. O menor custo para a eletricidade gerada com energia solar tem sido obtido através de usinas de grande escala baseadas nesse conceito, conhecidas como centrais heliotérmicas. Simulações de computador representam uma opção de baixo custo para o projeto de sistemas térmicos. O presente estudo tem o objetivo de desenvolver uma metodologia para a simulação transiente de uma central heliotérmica de micro escala (120 kWe) que seja adequada em termos de precisão e esforço computacional. A planta considerada opera opcionalmente com cogeração de potência elétrica e água gelada, empregando calhas parabólicas para a captação da radiação solar, um ciclo de Rankine orgânico para a geração de energia elétrica e um ciclo de refrigeração por absorção para a produção de água gelada. O ciclo de Rankine orgânico é interessante por proporcionar uma planta de estrutura relativamente simples e com operação automatizada.

A metodologia proposta neste estudo é implementada no *software* de simulação TRNSYS com novos módulos (TYPEs) desenvolvidos para o campo de coletores e para os ciclos térmicos. O módulo do campo de calhas parabólicas é baseado em uma curva de eficiência experimental para o coletor solar. No caso do ciclo de Rankine e do ciclo de absorção, os módulos são baseados em polinômios de desempenho gerados no *software* EES a partir de modelos termodinâmicos detalhados, os quais são calibrados com dados de desempenho dos fabricantes. Distintas configurações para a planta são consideradas. Um algoritmo de otimização é usado para a busca de um ponto ótimo de operação em cada caso. Resultados são apresentados para os municípios brasileiros de Fortaleza, Petrolina e Bom Jesus da Lapa, sendo que o último oferece o melhor desempenho global para a planta. Uma análise da influência do armazenamento térmico sobre a eficiência e o fator de capacidade anuais mostra tendências semelhantes aos resultados encontrados na literatura. Uma análise com o ciclo de absorção demonstra a inviabilidade de aproveitamento do calor residual do condensador do

ciclo de Rankine para a produção de água gelada. A simulação da planta revela-se numericamente estável, sendo adequada para a análise do comportamento dinâmico e do desempenho de longo prazo de uma central heliotérmica de micro escala.

Palavras-chave: simulação transiente, central heliotérmica, energia solar concentrada, calha parabólica, ciclo de Rankine orgânico, ciclo de refrigeração por absorção, cogeração.

ABSTRACT

The final steps of generating electricity from concentrated solar power (CSP) technologies are similar to conventional thermal processes, since steam or gas is also employed for moving turbines or pistons. The fundamental difference lies on the fact that steam or hot gas is generated by solar radiation instead of fossil fuels or nuclear heat. The cheapest electricity generated from solar energy has been achieved with large-scale power stations based on this concept. Computer simulations represent a low-cost option for the design of thermal systems. The present study aims to develop a methodology for the transient simulation of a micro-scale solar-thermal power plant (120 kWe) which should be appropriate in terms of accuracy and computational effort. The facility considered can optionally operate as a cogeneration plant producing electric power as well as chilled water. Solar radiation is collected by parabolic troughs, electricity is generated by an organic Rankine cycle (ORC) and chilled water is produced by an absorption cooling cycle. The organic Rankine cycle is of interest because it allows for a plant with relatively simple structure and automated operation.

The simulation methodology proposed in this study is implemented in TRNSYS with new components (TYPEs) developed for the solar field and thermal cycles. The parabolic trough field component is based on an experimental efficiency curve of the solar collector. In the case of the Rankine and absorption cycles, the components are based on performance polynomials generated with EES from detailed thermodynamic models, which are calibrated with performance data from manufacturers. Distinct plant configurations are considered. An optimization algorithm is used for searching the best operating point in each case. Results are presented for the following Brazilian sites: Fortaleza, Petrolina and Bom Jesus da Lapa. The latter offers the highest global plant performance. An analysis about the influence of the thermal storage on the annual efficiency and capacity factor shows trends that are similar to results found in literature. An analysis with the absorption cycle demonstrates that it is not feasible to recover waste heat from the Rankine cycle condenser in order to produce chilled water. The simulation of the facility proves to be numerically stable and appropriate for analyzing the dynamic behavior and the long-term performance of a micro-scale solar-thermal power plant.

Keywords: transient simulation, solar-thermal power plant, concentrated solar power, parabolic trough, organic Rankine cycle, absorption cooling cycle, cogeneration.

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1: Esquema de uma central heliotérmica. *p. 30*
- Figura 1.2: Concentração e absorção da radiação em uma calha parabólica. *p. 33*
- Figura 1.3: Campo composto por fileiras paralelas do coletor IST-PT (ABENGOA, 2009). *p. 34*
- Figura 3.1: Estrutura do coletor solar de calha parabólica. *p. 54*
- Figura 3.2: Eficiência do coletor solar IST-PT para diferentes níveis de radiação direta incidindo perpendicularmente à sua abertura. *p. 60*
- Figura 3.3: Perdas pelas extremidades. *p. 64*
- Figura 3.4: Perdas por sombreamento. *p. 65*
- Figura 4.1: Disposição dos principais componentes do ciclo de potência. *p. 76*
- Figura 4.2: Diagrama T-s para a água, mostrando o formato de sino da curva de saturação e a inclinação negativa da curva de saturação do vapor (linha contínua). *p. 79*
- Figura 4.3: Diagrama T-s para o n-hexano, mostrando a inclinação positiva de grande parte da curva de saturação do vapor (linha contínua), característica comum em fluidos orgânicos. *p. 79*
- Figura 4.4: Detalhamento dos processos ao longo do gerador de vapor. *p. 83*
- Figura 4.5: Detalhamento dos processos ao longo do condensador. *p. 84*
- Figura 4.6: Representação do ciclo sem superaquecimento no diagrama T-s para o n-hexano como fluido de trabalho. *p. 93*
- Figura 4.7: Representação do ciclo com superaquecimento no diagrama T-s para o n-hexano como fluido de trabalho. *p. 95*
- Figura 5.1: Esquema do ciclo de absorção de simples efeito. *p. 107*
- Figura 5.2: Fator de capacidade do chiller para três temperaturas da água de resfriamento e para a água gelada saindo a 7,2°C. *p. 109*
- Figura 5.3: Coeficiente de desempenho do chiller para três temperaturas da água de resfriamento e para a água gelada saindo a 7,2°C. *p. 110*
- Figura 5.4: Fator de capacidade do chiller para três temperaturas da água de resfriamento e para a água gelada saindo a 9,0°C. *p. 110*
- Figura 5.5: Coeficiente de desempenho do chiller para três temperaturas da água de resfriamento e para a água gelada saindo a 9,0°C. *p. 111*
- Figura 5.6: Comparação entre o modelo teórico e os dados do fabricante para a condição com água de resfriamento a 26,7°C e água gelada a 7,2°C na saída do evaporador. *p. 125*
- Figura 5.7: Comparação entre o modelo teórico e os dados do fabricante para a condição com água de resfriamento a 29,4°C e água gelada a 7,2°C na saída do evaporador. *p. 125*

Figura 5.8: Comparação entre o modelo teórico e os dados do fabricante para a condição com água de resfriamento a $26,7^{\circ}\text{C}$ e água gelada a $9,0^{\circ}\text{C}$ na saída do evaporador. *p. 126*

Figura 5.9: Comparação entre o modelo teórico e os dados do fabricante para a condição com água de resfriamento a $29,4^{\circ}\text{C}$ e água gelada a $9,0^{\circ}\text{C}$ na saída do evaporador. *p. 126*

Figura 5.10: Comparação entre o modelo teórico e os dados do fabricante para a condição com água de resfriamento a $32,2^{\circ}\text{C}$ e água gelada a $9,0^{\circ}\text{C}$ na saída do evaporador. *p. 127*

Figura 5.11: Diagrama de Dühring com água quente a 88°C , água de resfriamento a $29,4^{\circ}\text{C}$, água gelada saindo a $9,0^{\circ}\text{C}$ e para os parâmetros obtidos ao fim da última busca exaustiva. *p. 128*

Figura 6.1: Disposição dos componentes na configuração A. *p. 135*

Figura 6.2: Disposição dos componentes na configuração B. *p. 136*

Figura 6.3: Disposição dos componentes na configuração C. *p. 137*

Figura 6.4: Disposição dos componentes na configuração D. *p. 138*

Figura 6.5: Disposição dos componentes na configuração E. *p. 139*

Figura 6.6: Disposição dos componentes na configuração F. *p. 140*

Figura 7.1: Fração solar e radiação direta incidente sobre o plano de abertura dos coletores para as três localidades consideradas. *p. 167*

Figura 7.2: Curvas de potência para a configuração A em Bom Jesus da Lapa em um dia claro (12 de setembro). *p. 168*

Figura 7.3: Curvas de vazão e de temperatura para a configuração A em Bom Jesus da Lapa em um dia claro (12 de setembro). *p. 168*

Figura 7.4: Curvas de potência para a configuração B em um dia claro (12 de setembro). *p. 171*

Figura 7.5: Curvas de vazão e de temperatura para a configuração B em um dia claro (12 de setembro). *p. 171*

Figura 7.6: Influência da capacidade de armazenamento sobre a geração de energia elétrica. *p. 173*

Figura 7.7: Perfil médio anual da energia elétrica líquida gerada com armazenamento de 30 m^3 . *p. 174*

Figura 7.8: Perfil médio anual da energia elétrica líquida gerada com armazenamento de 60 m^3 . *p. 174*

Figura 7.9: Perfil médio anual da energia elétrica líquida gerada com armazenamento de 90 m^3 . *p. 175*

Figura 7.10: Curvas de potência para a configuração E em um dia claro (12 de setembro). *p. 179*

Figura 7.11: Curvas de vazão e de temperatura para a configuração E em um dia claro (12 de setembro). *p. 179*

Figura 7.12: Relação entre consumo de energia complementar e geração líquida de energia elétrica com redução de vazão ou temperatura. *p. 181*

LISTA DE TABELAS

- Tabela 1.1: Centrais heliotérmicas na Espanha em 2009. *p. 29*
- Tabela 1.2: Média anual de radiação direta incidente ao longo de um dia no plano horizontal. *p. 32*
- Tabela 1.3: Dados de capacidade instalada e de energia elétrica gerada para diferentes tecnologias (valores aproximados). *p. 32*
- Tabela 3.1: Informações referentes aos coletores IST-PT e LS-2. *p. 59*
- Tabela 3.2: Valores usados na equação de desempenho do coletor. *p. 62*
- Tabela 4.1: Dados do equipamento adotado neste estudo. *p. 77*
- Tabela 4.2: Propriedades termodinâmicas da água e do n-hexano. *p. 90*
- Tabela 4.3: Dados de entrada para o modelo. *p. 91*
- Tabela 4.4: Valores arbitrados para alguns parâmetros do ciclo de potência. *p. 91*
- Tabela 4.5: Resultados para a calibração do modelo. *p. 93*
- Tabela 4.6: Resultados para a análise dos efeitos do superaquecimento. *p. 94*
- Tabela 4.7: Resultados do modelo termodinâmico para a vazão de fluido térmico referente à temperatura disponível e à potência elétrica desejada. *p. 99*
- Tabela 4.8: Erros do modelo termodinâmico para a vazão de fluido térmico referente à temperatura disponível e à potência elétrica desejada. *p. 99*
- Tabela 4.9: Intervalos escolhidos para os ajustes. *p. 101*
- Tabela 4.10: Coeficiente de correlação e erro médio quadrático para os ajustes. *p. 101*
- Tabela 4.11: Coeficiente de correlação e erro médio quadrático para os ajustes com vazão reduzida no condensador. *p. 102*
- Tabela 5.1: Dados do equipamento adotado neste estudo. *p. 108*
- Tabela 5.2: Pontos selecionados para a obtenção dos valores de temperatura no cálculo da diferença de temperatura média logarítmica. *p. 117*
- Tabela 5.3: Dados de entrada para o modelo. *p. 119*
- Tabela 5.4: Parâmetros de projeto referentes ao ponto de partida para a busca exaustiva. *p. 121*
- Tabela 5.5: Valores de temperatura escolhidos para a avaliação de aderência do modelo. *p. 122*
- Tabela 5.6: Conjunto de parâmetros de projeto que oferecem o menor erro para cada uma das buscas. *p. 124*
- Tabela 5.7: Intervalos escolhidos para os ajustes. *p. 130*
- Tabela 5.8: Coeficiente de correlação e erro médio quadrático para os ajustes. *p. 130*
- Tabela 6.1: Valores típicos de tempo de operação em carga total para o dimensionamento de armazenamentos térmicos com diferentes funções. *p. 141*

Tabela 7.1: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para as otimizações da primeira análise. *p. 166*

Tabela 7.2: Resultados da primeira análise. *p. 166*

Tabela 7.3: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para as otimizações da segunda análise com as configurações B e C. *p. 169*

Tabela 7.4: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para a otimização da segunda análise com a configuração D. *p. 169*

Tabela 7.5: Resultados da segunda análise. *p. 170*

Tabela 7.6: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para as otimizações da terceira análise. *p. 172*

Tabela 7.7: Resultados da terceira análise. *p. 173*

Tabela 7.8: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para a otimização da quarta análise com a configuração F. *p. 176*

Tabela 7.9: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para a otimização da quarta análise com a configuração E. *p. 176*

Tabela 7.10: Resultados da quarta análise. *p. 177*

Tabela 7.11: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para a otimização da quinta análise. *p. 178*

Tabela 7.12: Resultados da otimização para a quinta análise. *p. 178*

Tabela 7.13: Estimativas para fator de capacidade e eficiência anuais de uma pequena central heliotérmica com múltiplo solar de 2,0. *p. 183*

NOMENCLATURA

LETRAS LATINAS

A	Área de troca térmica do processo	[m ²]
A _A	Área de abertura do coletor	[m ²]
A _G	Área de abertura do coletor com radiação incidente	[m ²]
A _T	Área de abertura total do campo de coletores	[m ²]
a ₁	Primeiro coeficiente empírico de eficiência óptica do coletor	[-]
a ₂	Segundo coeficiente empírico de eficiência óptica do coletor	[°C ⁻¹]
b ₁	Primeiro coeficiente empírico de perda térmica no tubo receptor	[W/(m ² ·°C)]
b ₂	Segundo coeficiente empírico de perda térmica no tubo receptor	[W/(m ² ·°C ²)]
c _p	Calor específico	[kJ/(kg·°C)]
COP	Coeficiente de desempenho instantâneo do <i>chiller</i>	[-]
$\overline{\text{COP}}$	Coeficiente de desempenho médio do <i>chiller</i>	[-]
d	Massa específica	[kg/m ³]
D	Diâmetro interno do tubo absorvedor	[m]
e	Rugosidade da parede interna do tubo absorvedor	[mm]
E	Erro médio quadrático	[kW]
f _{ponta}	Fator de perdas pelas extremidades dos coletores	[-]
f _{sombra}	Fator de perdas por sombreamento	[-]
f _{sombra} '	Fator de perdas por sombreamento modificado	[-]
f _{sujeira}	Fator de perdas por sujeira	[-]
F	Fator de atrito de Darcy	[-]
FC	Fator de capacidade instantâneo	[-]

\overline{FC}	Fator de capacidade médio	[-]
FS	Fração solar	[-]
$G_{b,T}$	Radiação direta no plano de abertura do coletor (total)	[kWh/m ²]
$\dot{G}_{b,n}$	Radiação direta no plano normal à direção de incidência (taxa)	[kW/m ²]
$\dot{G}_{b,T}$	Radiação direta no plano de abertura do coletor (taxa)	[kW/m ²]
$\dot{G}_{b,T,min}$	Radiação direta mínima no plano de abertura para a operação do campo de coletores (taxa)	[kW/m ²]
h	Entalpia	[kJ/kg]
\tilde{h}	Coefficiente de transferência de calor	[W/(m ² ·°C)]
IAM	Fator modificador do ângulo de incidência usual	[-]
IAM'	Fator modificador do ângulo de incidência de Lippke	[-]
k	Condutividade térmica	[W/(m·°C)]
$K_{\gamma\tau\alpha}$	Fator modificador do ângulo de incidência	[-]
$L_{circuito}$	Comprimento total dos tubos absorvedores por circuito	[m]
$L_{espaço}$	Distância do espaçamento entre fileiras paralelas de coletores	[m]
$L_{fileira}$	Comprimento da fileira de coletores	[m]
L_{foco}	Distância focal do coletor	[m]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
$n_{circuitos}$	Número de circuitos em paralelo no campo de coletores	[-]
$n_{fileiras}$	Número de fileiras no campo de coletores	[-]
P_a	Pressão alta do ciclo de absorção	[kPa]
P_b	Pressão baixa do ciclo de absorção	[kPa]
P_e	Pressão de evaporação do ciclo de Rankine	[kPa]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Q	Calor transferido (total)	[kWh]
Q_u	Ganho de calor útil do coletor (total)	[kWh]
\dot{Q}	Calor transferido (taxa)	[kW]

\dot{Q}_u	Ganho de calor útil do coletor (taxa)	[kW]
\dot{Q}_L	Perda térmica no tubo receptor por unidade de área de abertura (taxa)	[kW/m ²]
\dot{Q}_u	Ganho de calor útil do coletor por unidade de área de abertura (taxa)	[kW/m ²]
Q_{auxiliar}	Calor entregue pelo aquecedor auxiliar (total)	[kWh]
$Q_{\text{evaporador}}$	Calor removido no evaporador do ciclo de absorção (total)	[kWh]
Re	Número de Reynolds	[-]
\dot{S}	Radiação absorvida por unidade de área de abertura do coletor (taxa)	[kW/m ²]
T	Temperatura	[°C]
T_{req}	Temperatura requerida na saída do campo de coletores	[°C]
U	Coefficiente global de transferência de calor do processo	[W/(m ² ·°C)]
UA	Condutância térmica	[W/°C]
\bar{V}	Velocidade média do fluido térmico no interior do tubo absorvedor	[m/s]
w	Largura de abertura do coletor	[m]
W	Energia elétrica gerada pela planta no ano simulado (total)	[kWh]
\dot{W}	Energia elétrica ou trabalho mecânico (taxa)	[kW]
x	Fração mássica de brometo de lítio	[-]

LETRAS GREGAS

α	Absortância da cobertura absorvedora	[-]
γ	Fator de interceptação do coletor	[-]
$[\gamma \tau \alpha]_n$	Eficiência óptica do tubo receptor para incidência normal	[-]
ΔP	Perda de carga ao longo do campo de coletores	[kPa]
ΔT	Temperatura média do fluido térmico acima da ambiente	[°C]
ΔT_{lm}	Diferença de temperatura média logarítmica do processo de troca térmica	[°C]

ΔT_{\min}	Incremento de temperatura mínimo para a operação do campo de coletores	[°C]
ε	Efetividade do trocador de calor	[-]
η_c	Eficiência térmica do coletor	[-]
η_o	Eficiência óptica do coletor para incidência normal	[-]
η_{bomba}	Eficiência isentrópica da bomba	[-]
η_{gerador}	Eficiência de conversão do gerador elétrico	[-]
η_{motor}	Eficiência de conversão do motor elétrico	[-]
η_{Rankine}	Eficiência instantânea do ciclo de Rankine	[-]
η_{turbina}	Eficiência isentrópica da turbina	[-]
$\bar{\eta}_{\text{campo}}$	Eficiência média do campo de coletores	[-]
$\bar{\eta}_{\text{planta}}$	Eficiência média da planta	[-]
$\bar{\eta}_{\text{Rankine}}$	Eficiência média do ciclo de Rankine	[-]
θ	Ângulo de incidência da radiação sobre o plano de abertura do coletor	[°]
θ_z	Ângulo de zênite solar	[°]
ρ	Refletância do espelho concentrador	[-]
τ	Transmitância do envoltório transparente	[-]

SUBSCRITOS

br	Valor bruto
campo	Campo de coletores solares
f	Lado frio do trocador de calor
g.vapor	Gerador de vapor do ciclo de Rankine
i	Estado de entrada do fluido
liq	Valor líquido
nom	Condição nominal de operação
o	Estado de saída do fluido
par	Condição de carga parcial
q	Lado quente do trocador de calor
r	Valor real
ref	Condição de referência

s	Processo isentrópico
t	Valor teórico

ABREVIATURAS

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CEMIG	Companhia Energética de Minas Gerais
COP	Coefficient of performance
Corp	Corporation
CSP	Concentrated solar power
EES	Engineering Equation Solver
GenOpt	Generic Optimization Program
IAM	Incidence angle modifier
IEA	International Energy Agency
Inc	Incorporated
IST	Industrial Solar Technology
LLC	Limited liability company
Ltd	Limited
Ltda	Limitada
NRCan	Natural Resources Canada
NREL	National Renewable Energy Laboratory
NSRDB	National Solar Radiation Data Base
ORC	Organic Rankine cycle
PSO	Particle swarm optimization
RMS	Root-mean-square
S.A.	Sociedad anónima
SAM	Solar Advisor Model
SEGS	Solar Electric Generating Systems
SolarPACES	Solar Power and Chemical Energy Systems
STEC	Solar Thermal Electric Components
SWERA	Solar and Wind Energy Resource Assessment
TMY	Typical meteorological year
TRNSYS	Transient System Simulation Program

CONTEÚDO

1 Introdução.....	29
1.1 Disponibilidade de radiação.....	31
1.2 A tecnologia de calha parabólica.....	32
1.3 A situação do Brasil.....	34
1.4 Objetivos do estudo.....	36
1.5 Abordagem adotada.....	37
1.6 Estrutura do trabalho.....	39
2 Revisão bibliográfica.....	41
2.1 Modelagem de calhas parabólicas.....	41
2.2 Modelagem de ciclos térmicos.....	43
2.3 Conceitos de armazenamento térmico.....	44
2.4 Relatos de plantas de pequeno porte.....	45
2.4.1 Willard.....	46
2.4.2 Gila Bend.....	47
2.4.3 Sulaibiya.....	48
2.4.4 Coolidge.....	49
2.4.5 Saguaro.....	50
3 Modelagem do campo de coletores.....	53
3.1 Estrutura do coletor solar.....	53
3.2 Equação de desempenho.....	54
3.2.1 Fundamentação teórica.....	54
3.2.2 Comparação com o modelo de Lippke.....	57
3.2.3 Teste do coletor IST-PT.....	58
3.2.4 Degradação da eficiência óptica.....	61
3.2.5 Expressão final para o desempenho do coletor.....	62
3.3 Operação do campo.....	63
3.3.1 Perdas pelas extremidades.....	63
3.3.2 Sombreamento.....	64
3.3.3 Acionamento do campo e dispositivos de segurança.....	66
3.3.4 Aspectos desconsiderados.....	66
3.4 Módulo para o TRNSYS.....	68
3.4.1 Vazão constante.....	68
3.4.2 Vazão variável.....	69
3.4.3 Variáveis binárias.....	70
3.5 Resumo das hipóteses do modelo.....	71
3.6 Considerações finais.....	72

4 Modelagem do ciclo de Rankine.....	75
4.1 Características do equipamento.....	75
4.2 A tecnologia de ciclo de Rankine orgânico.....	77
4.2.1 Analogia com o ciclo de Rankine convencional.....	78
4.2.2 Fluidos de trabalho.....	81
4.3 Modelo termodinâmico.....	82
4.3.1 Funcionamento do ciclo.....	82
4.3.2 Hipóteses simplificativas.....	84
4.3.3 Turbina.....	85
4.3.4 Bomba.....	85
4.3.5 Recuperador.....	86
4.3.6 Gerador de vapor e condensador.....	87
4.3.7 Eficiência do ciclo.....	89
4.3.8 Considerações sobre o pré-aquecimento e o desaquecimento.....	90
4.4 Dados de entrada para o modelo.....	90
4.5 Calibração do modelo.....	91
4.6 Superaquecimento do vapor.....	93
4.7 Desempenho com carga parcial.....	96
4.8 Aderência do modelo.....	99
4.9 Fluido térmico e fluido de resfriamento.....	100
4.10 Polinômios de desempenho.....	101
4.11 Módulo para o TRNSYS.....	102
4.12 Resumo das hipóteses do modelo.....	103
4.13 Oportunidades para melhoria do modelo.....	103
5 Modelagem do ciclo de absorção.....	105
5.1 A tecnologia de ciclo de absorção.....	105
5.1.1 O ciclo de absorção com água e brometo de lítio.....	106
5.2 Características do equipamento.....	106
5.3 Modelo termodinâmico.....	111
5.3.1 Funcionamento do ciclo.....	111
5.3.2 Elevação do ponto de ebulição.....	113
5.3.3 Hipóteses simplificativas.....	114
5.3.4 Balanços de massa e de energia.....	115
5.3.5 Trocador de calor intermediário.....	116
5.3.6 Trocadores de calor externos.....	116
5.3.7 Bomba.....	118
5.3.8 Dados de entrada para o modelo.....	118
5.3.9 Cálculo do coeficiente de desempenho.....	119
5.3.10 Configuração do circuito de resfriamento.....	119
5.4 Calibração do modelo.....	120
5.4.1 Ponto de partida para a busca exaustiva.....	121
5.4.2 Avaliação de aderência do modelo.....	122
5.4.3 Procedimento da busca exaustiva.....	123
5.5 Resultados.....	124
5.6 Cristalização.....	127

5.7 Polinômios de desempenho.....	129
5.8 Módulo para o TRNSYS.....	130
5.9 Resumo das hipóteses do modelo.....	130
5.10 Oportunidades para melhoria do modelo.....	131
 6 Síntese do modelo de simulação.....	 133
6.1 Configurações da planta sem o ciclo de absorção.....	134
6.1.1 Configuração A: aquecedor auxiliar.....	134
6.1.2 Configuração B: dois reservatórios.....	135
6.1.3 Configuração C: um reservatório estratificado com entrada fixa.....	136
6.1.4 Configuração D: um reservatório estratificado com entrada variável.....	137
6.2 Configurações da planta com o ciclo de absorção.....	138
6.2.1 Configuração E: produção de água gelada sem uso de calor residual.....	138
6.2.2 Configuração F: produção de água gelada com uso de calor residual.....	139
6.3 Reservatórios térmicos.....	140
6.3.1 Volume de armazenamento.....	141
6.3.2 Isolamento térmico.....	142
6.3.3 Sistemas com dois reservatórios.....	142
6.3.4 Sistemas com um reservatório estratificado.....	142
6.4 Campo de coletores.....	143
6.5 Eixo de rastreamento dos coletores.....	144
6.6 Vaso de expansão.....	144
6.7 Aquecedor auxiliar.....	145
6.8 Tanques de água quente para o circuito do ciclo de absorção.....	145
6.9 Trocador de calor para o circuito do ciclo de absorção.....	146
6.10 Torre de resfriamento.....	146
6.11 Controles.....	148
6.12 Dados meteorológicos.....	149
6.13 Seleção e propriedades dos fluidos.....	151
6.14 Consumo parasita.....	152
6.14.1 Bomba do campo de coletores.....	154
6.14.2 Motores para o rastreamento do campo de coletores.....	156
6.14.3 Ventilador da torre de resfriamento.....	156
6.14.4 Bombas de circulação do ciclo de Rankine.....	157
6.14.5 Bombas de circulação e componentes internos do ciclo de absorção.....	157
6.15 Perdas térmicas.....	158
6.16 Carga térmica para o ciclo de absorção.....	158
6.17 Esquema de operação da planta.....	158
 7 Resultados.....	 161
7.1 Simulações e otimizações.....	161
7.2 Indicadores de desempenho.....	162
7.2.1 Fração solar.....	162
7.2.2 Fator de capacidade médio.....	163
7.2.3 Eficiência média do campo de coletores.....	163

7.2.4 Eficiência média do ciclo de Rankine.....	164
7.2.5 Eficiência média da planta.....	164
7.2.6 Coeficiente de desempenho médio do ciclo de absorção.....	165
7.3 Análises da planta sem o ciclo de absorção.....	165
7.3.1 Primeira análise: localidades.....	165
7.3.2 Segunda análise: tipos de armazenamento.....	168
7.3.3 Terceira análise: capacidade de armazenamento.....	171
7.4 Análises da planta com o ciclo de absorção.....	175
7.4.1 Quarta análise: fonte de energia para a produção de água gelada.....	175
7.4.2 Quinta análise: operação com carga parcial.....	177
7.5 Resultados da literatura.....	181
7.5.1 Eficiência e fator de capacidade da planta.....	181
7.5.2 Eficiência do ciclo de potência.....	183
7.5.3 Consumo parasita.....	183
7.6 Verificações.....	184
8 Conclusões.....	185
8.1 Qualidades e limitações.....	185
8.2 Recomendações para trabalhos futuros.....	186
Referências bibliográficas.....	189
Apêndice: polinômios de desempenho.....	195

1 INTRODUÇÃO

Uma série de métodos para concentração e absorção da radiação solar estão disponíveis atualmente para a obtenção de calor de média e alta temperatura¹ (DUFFIE; BECKMAN, 2006). O calor obtido pode ser usado como energia motriz na geração de eletricidade por um meio convencional, como uma turbina a vapor, uma turbina a gás ou um motor Stirling. Esse conceito tem sido explorado comercialmente desde a década de 1980, quando as primeiras centrais heliotérmicas de grande escala foram instaladas no Deserto de Mojave na Califórnia. Embora nenhuma nova central de grande escala tenha sido construída no mundo no período entre 1992 e 2005,² um interesse ressurgiu nos últimos anos, especialmente na Espanha, onde políticas públicas têm incentivado a instalação de novas centrais heliotérmicas, conforme exposto pelos dados da Tabela 1.1.

Tabela 1.1: Centrais heliotérmicas na Espanha em 2009.

	Quantidade de centrais	Capacidade total [MW]
Em operação	6	81
Em construção	12	839

Fonte: Richter *et al.* (2009).

A tecnologia para a conversão de radiação solar térmica em trabalho mecânico vem sendo desenvolvida por mais de um século. Segundo Mills (2004) e Duffie e Beckman (2006), no ano de 1872, exibiu-se em Paris uma prensa movida pelo vapor gerado a partir de coletores solares. No presente momento, há quatro tecnologias comercialmente relevantes: calhas parabólicas; refletores Fresnel; torres solares; e pratos parabólicos (RICHTER *et al.*, 2009). Essas tecnologias diferem, por exemplo, no formato dos espelhos concentradores, no método para o rastreamento dos raios solares ou no ciclo de potência para a conversão do calor em trabalho, mas funcionam sob o mesmo princípio. Centrais heliotérmicas produzem energia elétrica de maneira semelhante a usinas termoeletricas convencionais, diferindo fundamentalmente pelo fato de que se emprega radiação solar em vez de combustíveis fósseis ou energia nuclear como fonte primária de calor.

1 Média temperatura: entre 100 e 400°C. Alta temperatura: acima de 400°C.

2 Com exceção da conversão da usina Solar One em Solar Two nos E.U.A.

Uma central heliotérmica pode apresentar diversas configurações. De uma forma geral, são necessários quatro elementos: um concentrador para a radiação solar; um receptor para a captação da radiação em forma de calor; um meio para o transporte do calor; e um ciclo de potência para a conversão do calor em trabalho. Adicionalmente, uma usina pode operar com armazenamento térmico ou em combinação com alguma fonte fóssil de energia, como carvão ou gás natural, permitindo a geração de potência elétrica em períodos com radiação solar insuficiente. O armazenamento do calor excedente coletado durante o dia pode ser realizado através do ganho de calor sensível em meios sólidos ou líquidos, como sais fundidos, concreto ou o próprio fluido térmico, ou através do ganho de calor latente em meios em transição de fase (PILKINGTON, 2000). A produção de energia elétrica em centrais heliotérmicas de diferentes concepções pode ser representada de maneira simplificada pelo esquema da Figura 1.1.

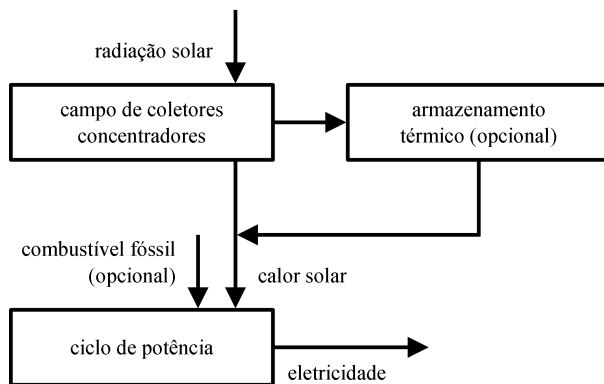


Figura 1.1: Esquema de uma central heliotérmica.

Um grande benefício das centrais heliotérmicas reside na substituição da energia elétrica produzida a partir de combustíveis fósseis e na consequente atenuação dos possíveis impactos da emissão de dióxido de carbono sobre as mudanças climáticas. Como um benefício adicional, as centrais heliotérmicas oferecem maior segurança energética, uma vez que a tecnologia não sofre influência direta de flutuações no preço e de incertezas no suprimento de combustíveis fósseis.

1.1 DISPONIBILIDADE DE RADIAÇÃO

A radiação solar recebida na superfície terrestre pode ser dividida em duas parcelas: direta e difusa. A radiação direta consiste na radiação que não é espalhada pela atmosfera, atingindo a superfície terrestre na forma de raios paralelos. A radiação difusa consiste na radiação espalhada por moléculas de ar e de água e por partículas de poeira presentes na atmosfera, sofrendo uma mudança em sua direção de incidência (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

Calor de média ou alta temperatura pode ser obtido por meio da concentração da radiação solar. Temperaturas mais elevadas são vantajosas por tornarem mais eficiente a conversão do calor em trabalho no ciclo de potência. Por outro lado, a necessidade de um grau de concentração acentuado torna insignificante o aproveitamento da radiação difusa (MILLS, 2004). Como consequência, em termos práticos, coletores concentradores trabalham apenas com a porção direta da radiação incidente.

Portanto, centrais heliotérmicas são próprias para localidades com intensa incidência de radiação direta. Dados de radiação direta para Daggett (Estados Unidos)³ e para seis localidades no Brasil são fornecidos como exemplo na Tabela 1.2. Os valores apresentados são médias anuais da radiação incidente ao longo de um dia no plano horizontal. Observa-se que a região mais promissora no Brasil encontra-se na bacia do Rio São Francisco, entre o interior da Bahia e o norte de Minas Gerais (CORDEIRO, 1998). Localidades ideais apresentam baixos níveis de umidade e de poeira atmosférica. Mundialmente, as regiões mais promissoras são: os países mediterrâneos da Europa; o norte da África; Oriente Médio; o sudoeste dos Estados Unidos; Austrália; partes da China e da Índia; e os desertos do Chile e da África do Sul (RICHTER *et al.*, 2009).

3 Localidade onde se instalaram as usinas SEGS I e II.

Tabela 1.2: Média anual de radiação direta incidente ao longo de um dia no plano horizontal.

Localidade	Radiação direta na horizontal [kWh/m ²]
Florianópolis, SC	2,60
Fortaleza, CE	3,39
Petrolina, PE	3,68
Sobradinho, BA	3,93
Januária, MG	4,01
Bom Jesus da Lapa, BA	4,07
Daggett, CA (E.U.A.)	4,11

Fonte: Os dados para os municípios brasileiros foram obtidos em Pereira *et al.* (2006) e os dados para Daggett foram obtidos em NSRDB (2009).

1.2 A TECNOLOGIA DE CALHA PARABÓLICA

No âmbito da geração de eletricidade por energia solar térmica, a tecnologia de calha parabólica certamente se revela a mais amadurecida (MILLS, 2004). Esse fato pode ser verificado pelos dados de capacidade instalada e de energia elétrica gerada apresentados na Tabela 1.3 em relação às quatro tecnologias mencionadas anteriormente. A grande experiência acumulada para a tecnologia de calha parabólica deve-se principalmente às nove usinas projetadas e construídas no Deserto de Mojave na Califórnia pela empresa Luz International Ltd e conectadas à rede elétrica entre 1984 e 1991. O conjunto de nove usinas, com capacidades entre 14 e 80 MW e uma capacidade total de 354 MW, é conhecido pelo nome Solar Electric Generating Systems (SEGS). Além disso, a tecnologia de calha parabólica tem representado a alternativa de menor custo para a geração de eletricidade em grande escala a partir de energia solar (PRICE *et al.*, 2002).

Tabela 1.3: Dados de capacidade instalada e de energia elétrica gerada para diferentes tecnologias (valores aproximados).

Tecnologia	Capacidade instalada em 2009 [MW]	Energia elétrica gerada até 2009 [GWh]
Calhas parabólicas	500	>16000
Torres solares	40	80
Refletores Fresnel	5	8
Pratos parabólicos	0,5	3

Fonte: Richter *et al.* (2009).

A tecnologia de calha parabólica emprega um espelho com a geometria de um cilindro parabólico, o qual apresenta a propriedade de concentrar em sua linha focal a parcela direta da radiação que incide sobre a abertura do coletor com direção paralela ao plano de simetria, conforme ilustrado pela Figura 1.2. Um tubo receptor termicamente eficiente é posicionado ao longo da linha focal para que a radiação seja absorvida na forma de calor por algum meio que circule em seu interior, tipicamente um fluido térmico. Em seguida, o fluido aquecido circula através de trocadores de calor, gerando o vapor necessário para a operação da turbina em um ciclo de Rankine convencional.

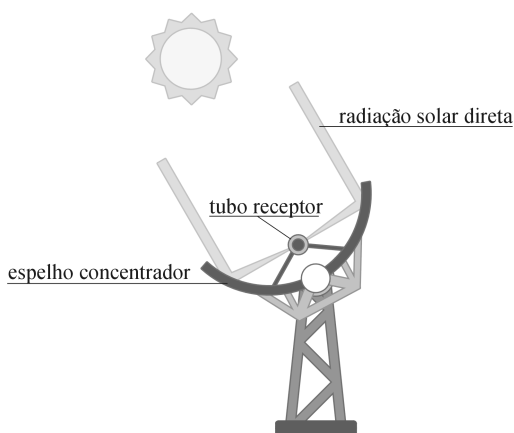


Figura 1.2: Concentração e absorção da radiação em uma calha parabólica.

Os coletores da tecnologia de calha parabólica normalmente são associados formando um campo de longas fileiras paralelas. Em um projeto típico, os coletores rastreiam os raios solares em um único eixo, o qual geralmente se dispõe no plano horizontal e na direção norte-sul. A Figura 1.3 mostra um campo composto por coletores compactos IST-PT, os quais são adotados para o presente estudo.



Figura 1.3: Campo composto por fileiras paralelas do coletor IST-PT (ABENGOA, 2009).

1.3 A SITUAÇÃO DO BRASIL

Uma organização internacional dedicada a sistemas de energia solar concentrada, chamada SolarPACES (Solar Power and Chemical Energy Systems), representa um entre os diversos programas de cooperação administrados pela Agência Internacional de Energia (IEA) para a solução de problemas energéticos mundiais (SOLARPACES, 2009). No ano de 1997, um grupo formado por representantes da SolarPACES visitou o Brasil com o propósito de instruir os centros de pesquisa, as companhias de energia elétrica e o Ministério de Minas e Energia a respeito da situação técnica e econômica na época das tecnologias de energia solar concentrada e examinar a possibilidade de instalação de uma central heliotérmica de grande escala no Brasil. O grupo buscou auxiliar o país na definição de um plano racional para a inserção de centrais heliotérmicas, considerando localidades apropriadas, fontes de financiamento, a legislação aplicável e o custo final da energia no país. Nos parágrafos a seguir, a situação brasileira no cenário mundial da energia solar concentrada é sintetizada com base no relatório da visita da SolarPACES ao Brasil (CORDEIRO, 1998).

O Brasil possui extensas áreas de terra em regiões semi-áridas que recebem uma radiação direta normal adequada para aplicações de energia solar concentrada (média diária de aproximadamente 6 kWh/m^2). Embora o nível de radiação seja inferior ao verificado no Deserto de Mojave, localidades com grande potencial no Brasil estão próximas do equador, proporcionando uma operação mais constante ao longo do ano e reduzindo as perdas ópticas relacionadas ao ângulo de incidência da radiação sobre a superfície dos coletores. Mesmo assim, um estudo apresentado no relatório conclui que uma central heliotérmica

de uma determinada concepção necessita de mais coletores solares e de mais armazenamento térmico no Brasil (em comparação com os Estados Unidos) para que se consiga o mesmo fator de capacidade anual. Essa necessidade surge simplesmente pelos menores níveis de radiação direta no Brasil, pois as eficiências anuais para os subsistemas e para toda a planta seriam praticamente idênticas. O dimensionamento do ciclo de potência seria o mesmo em ambos os países. Na época, o custo de geração da energia elétrica para uma usina no Brasil seria aproximadamente 12% maior.

Dados de satélite mostram que as regiões mais promissoras em termos de radiação solar encontram-se ao longo da bacia do Rio São Francisco. Verifica-se que algumas localidades podem facilmente acomodar uma central heliotérmica de grande escala, uma vez que possuem acesso a rodovias e à rede elétrica, condições topográficas excelentes (terreno plano), baixo nível de poeira e disponibilidade de água para resfriamento. Adicionalmente, a baixa velocidade do vento e a moderada temperatura ambiente com pequena variação diária contribuem para a conservação do campo de coletores. Como exemplos de localidade adequadas, são citados os dois municípios visitados pelo grupo da SolarPACES no estado de Minas Gerais: Januária e Itacarambi. Os municípios de Petrolina (Pernambuco), Bom Jesus da Lapa (Bahia) e Sobradinho (Bahia) também são recomendados para estudos de viabilidade. Destaque-se que todos os cinco municípios situam-se ao longo do Rio São Francisco.

A Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG) foi a companhia de energia elétrica brasileira que historicamente demonstrou o maior interesse no desenvolvimento da energia solar concentrada. A companhia participou de um estudo sobre o projeto de uma usina de calhas parabólicas no Nordeste do Brasil e montou estações meteorológicas em diversas localidades consideradas para a instalação de usinas. Estudos realizados indicavam que a energia elétrica de uma termoelétrica alimentada por óleo combustível (transportado ao norte de Minas Gerais) custaria aproximadamente 75 US\$/MWh, enquanto que a energia elétrica de uma usina de calhas parabólicas de 80 MW custaria aproximadamente 114 US\$/MWh. O alto custo seria devido principalmente à taxa excessiva sobre o equipamento importado. Como comparação, a energia hidroelétrica custaria na época em torno 50 US\$/MWh. Concluiu-se que as políticas de impostos para investimentos no setor e a dependência de equipamento importado penalizavam fortemente os projetos de centrais heliotérmicas no Brasil.

Uma vantagem particular do Brasil é a possibilidade de operação de centrais heliotérmicas em combinação com o vasto parque de usinas hidroelétricas do país, proporcionando requisitos mínimos de armazenamento térmico e permitindo a complementação por combustíveis convencionais apenas quando os níveis dos reservatórios de água estão baixos. Como uma vantagem adicional, o Brasil possui ainda a possibilidade de operação de centrais heliotérmicas com o uso da biomassa como fonte complementar de energia no lugar dos combustíveis fósseis, uma vez que o país desenvolveu uma indústria madura na área de biomassa. Vilas isoladas, cidades conectadas à rede elétrica e a irrigação de terras são identificadas como possíveis mercados para centrais heliotérmicas no Brasil. Sistemas isolados de pequena escala para a irrigação no Nordeste representam uma oportunidade para o uso da energia solar concentrada, uma vez que são capazes de competir economicamente com os geradores a óleo Diesel.

1.4 OBJETIVOS DO ESTUDO

Este estudo analisa uma central heliotérmica de micro escala, na qual se gera energia elétrica por um ciclo de Rankine com fluido de trabalho orgânico e com potência elétrica líquida de 120 kW (nominal). O fornecimento de calor para o ciclo é realizado por meio de uma corrente de fluido térmico com temperatura em torno de 280°C (nominal). Para a captação da radiação, adota-se um coletor compacto da tecnologia de calha parabólica e com temperatura máxima de operação de 300°C. Opcionalmente, o calor captado pelos coletores solares pode ser armazenado em reservatórios térmicos ou complementado por uma fonte auxiliar de energia. Em algumas situações, além da energia elétrica, a planta gera também água gelada como um subproduto através de um *chiller* com capacidade nominal de 10 TR, o qual opera em um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito com uma mistura de água e brometo de lítio como fluido de trabalho. O fornecimento de calor para o ciclo é realizado por meio de uma corrente de água quente com temperatura entre 75 e 100°C. A possibilidade de integração da tecnologia de refrigeração por absorção a uma pequena central heliotérmica é mencionada por Moustafa *et al.* (1984) para o Complexo Solar Sulaibiya e mais recentemente por Canada *et al.* (2005b) para a planta solar de Saguaro.⁴

4 Para uma descrição das plantas, consultar Seção 2.4.

O principal objetivo deste estudo é o desenvolvimento de uma ferramenta de simulação transiente para a planta descrita anteriormente. A ferramenta deve ser adequada em termos de precisão e esforço computacional para a quantificação do desempenho da planta com diferentes concepções de projeto, condições ambientais e perfis de demanda. Mais especificamente, uma vez fornecidas as informações relativas ao clima e à demanda dos produtos, a ferramenta de simulação deve possibilitar: a estimativa de produção de energia elétrica e de água gelada; a estimativa do consumo de energia complementar; a definição da melhor disposição entre os componentes; a definição de uma estratégia de controle eficaz; e o dimensionamento dos parâmetros da planta com o objetivo de maximizar o seu rendimento global.

A análise da operação transiente de sistemas de energia solar envolve uma interdependência complexa entre os componentes do sistema e uma grande quantidade de cálculos repetitivos, impossibilitando estimativas acuradas por métodos tradicionais (KLEIN *et al.*, 1975). Dessa forma, simulações transientes são necessárias quando se deseja levar em conta adequadamente o efeito oriundo de variações na oferta ou na demanda de energia. Neste estudo, a necessidade da simulação transiente surge fundamentalmente pela variação da radiação solar (oferta) ao longo do tempo.

Este estudo serve principalmente de apoio a projetos de pequenas centrais heliotérmicas que usam a tecnologia de calha parabólica, mas serve também de orientação para a modelagem de sistemas térmicos, especialmente sob operação com carga parcial. Busca-se favorecer a inserção da energia solar concentrada por meio do aumento da atratividade econômica de centrais heliotérmicas, focando-se exclusivamente em uma ampla revisão bibliográfica e no desenvolvimento de uma ferramenta de predição de desempenho. No longo prazo, pretende-se contribuir para a inserção da energia solar no contexto dos combustíveis fósseis, trazendo benefícios tanto em termos da diversificação da matriz energética quanto da redução da emissão de dióxido de carbono.

1.5 ABORDAGEM ADOTADA

O *software* Transient System Simulation Program (TRNSYS) (KLEIN *et al.*, 2007) é escolhido para a simulação completa da planta. O TRNSYS dedica-se à simulação de sistemas energéticos (principalmente sistemas térmicos) em regime transiente, sendo próprio para o estudo global de sistemas (*e.g.* aquecimento solar doméstico) e

impróprio para a análise detalhada de componentes (*e.g.* coletor solar). O TRNSYS utiliza o método de substituição sucessiva para a solução do conjunto de equações do sistema energético. Apesar de simples, esse método de solução é confiável e eficiente para sistemas com capacidades expressivas de armazenamento de energia. Por outro lado, o método mostra-se limitado para sistemas com armazenamento insignificante, tendendo a apresentar problemas de convergência em modelagens fortemente não-lineares e sem equações diferenciais.

Estão disponíveis, pela biblioteca padrão do TRNSYS, módulos contendo modelos matemáticos consolidados, os quais descrevem grande parte dos componentes que constituem a planta, como reservatórios para armazenamento térmico, trocadores de calor e torres de resfriamento. No entanto, módulos contendo modelos que se adaptem perfeitamente ao presente estudo não são encontrados para os três principais subsistemas da planta: campo de coletores solares, ciclo de Rankine e ciclo de absorção. Dessa forma, novos módulos são escritos em linguagem de programação C. Modela-se separadamente cada um dos três subsistemas com base em orientações dos fabricantes dos equipamentos adotados e em descrições encontradas na literatura. Para o campo de coletores, elabora-se um modelo de natureza empírica, tendo como parte central uma curva de eficiência experimental para o coletor solar. Para o ciclo de Rankine e para o ciclo de absorção, opta-se por uma modelagem termodinâmica detalhada, a qual permite a predição do desempenho do equipamento ao operar fora da condição nominal. O conhecimento do comportamento fora da condição nominal proporciona uma avaliação adequada do rendimento da planta para as diferentes concepções de projeto, formas de controle e, principalmente, condições de operação impostas pela variação da radiação solar ao longo do tempo.

O *software* Engineering Equation Solver (EES) (KLEIN, 2009) é escolhido para a modelagem termodinâmica do ciclo de Rankine e do ciclo de absorção. O EES dedica-se basicamente à solução de sistemas de equações algébricas, sendo capaz de resolver eficientemente um conjunto acoplado de centenas de equações não-lineares. Como recurso vantajoso, destaca-se a sua extensa biblioteca de funções matemáticas, de correlações termodinâmicas e de transporte para diversos fluidos, incluindo ar, água, amônia, dióxido de carbono e vários hidrocarbonetos. A solução do sistema de equações algébricas pelo EES fundamenta-se em uma variação do método de Newton, ao qual se associam diversos outros métodos para a melhoria da eficiência e da convergência do processo. Por ser uma ferramenta robusta para a solução de sistemas

não-lineares e por incorporar correlações termodinâmicas para os fluidos de trabalho de ambos os ciclos (inclusive diversos fluidos orgânicos), o EES pode gerar facilmente equações para o desempenho dos ciclos em função das variáveis mais relevantes para a simulação da planta. Finalmente, utilizam-se essas equações de desempenho como base para o desenvolvimento de módulos no TRNSYS que possibilitem a inclusão dos ciclos na simulação transiente da planta.

O Laboratório de Energia Solar da Universidade de Wisconsin-Madison, que desenvolve os *softwares* TRNSYS e EES, segue a mesma abordagem adotada neste estudo para a inclusão de ciclos de potência em simulações de sistemas com outros componentes. Nos trabalhos de McMahan (2006) e Patnode (2006), por exemplo, polinômios de desempenho dos ciclos gerados a partir do EES são incorporados posteriormente à simulação no TRNSYS. De acordo com McMahan (2006), a implementação de um modelo de ciclo de potência no EES é ideal para a geração de curvas de carga parcial, mas é inadequada para simulações durante longos períodos e para a utilização de dados meteorológicos. O TRNSYS, por outro lado, destina-se exatamente a simulações de longo prazo, mas é inadequado para a solução das equações não-lineares do ciclo, além de não possuir acesso imediato às propriedades termodinâmicas dos fluidos.

Kolb e Hassani (2006) também optam pela inclusão no TRNSYS de equações simplificadas para o desempenho do ciclo de Rankine, mas usam o *software* Aspen Plus em vez do EES para a geração das equações de desempenho. A inclusão dos modelos termodinâmicos para o ciclo de Rankine e para o ciclo de absorção em uma simulação transiente da planta pode ser realizada, em princípio, com o uso simultâneo de ambos os *softwares* (TRNSYS e EES) por meio de um recurso do TRNSYS dedicado ao compartilhamento de informações entre ambos. Porém, em termos práticos, essa alternativa não se viabiliza neste estudo devido aos frequentes problemas de convergência enfrentados durante a solução do sistema de equações pelo EES.

1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO

No Capítulo 2, apresenta-se uma revisão bibliográfica com foco em plantas de pequeno porte, em conceitos de armazenamento térmico e em modelos propostos na literatura para o campo de calhas parabólicas e para os ciclos térmicos. A revisão serve de orientação na escolha e na adaptação dos modelos matemáticos dos equipamentos adotados para o

presente estudo. No Capítulo 3, descrevem-se as características do coletor solar, a modelagem do campo de coletores, considerando tanto o desempenho térmico quanto aspectos operacionais, e também o desenvolvimento de um novo módulo no TRNSYS para o campo de coletores. Nos Capítulos 4 e 5, são abordados, respectivamente, o ciclo de Rankine e o ciclo de absorção. Para ambos os ciclos, descrevem-se detalhadamente os equipamentos, os fenômenos termodinâmicos e de transporte envolvidos em cada tecnologia, os modelos teóricos utilizados, a geração de polinômios de desempenho e o desenvolvimento de novos módulos no TRNSYS.

No Capítulo 6, faz-se uma síntese do modelo completo da planta. Apresenta-se uma descrição geral de diversos componentes e aspectos da planta não discutidos em capítulos anteriores, citando modelos matemáticos adotados e hipóteses admitidas. As configurações da planta consideradas na simulação também são descritas, as quais diferem fundamentalmente nos sistemas de armazenamento térmico, nos modos de operação do campo de coletores, nos produtos gerados pela planta e nas fontes de energia motriz para o ciclo de Rankine e para o ciclo de absorção. No Capítulo 7, são mostradas algumas das análises possíveis com a metodologia de simulação proposta neste estudo, nas quais são obtidos resultados que comparam o desempenho da planta para diferentes localidades, tipos de armazenamento térmico, capacidades de armazenamento, área total de coletores solares, disposições dos componentes e pontos de operação em termos de temperaturas e vazões. No Capítulo 8, são identificados os atributos fortes e fracos da metodologia proposta e também são apresentadas as conclusões obtidas com o presente estudo. Recomendações com base nas limitações da metodologia são fornecidas como uma orientação para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Encontra-se na literatura uma grande quantidade de relatos técnicos e de modelos de predição de desempenho para os componentes de uma central heliotérmica. Dessa forma, uma das contribuições deste estudo consiste na síntese de orientações de fabricantes e de referências bibliográficas com o objetivo de escolher modelos adequados para cada componente e de adaptar os modelos escolhidos tanto ao caso particular de uma planta de micro escala quanto ao caso particular dos fabricantes dos equipamentos adotados. Nesse contexto, este capítulo expõe as informações mais relevantes obtidas através de uma revisão bibliográfica focada em descrições sobre plantas de pequeno porte e sobre conceitos de armazenamento térmico e focada também em modelos de simulação propostos para o campo de calhas parabólicas e para os ciclos térmicos.

2.1 MODELAGEM DE CALHAS PARABÓLICAS

Patnode (2006) desenvolveu um modelo detalhado de um ciclo de Rankine tradicional com vapor de água integrado a um campo de calhas parabólicas. Polinômios de desempenho em regime permanente para o ciclo foram gerados separadamente com o EES e inseridos em uma simulação no TRNSYS em conjunto com um condensador e uma torre de resfriamento. Os modelos do ciclo de potência e do campo de coletores, validados com medições de temperatura e de vazão da usina SEGS VI, foram usados para avaliar a dependência do desempenho global da planta com a degradação do campo de coletores, com a estratégia de controle para a vazão do campo e com o tipo de condensador do ciclo.

Lippke (1995) estudou o comportamento sob carga parcial de uma usina SEGS típica com potência de 30 MW e avaliou a produção de energia elétrica com diferentes estratégias de operação usando um modelo termodinâmico detalhado. O desempenho térmico do campo de coletores foi modelado com base em curvas de eficiência obtidas de um teste realizado para o coletor solar Luz LS-2. Uma comparação entre resultados do modelo da planta e medições em uma usina revela a incapacidade do modelo em considerar integralmente as condições reais ao longo do campo de coletores.

Schwarzbözl (2006) documenta a biblioteca Solar Thermal Electric Components (STEC), que contém modelos para a simulação no TRNSYS de componentes usados na geração de potência elétrica por energia solar concentrada, tais como campo de calhas parabólicas, campo de heliostatos, receptores de torres solares, turbinas a vapor, turbinas a gás e reservatórios térmicos específicos para aplicações de energia solar concentrada. O módulo do campo de calhas parabólicas da biblioteca STEC, baseado no modelo empírico do campo de coletores proposto por Lippke, é descrito brevemente nessa documentação. Alguns exemplos de possíveis aplicações com os modelos disponíveis pela biblioteca também são apresentados.

Jones *et al.* (2001) criaram um modelo de simulação detalhado no TRNSYS para o desempenho de uma usina SEGS usando módulos disponíveis pela biblioteca STEC. A modelagem abrange tanto o campo de coletores quanto o ciclo de Rankine, mas não considera a operação da planta com complementação de gás natural. Encontra-se boa concordância entre previsões do modelo e medições para a usina SEGS VI, com potência de 30 MW. Efeitos transientes durante a passagem de nuvens e durante a ativação e a desativação da planta são adequadamente considerados. A modelagem do campo de calhas parabólicas assemelha-se à modelagem proposta por Lippke. Ambas são baseadas em resultados experimentais para o desempenho do coletor solar Luz LS-2. No entanto, o restante do modelo torna-se mais complexo que o modelo de Lippke para que se considere mais precisamente o comportamento transiente da planta.

Dudley *et al.* (1995) relatam os resultados e descrevem os procedimentos seguidos nos testes realizados para o coletor solar IST-PT do fabricante Industrial Solar Technology Corp (IST), adotado para este estudo. Como parte de um esforço para o desenvolvimento de tecnologias avançadas de calhas parabólicas, testou-se o coletor IST-PT com diversas combinações de materiais com propriedades ópticas distintas, adotando-se diferentes superfícies refletoras, diferentes coberturas absorvedoras e um envoltório transparente com e sem revestimento anti-reflexivo. Para cada configuração do tubo receptor, curvas de eficiência do coletor foram determinadas empiricamente em função da temperatura de operação, do nível radiação e do ângulo de incidência.

Stuetzle (2002) desenvolveu um algoritmo de controle automático para a vazão do fluido térmico através do campo de coletores de uma usina SEGS com o objetivo de reproduzir o comportamento de um operador humano. Uma das atribuições de um operador

qualificado de uma usina SEGS é manter um nível especificado para a temperatura na saída dos coletores por meio do ajuste da vazão do fluido térmico, considerando as variações da intensidade da radiação e da temperatura do fluido na entrada do campo. Para avaliar o desempenho do algoritmo de controle proposto, buscou-se desenvolver um modelo preciso de simulação que englobasse tanto o ciclo de Rankine quanto o campo de calhas parabólicas. Validou-se o modelo por meio da comparação entre resultados da simulação e medições da usina SEGS VI.

Odeh *et al.* (2003) desenvolveram um modelo completo de uma usina SEGS para uma concepção com geração direta de vapor. Nessa concepção, não se usa fluido térmico para o transporte do calor entre o campo de coletores e o ciclo de potência, uma vez que se gera diretamente nos coletores solares o vapor necessário para a movimentação da turbina. O modelo, que inclui um campo de calhas parabólicas e um ciclo de Rankine tradicional com vapor de água, é usado para avaliar o desempenho global de uma planta com complementação de gás natural para diferentes localidades na Austrália e para diferentes formas de integração entre o campo de coletores e o ciclo de potência. A modelagem do coletor com geração direta de vapor considera detalhadamente os fenômenos térmicos e hidrodinâmicos envolvidos no escoamento bifásico de líquido e vapor ao longo dos tubos absorvedores.

2.2 MODELAGEM DE CICLOS TÉRMICOS

Neste estudo, modelos detalhados para o ciclo de Rankine orgânico e para o ciclo de refrigeração por absorção são elaborados com uma fundamentação quase exclusiva nas formulações teóricas apresentadas por McMahan (2006) e Herold *et al.* (1996), nas quais se utilizam conceitos consolidados das áreas de termodinâmica e de transferência de calor para a caracterização do desempenho dos componentes ao longo de ambos os ciclos. Diversas informações são fornecidas por Price e Hassani (2002) para um ciclo de Rankine orgânico do fabricante Barber-Nichols Inc com potência de aproximadamente 1 MW, o qual apresenta um recuperador, um condensador resfriado a ar e utiliza n-pentano como fluido de trabalho. As seguintes informações estão disponíveis: áreas e coeficientes de troca; pressões, temperaturas e entalpias do fluido de trabalho ao longo do ciclo; e o custo de cada componente. Outras referências relacionadas aos ciclos térmicos são dadas nos Capítulos 4 e 5.

2.3 CONCEITOS DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO

Uma vantagem da energia solar térmica em relação a outras fontes renováveis, como a eólica ou a fotovoltaica, reside no fato de que o armazenamento de energia pode ser realizado na forma de calor por métodos relativamente baratos (PILKINGTON, 2000). Dispõe-se de diversas concepções de armazenamento térmico adequadas para aplicações em usinas de calhas parabólicas. Em algumas concepções, o fluido térmico serve também como meio de armazenamento. Em outras, um segundo meio é responsável pelo armazenamento do calor. Adicionalmente, em sistemas com dois meios, a carga e a descarga do sistema podem ser realizadas pelo contato direto entre o fluido térmico e o meio de armazenamento ou indiretamente através de um trocador de calor. Finalmente, nos sistemas sem trocador de calor, o fluido quente e o fluido frio podem ser separados em reservatórios distintos ou em um único reservatório com estratificação térmica, a qual se estabelece naturalmente pelos efeitos do empuxo. A vantagem do sistema com dois reservatórios é a garantia de separação entre o fluido quente e o fluido frio e a principal desvantagem é a necessidade do reservatório adicional. Com um único reservatório, a separação dos fluidos torna-se mais difícil. Procedimentos controlados de carga e descarga do reservatório e dispositivos especiais para a prevenção da mistura do fluido (*e.g.* difusores) são necessários para a manutenção do gradiente de temperatura, uma vez que uma separação deficiente entre as camadas quentes e frias dentro do reservatório pode influenciar negativamente a operação da planta. Larson (1987) verifica que um armazenamento térmico eficiente depende da separação efetiva dos fluidos quente e frio no interior do reservatório. Medições do perfil de temperatura indicaram o estabelecimento e a manutenção da estratificação térmica nas plantas de Willard (FENTON *et al.*, 1984) e de Coolidge (LARSON, 1987).

Como meio de armazenamento podem ser usados sólidos ou líquidos (para ganho de calor sensível) ou meios em transição de fase (para ganho de calor latente). Um requisito técnico essencial para o meio de armazenamento é uma alta capacidade térmica volumétrica, a qual possibilita sistemas com dimensões razoáveis. Entre as opções de meios sólidos e líquidos, podem ser citados: rocha, concreto, ferro fundido, aço, óleos minerais, óleos sintéticos e sais fundidos (PILKINGTON, 2000). Em usinas de grande escala, o armazenamento de calor no próprio fluido térmico torna-se inviável pelo alto custo e pela alta pressão de vapor dos óleos sintéticos e também pelas limitações de temperatura de operação de óleos minerais mais baratos. Óleos minerais

não têm sido utilizados em grandes usinas de calhas parabólicas porque não podem operar com temperaturas próximas de 400°C, desejáveis para uma alta eficiência do ciclo de potência. Além disso, grandes reservatórios de óleo aquecido tendem a aumentar os riscos de incêndio pela alta inflamabilidade do óleo mineral. A usina SEGS I utilizava o óleo mineral Caloria HT 43 como fluido térmico e como meio de armazenamento em um sistema de dois reservatórios com três horas de capacidade. Porém, conforme Price *et al.* (2002) e Duffie e Beckman (2006), o sistema de armazenamento foi danificado e desconectado da planta no ano de 1999, depois que um incêndio ocorreu devido a uma falha no sistema que cobre o óleo com gás inerte no interior do reservatório. Um incêndio também ocorreu na planta solar de Willard, causado pela ruptura de uma das conexões flexíveis e aparentemente iniciado após o derramamento de óleo quente e sua subsequente ignição (FENTON *et al.*, 1984).

Materiais sólidos baratos, como rocha ou concreto, podem ser adicionados ao interior de um reservatório estratificado para a redução do volume de fluido necessário e dos custos associados ao óleo térmico. O preenchimento do reservatório com um leito de material sólido também favorece a manutenção do gradiente de temperatura. No entanto, esses sistemas apresentam complicações relacionadas ao transporte de calor e consomem mais potência com o bombeamento de fluido devido à maior perda de carga ao longo do reservatório.

2.4 RELATOS DE PLANTAS DE PEQUENO PORTE

Spencer (1989a, 1989b, 1989c) oferece uma revisão extensa sobre um grande número de projetos dedicados à conversão de energia solar térmica em potência mecânica, documentando problemas técnicos enfrentados, soluções concebidas e erros cometidos em trabalhos passados. Foca-se em aplicações para regiões deficientes em infraestrutura e pouco desenvolvidas economicamente. Por isso, tecnologias não-convencionais também são consideradas, uma vez que são mais apropriadas a regiões remotas pela menor complexidade de fabricação, operação e manutenção, geralmente em detrimento de desempenho. São abrangidos sistemas com potências até 100 kW, os quais apresentam diferentes níveis de temperatura e meios de trabalho (gases, líquidos, sólidos e fluidos bifásicos).

As primeiras aplicações de conversão de radiação solar em trabalho mecânico concentraram-se em sistemas de pequena escala, com

potências até 100 kW, geralmente projetados para bombeamento de água (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Recentemente, avanços nas tecnologias de calhas parabólicas e de ciclos de Rankine com fluidos orgânicos têm viabilizado economicamente usinas de calhas parabólicas de pequeno porte (CANADA *et al.*, 2005a). Entre os diversos relatos encontrados na literatura, cinco plantas, com potências entre 20 kW e 1 MW, são tomadas como orientação para este estudo. Duas plantas fornecem potência mecânica ao bombeamento de água para irrigação, duas produzem energia elétrica em conexão com a rede elétrica local e a outra realiza cogeração de energia elétrica e água dessalinizada. Todas as plantas incorporam um ciclo de Rankine orgânico para a conversão do calor em trabalho mecânico e calhas parabólicas como coletores solares, com a exceção do Complexo Sulaibiya, o qual utiliza pratos parabólicos.

2.4.1 WILLARD

A planta solar de Willard, localizada em uma fazenda comercial no estado norte-americano do Novo México, foi projetada e construída pelo Sandia National Laboratory. O projeto original foi realizado durante o ano de 1976 com a inclusão de componentes comercialmente disponíveis e a operação foi iniciada no ano de 1977. Com o trabalho mecânico obtido da conversão da radiação solar, a planta era capaz de bombear água de um poço raso ou gerar energia elétrica, apesar de não poder fornecer ambos os produtos simultaneamente. A água era destinada a um sistema convencional de irrigação com borrifadores e a energia elétrica supria a demanda de um armazém próximo.

O campo de calhas parabólicas apresentava uma área de abertura de 1276 m² e um eixo de rastreamento alinhado na direção norte-sul. O campo era compartilhado por coletores de dois fabricantes com áreas de abertura praticamente idênticas: Solar Kinetics Inc e Acurex Corp. Como fluido térmico para o campo de coletores, empregava-se o Caloria HT 43.⁵ A temperatura máxima de operação no circuito do fluido térmico limitava-se a 260°C. O ciclo de Rankine, com potência de 25 hp, foi fornecido pela empresa Barber-Nichols Inc e incluía um pré-aquecedor, um gerador de vapor, uma turbina de simples estágio, um condensador, duas bombas em série e um recuperador. Como fluido de trabalho, empregava-se o refrigerante 113. Um gerador elétrico era

5 Óleo mineral produzido pela Exxon Corp e utilizado também inicialmente na usina SEGS I como fluido térmico e como meio de armazenamento de calor (ST.LAURENT, 2000).

acionado sempre que a potência mecânica não era necessária. Armazenamento de calor era realizado no próprio fluido térmico por um sistema de reservatório estratificado. Uma lagoa propiciava o armazenamento de água.

Nos meses de verão, a eficiência média diária do campo de coletores (baseada na radiação direta no plano do coletor) ficava próxima de 25%. A eficiência do ciclo de Rankine em condições estáveis de operação permanecia aproximadamente constante em torno de 15% ao longo de todo o ano. A eficiência isentrópica da turbina variava entre 75 e 80%. Em um período de um ano e meio, o campo de coletores e o ciclo de Rankine operaram durante, respectivamente, 1900 e 560 horas. Fenton *et al.* (1984) descrevem a configuração da planta, o comportamento e o desempenho durante o seu funcionamento, o estado de conservação dos coletores ao longo do tempo, o consumo parasita de energia elétrica, as perdas de calor, a carga de irrigação e os modos de operação da planta, incluindo a carga e a descarga do reservatório térmico. Possíveis melhorias também são identificadas como auxílio para o projeto de plantas futuras.

2.4.2 GILA BEND

A planta solar de Gila Bend, dedicada ao bombeamento de água para a irrigação de uma fazenda no estado norte-americano do Arizona, entrou em operação no ano de 1977. As calhas parabólicas da planta eram projetadas para o fornecimento de água quente a uma temperatura de 150°C. O campo de coletores apresentava uma área de abertura de 537 m² e um eixo de rastreamento alinhado na direção norte-sul. O ciclo de Rankine incluía um pré-aquecedor, um gerador de vapor, uma turbina de 50 hp, um condensador, uma bomba e um recuperador. Como fluido de trabalho, empregava-se o refrigerante 113. Não existia armazenamento térmico na planta. Armazenamento era realizado apenas por meio de um reservatório elevado de água. No primeiro e no segundo ano de operação, a planta entregou água durante, respectivamente, 323 e 188 horas. Alexander *et al.* (1979) descrevem a planta detalhadamente e identificam uma série de problemas encontrados no seu projeto e na sua operação, relacionados, por exemplo, à precisão de rastreamento dos coletores e à manutenção dos refletores e de equipamentos mecânicos e eletrônicos. Uma descrição breve da planta é dada por Duffie e Beckman (2006).

2.4.3 SULAIBIYA

O Complexo Solar Sulaibiya, instalado no Kuwait no ano de 1981 a partir de um acordo governamental firmado entre o Kuwait e a Alemanha, fundamentava-se no conceito de assentamento agrícola sustentado por energia solar, o qual era investigado pelo Instituto de Pesquisa Científica do Kuwait. O projeto do complexo previa a cogeração de água dessalinizada e potência elétrica para o abastecimento de uma pequena comunidade agrícola situada em uma localidade remota no deserto de Sulaibiya. A radiação solar representava a principal fonte de energia motriz para o funcionamento da planta. A água dessalinizada era usada na irrigação de plantações enquanto que a potência elétrica era usada no bombeamento de água salobra de poços subterrâneos, na distribuição de água pela rede de irrigação, na iluminação e no condicionamento de ar de edificações e na operação de estufas e de sistemas de dessalinização por osmose reversa e por destilação *flash*.

Para a captação da radiação solar, empregava-se a tecnologia de pratos parabólicos com rastreamento em dois eixos. Uma bomba de vazão variável circulava o fluido térmico através de um campo com 56 coletores e com uma área de abertura de 1025 m². O campo aquecia o fluido térmico Diphyl⁶ até a temperatura de 400°C. O ciclo de Rankine, com potência de 100 kW, incluía um pré-aquecedor, um evaporador, um superaquecedor, uma turbina, um condensador, uma bomba centrífuga e um recuperador. Como fluido de trabalho, empregava-se o tolueno. De acordo com o projeto da planta, um sistema de dessalinização por destilação *flash* aproveitaria o calor rejeitado pelo condensador do ciclo para a produção de água potável e também para o fornecimento de água quente destinada ao uso doméstico. Além disso, o calor rejeitado seria aproveitado em outras aplicações de baixa temperatura, como a refrigeração por absorção. No entanto, durante o estágio inicial de operação da planta, o condensador era resfriado a ar e o calor residual do ciclo de Rankine era desperdiçado.

Armazenamento de calor era realizado no próprio fluido térmico por um sistema de reservatório estratificado com volume de 15 m³. Armazenamento também era realizado na forma de energia elétrica por meio de um sistema com capacidade de 50 kWh, que servia para ativação e desativação da planta e para a operação tanto em condições ambientais adversas quanto em situações de emergência. Tanques propi-

6 Fluido sintético composto por uma mistura de bifenilo e óxido de difenilo, semelhante aos fluidos Dowtherm A, Therminol VP-1 e Xceltherm MK1.

ciavam o armazenamento da água dessalinizada. Além disso, existia um aquecedor auxiliar alimentado a óleo para a garantia de operação em períodos de radiação solar insuficiente.

Moustafa *et al.* (1984, 1985) descrevem a configuração e o princípio de funcionamento da planta e também a estratégia de controle proposta, fundamentada em um modelo matemático para a predição de desempenho. A estratégia buscava minimizar interrupções no suprimento dos produtos e maximizar a participação da radiação solar como fonte de energia, considerando tanto a radiação disponível quanto o nível de prioridade estabelecido para cada produto. No entanto, não são relatadas informações sobre comportamento e desempenho e nem são identificados possíveis problemas e melhorias de projeto e de operação para a planta.

2.4.4 COOLIDGE

A planta solar de Coolidge, localizada em uma fazenda no estado norte-americano do Arizona, começou a operar no ano de 1979. A planta, com potência de 200 kW, foi projetada para o bombeamento da água de irrigação e para a operação integrada com a rede elétrica local. A empresa Acurex Corp ficou responsável pela construção de toda a planta e pela fabricação dos coletores solares. O ciclo de Rankine, fornecido pela empresa Sundstrand Corp, incluía um gerador de vapor, uma turbina de simples estágio, um condensador, uma bomba, um recuperador e um gerador elétrico. Como fluido de trabalho, empregava-se o tolueno. Utilizava-se uma torre evaporativa para o resfriamento do ciclo.

O campo de calhas parabólicas estava arranjado em oito circuitos contendo seis grupos de oito coletores, totalizando uma área de abertura de 2140 m². O campo apresentava um eixo de rastreamento alinhado na direção norte-sul para a maximização da produção no período do verão. O fluido térmico Caloria HT 43 era bombeado com uma vazão controlada através do campo de coletores para que se atingisse a temperatura de 288°C. Armazenamento de calor era realizado no próprio fluido térmico por um sistema de reservatório estratificado com capacidade suficiente para a operação do ciclo de Rankine durante cinco horas.

No período do verão, a eficiência média diária do campo de coletores (baseada na radiação direta no plano do coletor) ficava próxima de 32%. O ciclo de Rankine operando próximo da condição

nominal apresentava uma eficiência bruta de 19,7% e uma eficiência líquida de 17,4%. Larson (1987) descreve a configuração da planta e caracteriza a operação e o desempenho dos componentes durante o seu funcionamento, avaliando eficiências de conversão, consumo parasita de energia elétrica, perdas de calor, confiabilidade dos equipamentos e diferentes esquemas de operação da planta em relação ao período de despacho de energia elétrica. Possíveis melhorias e requisitos de operação e manutenção também são identificados.

2.4.5 SAGUARO

A planta solar de Saguaro, localizada no estado norte-americano do Arizona, começou a operar em dezembro de 2005, entregando 1 MW de potência elétrica para a rede local. Um ciclo de Rankine orgânico usual, adaptado de aplicações de energia geotérmica e empregando n-pentano como fluido de trabalho, foi fornecido pela empresa Ormat International Inc. O ciclo foi projetado para uma eficiência de 20,7% na condição nominal de operação. A empresa Solargenix Energy LLC ficou responsável pela fabricação dos coletores solares e para a integração de toda a planta. Como fluido térmico, empregou-se o Xceltherm 600. O campo de calhas parabólicas apresentava inicialmente uma área de abertura de 10340 m², aquecendo o fluido até a temperatura de 300°C. Para o resfriamento do ciclo de potência, optou-se por uma torre evaporativa devido a um significativo incremento para a eficiência do ciclo durante o período do verão.

Inicialmente se construiu a planta sem armazenamento térmico, embora houvesse interesse posteriormente na expansão do campo de coletores e na adição de armazenamento para que o despacho pela planta ficasse melhor adaptado ao pico de demanda de energia elétrica. Em um projeto preliminar de armazenamento para a planta, concebeu-se um sistema com um único reservatório estratificado, no qual calor seria armazenado no próprio fluido térmico e em um leito rochoso que preencheria o interior do reservatório para a redução do volume de fluido necessário. O leito também favoreceria a manutenção do gradiente de temperatura. De acordo com Canada *et al.* (2005a), esse sistema de reservatório estratificado reduz os custos pela metade em relação ao sistema mais convencional com dois reservatórios. A principal desvantagem reside no impacto que a região entre o fluido quente e o fluido frio exerce sobre a operação do ciclo de potência e do campo de coletores. O projeto da planta de Saguaro buscava possibilitar uma

melhor compreensão dessas interações para o caso de uma usina comercial.

Canada *et al.* (2005a, 2005b) descrevem a configuração e as etapas do processo de instalação da planta de Saguaro e concluem que 1 MW não representa o tamanho ideal para a usina, uma vez que grande parte dos esforços necessários de engenharia e de gerenciamento são quase os mesmos para potências maiores. Kolb e Hassani (2006) discutem sobre o sistema de armazenamento térmico projetado para a planta de Saguaro e sobre o novo modelo de simulação desenvolvido no *software* TRNSYS para a avaliação do desempenho do sistema de armazenamento proposto. Entre os objetivos identificados para o projeto da planta de Saguaro, destacam-se os seguintes: a avaliação da integração de um moderno ciclo de Rankine orgânico com um campo de calhas parabólicas; a demonstração da operação de uma usina comercial de calhas parabólicas sem acompanhamento humano no local; e o teste e a caracterização da operação da nova tecnologia de armazenamento térmico com reservatório estratificado. Segundo Kolb e Hassani (2006), estudos recentes preveem que uma forma de armazenamento térmico com reservatório estratificado deve representar o conceito de armazenamento mais eficiente economicamente para usinas de calhas parabólicas.

3 MODELAGEM DO CAMPO DE COLETORES

Elabora-se para o campo de coletores um modelo matemático de natureza empírica, tendo como parte central uma curva de eficiência para o coletor solar gerada a partir de resultados experimentais. Fundamenta-se a equação da curva de desempenho do coletor na teoria apresentada na literatura e adapta-se essa equação para que se considerem orientações do fabricante e informações fornecidas no relatório sobre o teste do coletor. São considerados também alguns aspectos do campo de coletores durante a sua operação, como é o caso das perdas por sombreamento. Para isso, toma-se como referência, além da literatura e das orientações do fabricante, o código do modelo de coletor solar da biblioteca STEC (SCHWARZBÖZL, 2006), a qual contém módulos dedicados à simulação de geração termoeleétrica no *software* TRNSYS.

Finalmente, o modelo elaborado é usado no desenvolvimento de um novo módulo de coletor solar para o TRNSYS. O código do módulo possui um algoritmo para a solução das equações do modelo matemático do coletor e também uma estrutura capaz de interagir de forma eficaz com o método numérico empregado pelo TRNSYS. O módulo desenvolvido apresenta duas variações. Na primeira variação, adota-se uma vazão fixa para o fluido térmico ao longo do campo de coletores, permitindo a oscilação da temperatura de saída do fluido. Na segunda variação, ajusta-se continuamente a vazão para que se atinja o nível desejado para a temperatura de saída do fluido.

3.1 ESTRUTURA DO COLETOR SOLAR

Anteriormente ao detalhamento do modelo matemático, torna-se interessante apresentar os elementos que constituem o coletor solar e a terminologia utilizada neste estudo. Toma-se como referência a estrutura ilustrada na Figura 3.1. O termo coletor refere-se ao conjunto inteiro, incluindo o espelho concentrador e o tubo receptor. O espelho concentrador é responsável por direcionar ao tubo receptor a radiação incidente sobre a abertura do coletor solar. A superfície refletora consiste na camada de material que efetivamente reflete a radiação, como um filme polido de prata ou alumínio. O tubo receptor é responsável por captar a radiação na forma de calor, sendo composto pelo tubo absorvedor, que efetivamente absorve a radiação, e pelo envoltório transparente, que

possui a função de proteger a cobertura absorvedora e reduzir as perdas convectivas e radiativas. A cobertura absorvedora consiste em uma camada de material adicionada à superfície do tubo absorvedor, como níquel preto ou cromo preto, para a melhoria de suas propriedades ópticas em termos de absorção da radiação e de perdas radiativas. Um revestimento anti-reflexivo também pode ser adicionado à superfície do tubo receptor para a melhoria de suas propriedades ópticas em termos da transmissão da radiação.

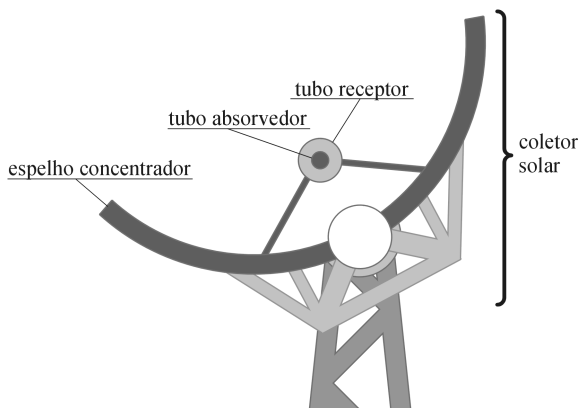


Figura 3.1: Estrutura do coletor solar de calha parabólica.

3.2 EQUAÇÃO DE DESEMPENHO

Nesta seção, determina-se o conjunto de equações e de coeficientes empíricos necessários para a aplicação do modelo matemático adotado neste estudo, o qual tem como parte central a equação do ganho de calor útil do coletor.

3.2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para que se tenha uma base de comparação para as expressões de eficiência sugeridas na literatura técnica, introduz-se uma equação com fundamentação teórica para o ganho de calor útil do coletor. De acordo com Duffie e Beckman (2006), a taxa de radiação absorvida por unidade de área de abertura do coletor (\dot{S}) pode ser expressa como:

$$\dot{S} = \dot{G}_{b,T} \rho [\gamma \tau \alpha]_n K_{\gamma \tau \alpha} \quad (3.1)$$

onde $\dot{G}_{b,T}$ é o fluxo de radiação direta medido no plano de abertura do coletor, ρ é a refletância do espelho concentrador, $[\gamma \tau \alpha]_n$ é a eficiência óptica do tubo receptor para incidência normal de radiação, a qual considera o fator de interceptação⁷ (γ), a transmitância do envoltório transparente (τ) e a absortância da cobertura absorvedora (α), e $K_{\gamma \tau \alpha}$ é o fator modificador do ângulo de incidência, o qual corrige as variações relacionadas à interceptação, à transmissão e à absorção no caso de incidência oblíqua de radiação. Destaque-se que a eficiência óptica deve ser interpretada como uma propriedade do conjunto e não simplesmente como um produto das propriedades ópticas de cada componente.

Pela Equação 3.1, fica evidente que o coletor trabalha apenas com a porção direta da radiação solar incidente em sua superfície, conforme discutido anteriormente na Seção 1.1. Por motivos geométricos, a parcela de radiação difusa que atinge o tubo absorvedor é insignificante em coletores de calhas parabólicas. Um grau de concentração maior possibilita que se alcancem temperaturas mais elevadas devido à redução da área de perdas térmicas no tubo receptor, porém aumenta os requisitos de qualidade óptica das superfícies e de posicionamento do sistema (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

Definindo-se a eficiência óptica do coletor para incidência normal (η_o) como sendo o produto da refletância do espelho pela eficiência óptica do tubo receptor para incidência normal e trocando-se a representação do fator modificador do ângulo de incidência de $K_{\gamma \tau \alpha}$ para IAM, a Equação 3.1 pode ser reescrita como:

$$\dot{S} = \dot{G}_{b,T} \eta_o \text{IAM} \quad (3.2)$$

Admite-se que a taxa de perda térmica através do tubo receptor (\dot{Q}_L "), medida em laboratório e definida por unidade de área de abertura do coletor solar, pode ser descrita adequadamente por uma expressão no seguinte formato (DUDLEY *et al.*, 1994):

$$\dot{Q}_L'' = b_1 \Delta T + b_2 \Delta T^2 \quad (3.3)$$

onde b_1 e b_2 são coeficientes de perda térmica determinados experimentalmente e ΔT é a diferença entre a temperatura média do fluido térmico (média aritmética entre as temperaturas de entrada e de saída do coletor)

7 Define-se o fator de interceptação como a fração da radiação refletida que incide sobre a superfície absorvedora do receptor (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

e a temperatura ambiente. Destaque-se que essa expressão para as perdas térmicas é proposta como uma aproximação para os dados experimentais e não como uma representação teórica exata do fenômeno físico.

Admitindo-se regime permanente pela desconsideração dos efeitos de capacitância térmica do coletor solar, deduz-se por um balanço de energia que a taxa de ganho de calor útil (\dot{Q}_u) é a diferença entre a radiação absorvida, na qual já se consideram as perdas ópticas, e as perdas térmicas:

$$\dot{Q}_u = A_G \dot{S} - A_A \dot{Q}_L \quad (3.4)$$

onde A_A é a área de abertura do coletor solar, uma vez que se adotou essa área como referência na definição das perdas térmicas, e A_G é a porção dessa área de abertura na qual incide a radiação. Essas áreas normalmente não apresentam o mesmo valor porque existem efeitos de sombreamento e de perdas ópticas pelas extremidades do coletor, os quais são discutidos em mais detalhes nas Seções 3.3.1 e 3.3.2. A redução da área de incidência pode ser levada em conta através de um fator de perdas por sombreamento (f_{sombra}) e de um fator de perdas pelas extremidades (f_{ponta}) conforme a expressão que segue:

$$A_G = f_{\text{sombra}} f_{\text{ponta}} A_A \quad (3.5)$$

Substituindo-se a área A_G dada pela Equação 3.5 na Equação 3.4, o ganho de calor útil pode ser descrito em função de um único valor de área como:

$$\dot{Q}_u = A_A (f_{\text{sombra}} f_{\text{ponta}} \dot{S} - \dot{Q}_L) \quad (3.6)$$

Substituindo-se \dot{S} e \dot{Q}_L das Equações 3.2 e 3.3 na Equação 3.6, o ganho de calor útil pode finalmente ser descrito em função da radiação incidente e da diferença de temperatura entre o fluido e o ambiente conforme:

$$\dot{Q}_u = A_A (f_{\text{sombra}} f_{\text{ponta}} \dot{G}_{b,T} \eta_o \text{IAM} - b_1 \Delta T - b_2 \Delta T^2) \quad (3.7)$$

Considerando-se que a eficiência óptica do coletor dependa levemente de sua temperatura e adotando-se, por simplificação, a própria diferença de temperatura entre o coletor e o ambiente (mesma variável usada na Equação 3.3), admite-se que a eficiência óptica do coletor, medida em laboratório, pode ser descrita adequadamente por uma expressão no seguinte formato:

$$\eta_o = a_1 + a_2 \Delta T \quad (3.8)$$

onde a_1 e a_2 são coeficientes determinados experimentalmente. Destaque-se novamente que essa expressão é proposta como uma aproximação para os dados experimentais e não como uma representação teórica exata do fenômeno físico. Substituindo-se na Equação 3.7 a eficiência óptica do coletor dada pela Equação 3.8, obtém-se o seguinte formato para a expressão do ganho de calor útil:

$$\dot{Q}_u = A_A \left[f_{\text{sombra}} f_{\text{ponta}} \dot{G}_{b,T} (a_1 + a_2 \Delta T) \text{IAM} - b_1 \Delta T - b_2 \Delta T^2 \right] \quad (3.9)$$

3.2.2 COMPARAÇÃO COM O MODELO DE LIPPKE

No modelo proposto por Lippke (1995) para o estudo de usinas SEGS operando sob carga parcial, a equação usada para a eficiência térmica do coletor solar (η_c) é expressa na forma:

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_u''}{\dot{G}_{b,n}} = \text{IAM}' f_{\text{ponta}} (a_1 + a_2 \Delta T) - b_1 \frac{\Delta T}{\dot{G}_{b,n}} - b_2 \frac{\Delta T^2}{\dot{G}_{b,n}} \quad (3.10)$$

onde \dot{Q}_u'' é a taxa de ganho de calor útil por unidade de área, $\dot{G}_{b,n}$ é o fluxo de radiação direta medido no plano normal à direção de incidência dos raios solares e IAM' é o fator modificador do ângulo de incidência proposto por Lippke, cuja definição difere daquela adotada para o fator respectivo nas Equações 3.1 e 3.2. Doravante, IAM' será denominado de **fator modificador do ângulo de incidência de Lippke** e IAM de **fator modificador do ângulo de incidência usual**.

Multiplicando-se a Equação 3.10 pela radiação direta normal e admitindo-se que o ganho de calor útil \dot{Q}_u'' seja definido com base na área de abertura do coletor (A_A), chega-se à seguinte expressão:

$$\frac{\dot{Q}_u}{A_A} = \text{IAM}' f_{\text{ponta}} \dot{G}_{b,n} (a_1 + a_2 \Delta T) - b_1 \Delta T - b_2 \Delta T^2 \quad (3.11)$$

No modelo de Lippke, pelo fato de que a radiação direta normal é fornecida como dado de entrada, a sua conversão para a radiação no plano do coletor é levada em conta dentro do próprio fator modificador do ângulo de incidência de Lippke. Por outro lado, se a radiação no plano do coletor fosse fornecida como dado de entrada, o fator deveria considerar apenas as variações nos fenômenos ópticos de absorção,

transmissão e de interceptação pelo tubo receptor, igualmente ao que se faz com o fator modificador do ângulo de incidência usual.

De acordo com Duffie e Beckman (2006), a radiação direta normal e a radiação direta no plano do coletor estão relacionadas através do cosseno do ângulo de incidência (θ) conforme:

$$\dot{G}_{b,n} = \frac{\dot{G}_{b,T}}{\cos \theta} \quad (3.12)$$

Substituindo-se na Equação 3.11 o fluxo de radiação $\dot{G}_{b,n}$ dado pela Equação 3.12, o ganho de calor útil pode ser descrito então em função da radiação no plano do coletor como:

$$\dot{Q}_u = A_A \left[f_{\text{ponta}} \frac{\dot{G}_{b,T}}{\cos \theta} (a_1 + a_2 \Delta T) \text{IAM}' - b_1 \Delta T - b_2 \Delta T^2 \right] \quad (3.13)$$

De acordo com Patnode (2006), se o fator modificador do ângulo de incidência usual, que considera apenas as variações nos fenômenos ópticos, for multiplicado por $\cos \theta$, obtém-se um outro fator que passa a considerar também a conversão da radiação direta normal para a radiação direta no plano do coletor. Esse fator é o próprio fator modificador do ângulo de incidência de Lippke. Portanto, uma relação entre ambos os fatores pode ser estabelecida através da seguinte expressão:

$$\text{IAM}' = \text{IAM} \cos \theta \quad (3.14)$$

Substituindo-se IAM' da Equação 3.14 na Equação 3.13, chega-se a uma expressão para o ganho de calor útil em função do fator modificador do ângulo de incidência usual:

$$\dot{Q}_u = A_A \left[f_{\text{ponta}} \dot{G}_{b,T} (a_1 + a_2 \Delta T) \text{IAM} - b_1 \Delta T - b_2 \Delta T^2 \right] \quad (3.15)$$

Quando se compara a Equação 3.9, desenvolvida com base teórica, com a Equação 3.15, adaptada da expressão para a curva de eficiência do modelo de Lippke, nota-se que a única diferença é a ausência do fator de perdas por sombreamento na Equação 3.15. Caso o sombreamento seja considerado no modelo de Lippke, as duas equações tornam-se fundamentalmente idênticas.

3.2.3 TESTE DO COLETOR IST-PT

Adota-se para este estudo o coletor solar IST-PT, da tecnologia de calha parabólica, fabricado pela empresa americana Industrial Solar

Technology Corp (IST).⁸ As informações encontradas em Dudley *et al.* (1995) a respeito do coletor solar IST-PT estão sintetizadas na Tabela 3.1. Em comparação com os coletores empregados em usinas de escala comercial, nota-se que o coletor IST-PT apresenta dimensões menores e uma faixa de temperatura de operação mais estreita. Como exemplo, a Tabela 3.1 exibe também os dados do LS-2, que corresponde à segunda geração de coletores produzidos pela empresa Luz. Adotou-se o coletor LS-2 em muitas das usinas SEGS (COHEN *et al.*, 1999).

Tabela 3.1: Informações referentes aos coletores IST-PT e LS-2.

Equipamento	IST-PT Solar Collector	Luz LS-2 Solar Collector
Fabricante	Industrial Solar Technology Corp (IST)	Luz International Ltd
Temperatura de operação	100-300°C	100-400°C
Área de abertura	13,2 m ²	235 m ²
Comprimento do coletor	6,1 m	47,1 m
Largura do coletor	2,3 m	5,0 m
Diâmetro do envoltório transparente	0,075 m	0,115 m
Diâmetro do tubo absorvedor	0,051 m	0,070 m
Distância focal	0,762 m	1,84 m
Razão de concentração ⁹	45	71

Fonte: Dudley *et al.* (1994, 1995).

Também são apresentadas por Dudley *et al.* (1995) curvas de desempenho obtidas empiricamente para o coletor IST-PT em função da temperatura de operação, do nível de radiação e do ângulo de incidência. Quatro curvas estão disponíveis para distintas combinações de materiais com propriedades ópticas bastante diferentes entre si. Para um coletor IST-PT que empregue filme de prata como superfície refletora, vidro borossilicato sem nenhum revestimento anti-reflexivo como envoltório transparente e um tubo de aço revestido por níquel preto como absorvedor, a eficiência pode ser estimada como:

⁸ A empresa IST foi comprada pela espanhola Abengoa S.A. no ano de 2006, tornando-se a divisão industrial das atividades da Abengoa no segmento de energia solar (ABENGOA, 2009).

⁹ Define-se a razão de concentração como a razão entre a largura do espelho e o diâmetro do tubo absorvedor.

$$\eta_c = \text{IAM}'(0,7236 - 0,00006836 \Delta T) - 0,1468 \frac{\Delta T}{\dot{G}_{b,n}} - 0,001672 \frac{\Delta T^2}{\dot{G}_{b,n}} \quad (3.16)$$

onde $\dot{G}_{b,n}$ é o fluxo de radiação direta normal, em W/m^2 , e ΔT é a diferença entre a temperatura média do fluido térmico (média aritmética entre as temperaturas de entrada e de saída do coletor) e a temperatura ambiente, em $^{\circ}\text{C}$. Curvas de eficiência geradas pela Equação 3.16 são exibidas na Figura 3.2 para diferentes níveis de radiação direta incidindo perpendicularmente à abertura do coletor. A Equação 3.16 pode ser aplicada para uma faixa de temperatura entre a temperatura ambiente e 350°C , para níveis de radiação entre 100 e 1100 W/m^2 e para ângulos de incidência entre 0° e 70° . Destaque-se que a Equação 3.16 é válida para um coletor de comprimento infinito. Para pequenos comprimentos, efeitos de perdas ópticas pelas extremidades devem ser considerados através de correções apresentadas na Seção 3.3.1. Demonstra-se que uma equação de desempenho no formato da Equação 3.16 prediz corretamente em regime permanente o calor obtido ao longo de um dia por um campo de coletores de pequeno porte (DUDLEY *et al.*, 1995).

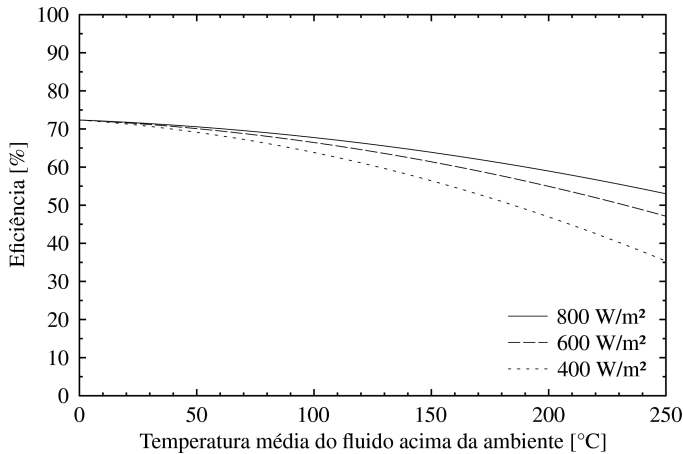


Figura 3.2: Eficiência do coletor solar IST-PT para diferentes níveis de radiação direta incidindo perpendicularmente à sua abertura.

A eficiência dada pela Equação 3.16 considera que o envoltório transparente do coletor IST-PT contenha ar na pressão atmosférica. Destaque-se que o desempenho do coletor pode ser melhorado com uma complexa estrutura destinada à geração de vácuo e à manutenção da vedação. Não obstante, sendo capaz de limitar as perdas térmicas a

níveis aceitáveis, um coletor não-evacuado pode ser preferido pela sua maior simplicidade e pelo seu consequente custo mais baixo. De acordo com Cohen *et al.* (1999), o coletor evacuado LS-2 mostra um desempenho razoável com a perda do vácuo, desde que o envoltório transparente permaneça intacto.

Nota-se que a Equação 3.16 possui o mesmo formato da Equação 3.10, usada por Lippke, adotando inclusive a mesma temperatura e mesma radiação como referência para a obtenção dos coeficientes empíricos. A única diferença que se observa entre as duas equações é o fator de perdas ópticas pelas extremidades do coletor, uma vez que a Equação 3.16 vale para um coletor de comprimento infinito e consequentemente não inclui esse fator. Nota-se também que o fator modificador do ângulo de incidência IAM' na Equação 3.16 deve levar em conta a conversão da radiação direta normal para a radiação direta no plano do coletor, assim como acontece no modelo de Lippke, pois a radiação fornecida como dado de entrada nessa equação é a radiação direta normal. A seguinte expressão para o fator modificador do ângulo de incidência IAM' é apresentada por Dudley *et al.* (1995):

$$\text{IAM}' = \cos \theta + 0,0003178 \theta - 0,00003985 \theta^2 \quad (3.17)$$

onde o ângulo de incidência deve ser expresso em graus. A Equação 3.17 pode ser utilizada para um coletor IST-PT que empregue uma cobertura absorvedora de níquel preto ou de cromo preto e um envoltório transparente de vidro borossilicato sem nenhum revestimento anti-reflexivo ou com uma camada sol-gel.

3.2.4 DEGRADAÇÃO DA EFICIÊNCIA ÓPTICA

De acordo com Dudley *et al.* (1995), a experiência com calhas parabólicas indica que o termo de eficiência óptica da equação de eficiência pode ser variado ligeiramente para que se leve em conta o acúmulo de sujeira nos espelhos e no envoltório transparente do coletor ao longo do tempo, uma vez que essa deposição de sujeira degrada as propriedades ópticas de ambas as superfícies. O próprio fabricante do coletor IST-PT sugere que a eficiência óptica seja reduzida por um fator entre 0,90 e 0,92 para que essas perdas sejam consideradas. Dessa forma, redefine-se a Equação 3.8 para a eficiência óptica do coletor, incluindo-se um fator de perdas por sujeira (f_{sujeira}), de modo que:

$$\eta_o = f_{\text{sujeira}} (a_1 + a_2 \Delta T) \quad (3.18)$$

3.2.5 EXPRESSÃO FINAL PARA O DESEMPENHO DO COLETOR

Substituindo-se a nova definição da eficiência óptica dada pela Equação 3.18 na expressão para o ganho de calor útil dada pela Equação 3.7, chega-se à expressão definitiva usada neste estudo para o desempenho do coletor:

$$\dot{Q}_u = A_A \left[f_{\text{sombra}} f_{\text{ponta}} \dot{G}_{b,T} (a_1 + a_2 \Delta T) f_{\text{sujeira}} \text{IAM} - b_1 \Delta T - b_2 \Delta T^2 \right] \quad (3.19)$$

Contraopondo-se a expressão da eficiência gerada a partir dos resultados experimentais, dada pela Equação 3.16, com a expressão da eficiência proposta por Lippke, dada pela Equação 3.10, é possível determinar os valores dos coeficientes empíricos a_1 , a_2 , b_1 e b_2 necessários para a aplicação da Equação 3.19. Justifica-se esse procedimento por dois motivos. Em primeiro lugar, a curva do teste e a curva de Lippke apresentam o mesmo formato, adotando inclusive as mesmas variáveis de temperatura e de radiação. Em segundo lugar, como discutido anteriormente, a expressão obtida com base teórica, dada pela Equação 3.19, é fundamentalmente idêntica à expressão proposta por Lippke. Portanto, os coeficientes a_1 , a_2 , b_1 e b_2 de todas as equações são equivalentes.

Para o fator de perdas f_{sujeira} , o valor de 0,91 é adotado conforme a recomendação do fabricante. Para a determinação dos fatores de perdas f_{sombra} e f_{ponta} , expressões em função do ângulo de incidência e do ângulo de zênite solar são apresentadas nas Seções 3.3.1 e 3.3.2. A Tabela 3.2 resume os valores para a Equação 3.19 que são adotados durante a simulação da planta.

Tabela 3.2: Valores usados na equação de desempenho do coletor.

Primeiro coeficiente de eficiência óptica (a_1)	+0,7236
Segundo coeficiente de eficiência óptica (a_2)	-0,00006836°C ⁻¹
Primeiro coeficiente de perdas térmicas (b_1)	+0,1468 W/(m ² .°C)
Segundo coeficiente de perdas térmicas (b_2)	+0,001672 W/(m ² .°C ²)
Fator de perdas ópticas por sujeira (f_{sujeira})	0,91

Tomando-se a Equação 3.17, obtida empiricamente para o fator modificador do ângulo de incidência de Lippke, e aplicando-se a Equação 3.14 para que não se leve em conta dentro do fator a conversão da radiação direta normal para a radiação direta no plano do coletor, chega-se à seguinte expressão para o cálculo do fator modificador do ângulo de incidência usual requerido pela Equação 3.19:

$$\text{IAM} = 1 + 0,0003178 \frac{\theta}{\cos \theta} - 0,00003985 \frac{\theta^2}{\cos \theta} \quad (3.20)$$

onde o ângulo de incidência deve ser expresso em graus. O valor de IAM deve ficar restrito ao intervalo entre 0 e 1. Nota-se que a expressão proposta para IAM é função de uma única variável. De acordo com Duffie e Beckman (2006), o fator modificador do ângulo de incidência para sistemas cilíndricos, em sua forma mais geral, deve ser biaxial (em função de dois ângulos), pois os fenômenos ópticos devem ser tratados de maneiras diferentes no plano longitudinal e no plano transversal à superfície. Porém, o fator para o plano transversal em coletores rastreadores não é necessário em termos práticos, desde que não existam erros de alinhamento. Dessa forma, adota-se neste estudo a hipótese de alinhamento perfeito para o sistema de rastreamento do campo de coletores e consequentemente se utiliza apenas o fator para o plano longitudinal.

Destaque-se que alguns coletores não são capazes de rastrear o Sol ao longo de um dia inteiro. Segundo Patnode (2006), o coletor LS-2 da usina SEGS VI é capaz de rastrear o Sol apenas a partir de um ângulo de 10° acima do horizonte. Adota-se neste modelo a hipótese de alinhamento perfeito para o dia inteiro, inclusive para as situações em que o Sol encontra-se muito próximo do horizonte.

3.3 OPERAÇÃO DO CAMPO

As seções anteriores limitaram-se à questão do desempenho térmico e analisaram apenas um coletor solar isoladamente. No entanto, em um campo com diversos coletores, surgem outros fenômenos que devem ser considerados, como é caso do sombreamento entre fileiras paralelas. Além disso, para que se represente corretamente o funcionamento do campo de coletores ao longo de um ano, é preciso considerar questões operacionais, como é o caso do controle de acionamento das bombas e dos dispositivos de segurança. Para que se incluam no modelo essas características relacionadas à operação dos coletores, toma-se como referência o código do módulo do campo de calhas parabólicas que está disponível para o *software* TRNSYS através da versão 3.0 da biblioteca STEC (SCHWARZBÖZL, 2006).

3.3.1 PERDAS PELAS EXTREMIDADES

Ocorrem perdas ópticas pelas extremidades de uma fileira de coletores sempre que a radiação solar não incide perpendicularmente

sobre a abertura dos coletores, uma vez que parte do tubo receptor passa a não receber a radiação refletida pelo espelho concentrador. A Figura 3.3 ilustra o fenômeno com o objetivo de esclarecer a causa dessas perdas. Neste modelo, leva-se em conta a redução de área com radiação incidente através do fator de perdas ópticas pelas extremidades, o qual pode ser calculado em função do ângulo de incidência pela expressão:

$$f_{\text{ponta}} = 1 - \tan \theta \frac{L_{\text{foco}}}{L_{\text{fileira}}} \quad (3.21)$$

onde L_{foco} é a distância focal do coletor (igual a 0,762 m para o coletor IST-PT) e L_{fileira} é o comprimento da fileira de coletores. Segundo o fabricante do coletor IST-PT, uma fileira pode conter até 8 elementos. Uma vez que cada elemento possui 6,1 m, o comprimento de uma fileira pode atingir aproximadamente 50 m. O valor do fator f_{ponta} deve ficar restrito entre 0 (sem incidência de radiação) e 1 (sem perdas). A dedução da Equação 3.21 reduz-se a um problema de geometria bastante simples, conforme exposto por Lippke (1995).

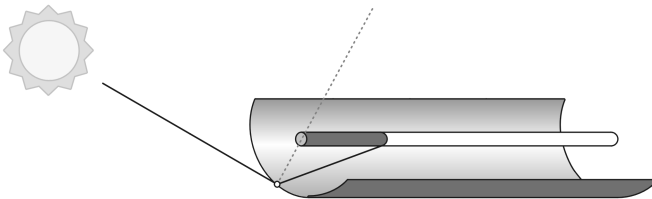


Figura 3.3: Perdas pelas extremidades.

3.3.2 SOMBREAMENTO

Usualmente o campo de coletores é montado em fileiras paralelas. Dessa forma, dependendo da posição do Sol no céu, existe a possibilidade de uma fileira projetar sombra sobre as fileiras adjacentes. Para o caso de rastreamento com eixo na direção norte-sul, por exemplo, todos os coletores ficam voltados para leste durante o nascer do Sol. Nessa situação, apenas a fileira mais a leste recebe radiação, enquanto que as demais permanecem sombreadas. Ao longo da manhã, o sombreamento diminui progressivamente até desaparecer por completo quando se atinge um ângulo crítico para a altura solar. Durante grande

parte do dia, os coletores recebem radiação em toda a sua área de abertura. O sombreamento reaparece apenas no fim da tarde quando o ângulo de altura solar torna-se baixo novamente. A Figura 3.4 ilustra o fenômeno para a condição com sombreamento parcial. Neste modelo, leva-se em conta essa redução de área com radiação incidente através do fator de perdas por sombreamento, o qual pode ser calculado em função do ângulo de incidência e do ângulo de zênite solar pela expressão:

$$f_{\text{sombra}} = \frac{L_{\text{espaço}}}{w} \frac{\cos \theta_z}{\cos \theta} \quad (3.22)$$

onde $L_{\text{espaço}}$ é a distância do espaçamento entre as fileiras paralelas (centro a centro), w é a largura de abertura do coletor (igual a 2,3 m para o coletor IST-PT) e θ_z é o ângulo de zênite solar. Segundo o fabricante do coletor IST-PT, o espaçamento típico entre fileiras apresenta distâncias entre 5,5 m (18 pés) e 6,1 m (20 pés). O valor do fator f_{sombra} deve ficar restrito entre 0 (sem incidência de radiação) e 1 (sem perdas). A dedução da Equação 3.22 reduz-se a um problema de geometria, o qual é exposto detalhadamente por Stuetzle (2002).



Figura 3.4: Perdas por sombreamento.

Quando se adota a Equação 3.22, pressupõe-se que o campo de coletores apresente um arranjo retangular. Finalmente, para que se leve em conta o fato de que a primeira fileira do campo (no sentido da incidência da radiação) nunca se encontra sombreada, o fator de perdas por sombreamento pode ser corrigido por meio da seguinte expressão:

$$f_{\text{sombra}}' = \frac{1 + (n_{\text{fileiras}} - 1) f_{\text{sombra}}}{n_{\text{fileiras}}} \quad (3.23)$$

onde f_{sombra} ' é o novo fator de perdas por sombreamento, o qual desconsidera o sombreamento na primeira fileira, e n_{fileiras} é o número de fileiras do campo de coletores.

3.3.3 ACIONAMENTO DO CAMPO E DISPOSITIVOS DE SEGURANÇA

Segundo o fabricante do coletor IST-PT, o sistema de controle do campo monitora a radiação direta normal, a velocidade do vento, além da pressão e de temperaturas do sistema. Se a radiação medida é suficientemente intensa para as condições de operação e se todos os parâmetros estão dentro dos intervalos de segurança, a bomba é acionada. Em seguida, logo que a vazão é detectada, os coletores iniciam o rastreamento do Sol. Se as temperaturas sobem além do limite de operação, desativa-se o campo de coletores,¹⁰ exigindo-se acionamento manual. Com base nas informações dadas por Dudley (1995), impõe-se durante a simulação da planta um limite de operação de 300°C, uma vez que o material da cobertura absorvedora do coletor não é recomendado para uso prolongado com temperaturas muito acima desse valor. Adicionalmente, segundo o fabricante, deve-se garantir que não se reduza a vazão abaixo de um limite mínimo para que se evite uma transferência de calor deficiente da parede do tubo para o fluido térmico. Caso contrário, um aquecimento desigual poderia curvar os tubos pelo efeito de dilatação térmica. Adota-se para a simulação da planta uma vazão mínima com base em um valor aproximado de 1,2 m³/h por circuito. Além disso, o fabricante informa que o campo de coletores opera completamente automatizado, possivelmente sem acompanhamento humano. Price e Hassani (2002) confirmam que os campos de calhas parabólicas da IST são operados remotamente e exigem mínimos requisitos de manutenção.

3.3.4 ASPECTOS DESCONSIDERADOS

Segundo Patnode (2006), as bombas de fluido térmico nas usinas SEGS continuam operando à noite com uma vazão bastante reduzida para que se evite o choque térmico dos coletores durante a partida no dia seguinte. Com base nesse fato, o modelo de coletor solar da biblioteca STEC considera uma redução gradual de vazão durante o processo de desativação do campo de coletores até que se atinja uma determinada

10 Desativar o campo de coletores significa desalinhar o coletor em relação ao Sol (retirar do foco) e desligar as bombas de fluido térmico do campo.

vazão mínima, a qual se mantém durante todo o período noturno. No entanto, com base nas orientações do fabricante do coletor IST-PT, esses procedimentos não são considerados neste modelo.

O modelo da biblioteca STEC inclui alguns fatores de perda que levam em conta a degradação do desempenho do campo de coletores ao longo de sua vida útil por problemas como quebras de espelhos e falhas no sistema de rastreamento. Porém, admite-se neste modelo perfeito estado de conservação para todo o campo, com a exceção da degradação de desempenho pela deposição de sujeira, a qual é levada em conta por meio do fator de perdas ópticas por sujeira.

Segundo Lippke (1995), a Equação 3.10 para a eficiência do coletor, a qual independe da velocidade do vento, é adequada para coletores que possuam envoltório transparente. Observa-se que o vento exerce forte influência em coletores com os tubos absorvedores expostos. Neste modelo, uma vez que se trabalha sempre com o envoltório transparente, desconsidera-se a influência do vento em termos de eficiência térmica. Desconsidera-se o vento também em termos de segurança. O único mecanismo de segurança adotado neste modelo consiste na comparação da temperatura de saída do coletor com um determinado limite máximo. Desativa-se o campo quando se ultrapassa esse limite de operação.

Estruturas de coletores concentradores tipicamente são projetadas para suportarem cargas de vento até velocidades entre 15 e 20 m/s durante a operação normal do campo. Os espelhos geralmente são rotacionados até a posição de descanso para resistirem a ventos com velocidades maiores (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Nas usinas SEGS, os espelhos são movidos para a posição de segurança quando a velocidade do vento supera aproximadamente 16 m/s (COHEN *et al.*, 1999). O desprezo da interrupção na operação dos coletores devido ao vento é justificado tomando-se como referência a base de dados meteorológicos de um ano típico utilizada na simulação da planta. Para as três localidades consideradas neste estudo,¹¹ a velocidade do vento ultrapassa o limite de 15 m/s em poucos momentos ao longo do ano: 14 horas para Bom Jesus da Lapa, 6 horas para Petrolina e 3 horas para Fortaleza.

Por último, não se computa dentro deste modelo nenhum consumo parasita de energia elétrica pelos componentes do campo de coletores. O consumo parasita, discutido na Seção 6.14, é calculado externamente a este modelo para as bombas de fluido e para os motores

11 A seleção das localidades e a base de dados utilizada são descritas na Seção 6.12.

do sistema de rastreamento. Além disso, não se computa nenhuma perda térmica além da perda do coletor considerada em sua equação de eficiência. As perdas de calor pelas tubulações e pelo vaso de expansão, quando significativas, também devem ser calculadas externamente a este modelo.

3.4 MÓDULO PARA O TRNSYS

Com base no modelo descrito nas seções anteriores, desenvolve-se para o *software* TRNSYS um novo módulo de campo de calhas parabólicas. O módulo apresenta duas variações: uma que adota vazão constante para o fluido térmico ao longo do campo de coletores e outra que adota vazão variável. Segundo Kolb e Hassani (2006), em uma planta com reservatório estratificado, necessita-se de um controle de vazão variável no campo de coletores para que se mantenha o gradiente de temperatura no reservatório. Porém, sem armazenamento, um controle mais simples torna-se possível, no qual a vazão permanece constante, permitindo a oscilação da temperatura na saída do campo de coletores.

Em seguida, discutem-se as particularidades de cada variação, principalmente em relação aos controles de segurança e de acionamento do campo. Em ambas as variações do módulo, admite-se que se dispõe de uma medição de radiação direta como dado de entrada para o sistema de controle, em conformidade com as orientações do fabricante do coletor IST-PT. No entanto, as variáveis usadas na tomada de decisão para a ativação e para a desativação do campo não são as mesmas para as duas variações. Justifica-se essa diferença pela maior simplicidade do algoritmo de controle em cada variação.

3.4.1 VAZÃO CONSTANTE

Adotando-se vazão constante para o fluido térmico ao longo do campo de coletores, a temperatura de saída do fluido varia ao longo do dia com as condições de temperatura de entrada e de radiação solar. Aciona-se o campo sempre que o fluxo de radiação direta normal ultrapassa um limite mínimo ($\dot{G}_{b,T,min}$), determinado com base na expressão para o ganho de calor útil do coletor dada pela Equação 3.7 e em uma diferença de temperatura de referência conforme:

$$\dot{G}_{b,T,min} = \frac{(\dot{m}_{campo} c_{p,fluido} \Delta T_{min}) / A_T + b_1 \Delta T + b_2 \Delta T^2}{f_{sombra} f_{ponta} \eta_o IAM} \quad (3.24)$$

onde A_T é a área de abertura total do campo de coletores, \dot{m}_{campo} é a vazão do fluido térmico ao longo do campo, $c_{p, \text{fluido}}$ é o calor específico médio do fluido e ΔT_{min} é o mínimo incremento de temperatura aceitável para a operação do campo. Para a simulação da planta, sempre se adota um valor arbitrário de 15°C como mínimo incremento de temperatura. A diferença entre a temperatura média do fluido e a temperatura ambiente (ΔT) presente na Equação 3.24 é calculada com base na temperatura de entrada do fluido e no mínimo incremento de temperatura. Destaque-se que o controle adotado para a planta solar de Coolidge mostrava-se bem mais simples, visto que o campo de coletores era acionado sempre que o nível de radiação direta superava o valor de 300 W/m² (LARSON, 1987).

Por motivos de segurança, desativa-se o campo sempre que a temperatura de saída do fluido ultrapassa o limite máximo de 300°C, independentemente do nível de radiação solar disponível. Verifica-se também se a vazão fornecida como dado de entrada não está abaixo do limite de segurança. Quando se conclui que o campo deve operar, calcula-se a temperatura de saída do fluido através do ganho de calor útil pela equação de balanço de energia que segue:

$$T_o = T_i + \frac{\dot{Q}_u}{\dot{m}_{\text{campo}} c_{p, \text{fluido}}} \quad (3.25)$$

onde T_i e T_o são respectivamente as temperaturas de entrada e de saída do fluido no campo de coletores. O ganho de calor útil, expresso pela Equação 3.19, depende da própria temperatura de saída, a qual não se conhece inicialmente. Para a solução do problema, opta-se por um processo iterativo. Arbitra-se um valor inicial para a temperatura de saída e aplicam-se as Equações 3.19 e 3.25 alternadamente até que se alcance a convergência.

3.4.2 VAZÃO VARIÁVEL

Como as condições de radiação solar e de temperatura de entrada do fluido são variáveis ao longo do dia, deve-se manipular a vazão do fluido quando se deseja manter um especificado nível de temperatura na saída do campo de coletores. O ajuste contínuo da vazão do fluido térmico pode ser realizado por operadores qualificados ou por controles automáticos (STUETZLE, 2002). Determina-se a vazão aplicando-se primeiramente a Equação 3.19 com o valor de temperatura requerida

para a temperatura de saída do campo de coletores. Utiliza-se então o ganho de calor útil calculado na seguinte expressão:

$$\dot{m}_{\text{campo}} = \frac{\dot{Q}_u}{c_{p,\text{fluido}}(T_{\text{req}} - T_i)} \quad (3.26)$$

onde T_{req} é a temperatura requerida para o fluido térmico na saída do campo de coletores. Dessa forma, adota-se para este modelo a hipótese de que se atinge a temperatura requerida sempre que a vazão correspondente está dentro do intervalo de operação, embora esse controle de vazão não seja uma tarefa simples.

Aciona-se o campo sempre que a vazão determinada pela Equação 3.26 supera o limite mínimo de segurança. Quando a temperatura de entrada é maior que a temperatura requerida, adota-se a máxima vazão permitida pela bomba, admitindo-se que é preferível uma maior eficiência para o coletor a um incremento adicional de temperatura. Obviamente, adota-se também a vazão máxima quando o valor determinado pela Equação 3.26 excede a capacidade da bomba. Em ambos os casos, o problema torna-se idêntico ao descrito na seção anterior, pois a incógnita deixa de ser a vazão e passa a ser a temperatura de saída. Novamente, como o ganho de calor útil e a temperatura de saída ficam interdependentes, utiliza-se um processo iterativo conforme comentado na seção anterior. Nos demais casos, quando a vazão encontra-se dentro dos limites de operação, não há necessidade de um processo iterativo: o fluido realmente assume a temperatura requerida na saída e a vazão determinada pela Equação 3.26.

Finalmente, por motivos de segurança, desativa-se o campo de coletores sempre que a temperatura de saída do fluido térmico ultrapassa o limite máximo de 300°C, independentemente de qualquer outro critério descrito anteriormente nesta seção.

3.4.3 VARIÁVEIS BINÁRIAS

Utilizam-se variáveis binárias (*boolean*) no código do módulo do campo de coletores para ambas as variações (vazão constante e variável). Essas variáveis indicam a situação do campo de coletores em relação à segurança e à capacidade de ganho de calor, orientando o algoritmo de controle implantado dentro do módulo nas decisões referentes à operação do campo. Uma variável binária, representando a condição de segurança ou a capacidade de ganho de calor, pode assumir

apenas dois valores: 1 (indicando que o campo deve operar) ou 0 (indicando que o campo não deve operar).

De acordo com o manual do *software* TRNSYS (KLEIN *et al.*, 2007), esse comportamento brusco das variáveis pode provocar oscilações nos cálculos, dificultando a convergência numérica do conjunto de equações resultante do acoplamento dos diversos componentes na simulação de um sistema térmico. Matematicamente, a dificuldade na solução do problema reside no fato de que o conjunto de equações pode mudar a cada iteração com a mudança de estado das variáveis binárias. Para que essas complicações sejam contornadas, opta-se por fixar o valor da variável binária durante o processo iterativo após um especificado número de alterações dentro do mesmo intervalo de tempo. Para o módulo do campo de coletores, adota-se um máximo de sete alterações antes da fixação de um valor definitivo para cada variável. Destaque-se que, apesar de simples e eficaz, a opção de fixar o valor pode proporcionar resultados incorretos, principalmente para simulações de curta duração.

3.5 RESUMO DAS HIPÓTESES DO MODELO

Em suma, para a elaboração deste modelo de simulação dedicado ao campo de coletores, realizam-se as seguintes suposições: adota-se a hipótese de regime permanente, desprezando-se os efeitos de capacidade térmica do coletor solar; admite-se alinhamento perfeito para o sistema de rastreamento dos coletores, inclusive para as situações em que o Sol encontra-se muito próximo ao horizonte; no cálculo do sombreamento, considera-se um arranjo retangular para a montagem do campo de coletores e supõe-se que a primeira fileira nunca se encontra sombreada; admite-se perfeito estado de conservação para o campo de coletores ao longo de sua vida útil (*e.g.* sem falhas de rastreamento e sem espelhos e vidros quebrados), com a exceção da deposição de sujeira sobre os espelhos concentradores e sobre o envoltório transparente; despreza-se a velocidade do vento tanto no sistema de segurança do campo quanto no cálculo do desempenho térmico do coletor solar; por último, admite-se que se atinge a temperatura requerida para o fluido térmico sempre que a vazão correspondente está dentro do intervalo de operação.

3.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Julga-se importante esclarecer por que se desenvolveu este novo modelo para o campo de coletores, uma vez que havia um modelo disponível pela biblioteca STEC. O primeiro motivo já se discutiu anteriormente na Seção 3.3.4. Com base nas orientações do fabricante do coletor IST-PT, desejava-se excluir do modelo a redução gradual de vazão durante o processo de desativação do campo de coletores e também a manutenção de uma vazão mínima durante todo o período noturno. A exclusão desses procedimentos simplifica significativamente o código do modelo e inclusive facilita a convergência do sistema de equações.

Neste estudo, existe interesse na simulação do campo de coletores operando tanto com vazão constante quanto com vazão variável. No entanto, uma vez que o modelo da biblioteca STEC permite somente a operação do campo com vazão variável, buscava-se criar uma variação do modelo que permitisse também a operação com vazão constante. Além disso, o modelo da biblioteca STEC não considera nenhum mecanismo de segurança contra temperaturas elevadas. Sabendo-se que o coletor IST-PT não deve trabalhar com temperaturas superiores a 300°C, pretendia-se incluir no modelo uma verificação para a temperatura do fluido térmico na saída do campo de coletores.

O modelo da biblioteca STEC não permite a especificação de uma expressão para o fator modificador do ângulo de incidência. A expressão referente ao coletor LS-2, usado em usinas SEGS, é definida dentro do próprio código do modelo. Dessa forma, buscava-se criar um módulo mais flexível, o qual permitisse o uso da expressão do fator referente ao coletor IST-PT. Dentro do código da biblioteca STEC, também não se impõe que os valores calculados para IAM' e f_{ponta} fiquem restritos ao intervalo entre 0 e 1. Pretendia-se incluir essas restrições para que se evitassem resultados incorretos. Além disso, desejava-se considerar no modelo a degradação da eficiência óptica através do fator de perdas por sujeira, exatamente da forma recomendada pelo fabricante do coletor IST-PT.

Na biblioteca STEC, a dependência da eficiência do coletor com a temperatura do fluido térmico é estabelecida por uma função matemática ligeiramente diferente daquela observada na Equação 3.16. Portanto, rigorosamente, não poderiam ser usados os mesmos coeficientes empíricos do relatório sobre o teste do coletor IST-PT. Também na biblioteca STEC, calcula-se a eficiência do coletor solar com base nas temperaturas de entrada e de saída relativas ao campo de coletores

(incluindo-se tubulações e vaso de expansão) em vez das temperaturas relativas ao trecho do próprio coletor. Por último, dentro do código da biblioteca STEC, constata-se que as variáveis IAM' , f_{ponta} e f_{sombra} multiplicam toda a equação de eficiência do coletor e não somente o termo óptico, como acontece na Equação 3.10. Pelos motivos expostos, pretendia-se também descartar a equação de eficiência do coletor adotada pela biblioteca STEC.

4 MODELAGEM DO CICLO DE RANKINE

O principal produto gerado pela planta em estudo é a energia elétrica. Calor entregue pelo campo de coletores solares e opcionalmente complementado por uma fonte auxiliar de energia transforma-se em energia elétrica por meio de um ciclo de Rankine operando com fluido de trabalho orgânico. Uma característica importante do coletor solar adotado neste estudo é a baixa temperatura de operação, limitada a um máximo de 300°C. Para fontes de calor de baixa temperatura, o uso de fluidos orgânicos em substituição à água proporciona um ciclo mais simples e de maior rendimento.

Curvas de desempenho do ciclo para diferentes temperaturas da fonte de calor estão disponíveis pelo fabricante do equipamento adotado neste estudo. No entanto, essas curvas são válidas para uma única temperatura referente ao fluido de resfriamento no condensador do ciclo (43°C). Dessa forma, elabora-se um modelo com fundamentação teórica, uma vez que se pretende considerar a influência da temperatura da água que retorna da torre de resfriamento da planta e também ter maior versatilidade em relação à simulação da planta sob diferentes condições de operação. O modelo permite levar em conta adequadamente, por exemplo, a influência da vazão da água de resfriamento no condensador ou então as propriedades de diferentes fluidos térmicos para fornecimento de calor no gerador de vapor.

4.1 CARACTERÍSTICAS DO EQUIPAMENTO

Tomam-se, como referência para a modelagem do ciclo, dados fornecidos pelo fabricante Freepower Ltd, uma empresa sediada na Inglaterra e especializada em ciclos de Rankine com fluidos orgânicos (BIDDLE, 2005). A proposta da Freepower não é o provimento de soluções particulares para cada aplicação, mas a produção em série de equipamentos que englobem todo o ciclo de potência. A sua intenção é oferecer um produto compacto que possa ser transportado por um caminhão pequeno e ser instalado em poucas horas. O sistema, portanto, é comercializado completo e fechado, impossibilitando a alteração de sua estrutura interna. Além disso, o foco da empresa está na produção de energia elétrica a partir de calor residual (doméstico, comercial e industrial) e também a partir de energias alternativas (solar e geotérmica).

Adota-se para este estudo o equipamento FP120, com potência elétrica líquida de 120 kW (nominal). A estrutura do sistema é bastante simples, apresentando poucos componentes: um gerador de vapor, uma turbina, um condensador, uma bomba, um recuperador e um gerador elétrico. Não se observa nenhuma extração de fluido ao longo da turbina, característica comum em ciclos de fluido orgânico. Conecta-se o equipamento ao restante da planta por meio de apenas dois circuitos, um com fluido térmico para o fornecimento de calor no gerador de vapor e outro com um fluido de resfriamento para a rejeição de calor no condensador. A disposição dos principais componentes e de ambos os circuitos é ilustrada na Figura 4.1. Os pontos numerados identificam os distintos estados termodinâmicos do fluido de trabalho e das correntes externas e servirão de referência para a descrição do ciclo nas próximas seções. As descontinuidades na sequência de números estão relacionadas com os estados termodinâmicos intermediários ao longo do gerador de vapor e do condensador.¹²

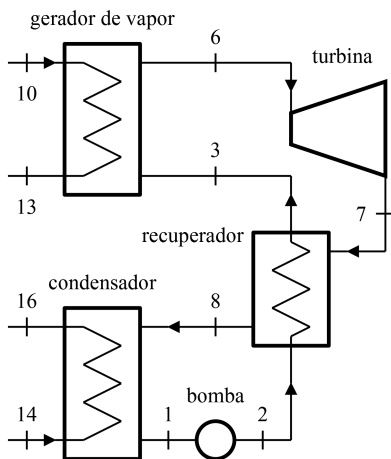


Figura 4.1: Disposição dos principais componentes do ciclo de potência.

São limitadas as informações disponíveis publicamente pelo fabricante sobre as características construtivas do equipamento adotado neste estudo e sobre o seu desempenho para diferentes condições de operação. Temperaturas, vazões e potências são fornecidas apenas para a condição nominal de operação. As informações disponíveis publicamente estão resumidas na Tabela 4.1. Outras informações a respeito do

¹² Ver Figuras 4.4 e 4.5 na Seção 4.3.1.

equipamento, incluindo curvas de desempenho do ciclo para diferentes temperaturas de entrada e vazões referentes ao fluido térmico, foram fornecidas pelo fabricante sob um acordo de não-divulgação.

Tabela 4.1: Dados do equipamento adotado neste estudo.

Fabricante / modelo	Freepower Ltd / FP120
Ciclo / fluido de trabalho	Ciclo de Rankine / hidrocarboneto
Tipo de turbina	Radial; 3 estágios
Tipo dos trocadores de calor	Compactos; placas aletadas
Potência térmica fornecida	742 kW
Potência de resfriamento	612 kW
Potência elétrica líquida	120 kW
Eficiência líquida do ciclo	16,2%
Vazão do fluido térmico	2,01 kg/s
Vazão do fluido de resfriamento	7,95 kg/s
Temperatura do fluido térmico na entrada (ponto 10)	280°C
Temperatura do fluido térmico na saída (ponto 13)	136°C
Temperatura do fluido de resfriamento na entrada (ponto 14)	43°C
Temperatura do fluido de resfriamento na saída (ponto 16)	64°C
Fluido térmico considerado	BP Transcal N
Fluido de resfriamento considerado	Água com etilenoglicol

Fonte: Freepower (2009).

Valores para a condição nominal.

O equipamento possui uma vida útil de dez anos (80 mil horas) entre as principais revisões, nas quais se necessita de metade de um dia para a troca dos componentes (turbina, gerador elétrico, bomba e o motor da bomba). Em relação à manutenção, a cada período de seis meses, o nível do óleo na bomba deve ser verificado e, a cada período de doze meses, vazamentos e problemas nos sistemas eletrônicos devem ser investigados.

4.2 A TECNOLOGIA DE CICLO DE RANKINE ORGÂNICO

O processo de geração de eletricidade em um ciclo de Rankine orgânico é análogo ao processo em um ciclo de Rankine convencional, diferenciando-se basicamente pelo emprego de fluidos orgânicos, como

hidrocarbonetos ou fluidos refrigerantes, em substituição ao vapor de água. Aplica-se extensamente a tecnologia de ciclos orgânicos desde a primeira metade do século 20, porém o seu uso para a conversão de energia solar em trabalho útil recebeu maior atenção apenas recentemente (MCMAHAN, 2006). A vantagem do uso de ciclos orgânicos para o aproveitamento da energia solar reside na sua simplicidade e na sua versatilidade. Para fontes de calor de baixa temperatura, os ciclos orgânicos revelam-se mais compactos e mais baratos que os ciclos convencionais a água e, além disso, proporcionam maior eficiência de conversão. Como consequência, ciclos orgânicos são comuns em aplicações de baixa temperatura e de pequena capacidade, destinando-se geralmente à produção de energia elétrica a partir de calor residual, a partir das energias solar e geotérmica ou a partir de fontes convencionais em regiões isoladas.

4.2.1 ANALOGIA COM O CICLO DE RANKINE CONVENCIONAL

A configuração de ciclo de Rankine orgânico que se encontra com maior frequência em aplicações comerciais é a mesma exibida pelo diagrama de fluxo da Figura 4.1. A única discrepância dessa concepção em relação a um ciclo convencional está na presença do recuperador, o qual aproveita parte da energia disponível na saída da turbina para pré-aquecer o fluido na entrada do gerador de vapor. Outro aspecto evidente no esquema da Figura 4.1 é a ausência de um conjunto de pré-aquecedores de água de alimentação, os quais são comuns em ciclos de Rankine convencionais. Com o objetivo de esclarecer essas diferenças estruturais e os benefícios oferecidos pelo ciclo orgânico em aplicações de baixa temperatura, apresenta-se em seguida um paralelo do ponto de vista termodinâmico entre ambos os ciclos.

Curvas de saturação para a água e para o n-hexano, geradas com o *software* EES, são apresentadas nas Figuras 4.2 e 4.3. As vantagens proporcionadas pela água e pelos fluidos orgânicos em cada aplicação estão diretamente relacionadas com as diferenças observadas nas suas curvas de saturação. Mais especificamente, a grande diferença entre ambos os tipos de fluido encontra-se na inclinação das curvas de saturação do vapor, o que influencia diretamente o comportamento do fluido durante a sua expansão através da turbina. No caso da água, a curva do vapor exibe uma inclinação negativa (Figura 4.2). Porém, a curva do vapor para muitos fluidos orgânicos exibe uma inclinação positiva (Figura 4.3).

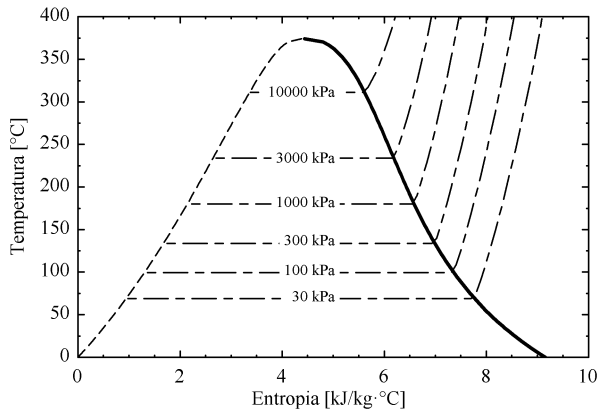


Figura 4.2: Diagrama T-s para a água, mostrando o formato de sino da curva de saturação e a inclinação negativa da curva de saturação do vapor (linha contínua).

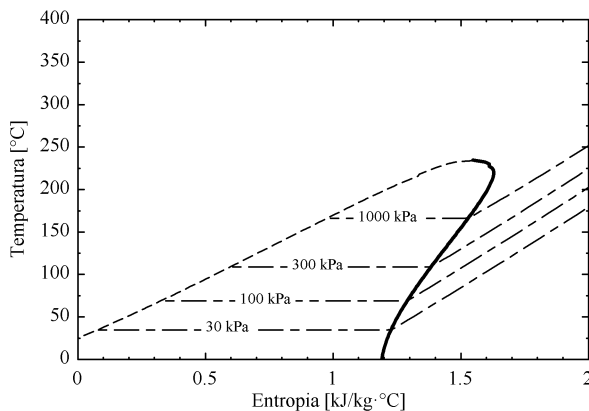


Figura 4.3: Diagrama T-s para o n-hexano, mostrando a inclinação positiva de grande parte da curva de saturação do vapor (linha contínua), característica comum em fluidos orgânicos.

A expansão na turbina ocorre para os dois tipos de fluido de maneira distinta. No caso da água, se o vapor entra saturado na turbina e sofre uma expansão isentrópica até a pressão de condensação do ciclo, o fluido na saída exibe uma fração de líquido alta (do ponto de vista da conservação da estrutura interna da turbina). Dessa forma, o emprego de superaquecimento e reaquecimento no ciclo torna-se indispensável para

que se evite a deterioração do equipamento, introduzindo complicações para a concepção do sistema. No caso de um fluido orgânico como o n-hexano, obtém-se vapor superaquecido após a expansão na turbina em vez de uma mistura de líquido com vapor. A ausência de líquido ao longo da turbina traduz-se em um sistema mais simples, uma vez que não há necessidade de emprego de superaquecimento e de reaquecimento.

Além disso, pelo fato de o fluido sair superaquecido da turbina, a sua temperatura encontra-se mais alta que a temperatura de condensação, mesmo que a sua pressão seja idêntica à pressão de condensação. A ocorrência dessa temperatura mais alta cria um potencial de transferência de calor, possibilitando o aproveitamento de parte da energia existente na saída da turbina para o pré-aquecimento do fluido na entrada do gerador de vapor. Ao aproveitar a energia na saída da turbina, eleva-se a eficiência do ciclo, embora o sistema torne-se mais caro pela necessidade de um trocador de calor adicional (recuperador). O aumento de eficiência pode ser interpretado de duas formas. A primeira interpretação está relacionada com o fato de que uma menor quantidade de calor precisa ser fornecida para uma mesma quantidade de trabalho realizado, uma vez que se transfere internamente parte do calor necessário. A segunda interpretação está relacionada com as temperaturas nas quais as energias são transferidas através das fronteiras do ciclo. Por ser maior a temperatura média durante o fornecimento de calor e menor a temperatura média durante a rejeição, conclui-se que a eficiência, de acordo com Carnot, deve ser maior.

Segundo Saleh *et al.* (2007), as vantagens do ciclo orgânico tornam-se claras para fontes de calor de baixa temperatura devido à razão entre o volume específico do fluido na saída da turbina e o seu volume específico na entrada, que pode ser menor em uma ordem de magnitude para os fluidos orgânicos em relação à água. Essa característica dos fluidos orgânicos facilita o desenho da turbina, propiciando um equipamento mais simples. As turbinas utilizadas em um ciclo com vapor de água geralmente são complexas e apresentam diversos estágios, os quais servem também para a extração de parte do fluido ao longo de sua expansão. O fluido extraído destina-se a um intrincado sistema de pré-aquecedores de água de alimentação, o qual tem a função de elevar a eficiência do ciclo e também remover gases não-condensáveis. Por outro lado, as turbinas utilizadas em ciclos orgânicos geralmente são simples e muitas apresentam um único estágio. Diferentemente de ciclos convencionais, a diversidade de fluidos orgânicos dispo-

níveis permite que um fluido de trabalho seja escolhido de forma que o condensador trabalhe com pressões superiores à pressão atmosférica, evitando a infiltração de gases não-condensáveis.

A vazão volumétrica do fluido de trabalho após o processo de expansão determina as dimensões da turbina e do condensador em um ciclo de Rankine. Com base nos resultados de Tchanche *et al.* (2009), observa-se que ciclos operando com fluidos orgânicos apresentam vazões volumétricas muito inferiores em relação a ciclos com vapor de água e consequentemente propiciam um equipamento mais compacto. Por último, destaque-se que ciclos de Rankine orgânicos podem ser projetados com condensadores resfriados a ar no lugar de torres de resfriamento evaporativas tipicamente usadas em usinas com ciclos de Rankine convencionais. Consequentemente, plantas podem ser construídas em regiões desérticas porque praticamente não necessitam de água para a sua operação (PRICE; HASSANI, 2002).

4.2.2 FLUIDOS DE TRABALHO

Há uma grande quantidade de fluidos orgânicos possíveis, entre substâncias puras e misturas, e diversas alternativas são avaliadas por Saleh *et al.* (2007) e Tchanche *et al.* (2009). Entre os fluidos utilizados com êxito, podem ser citados como exemplo o tolueno, o n-pentano e o refrigerante 113. Para este estudo, adota-se como fluido de trabalho o hidrocarboneto n-hexano. Um fluido de trabalho deve ser escolhido de forma que se tenham níveis de pressão moderados para os limites de temperatura entre os quais o ciclo opera. No caso do n-hexano, a pressão de saturação fica em torno de 1800 kPa para a temperatura de 200°C e em torno de 50 kPa para a temperatura de 50°C. Embora os níveis de pressão sejam aceitáveis, o n-hexano não apresenta a vantagem comum entre os fluido orgânicos de condensar com pressões superiores à pressão atmosférica.

Existem aspectos práticos relacionados ao fluido de trabalho, como inflamabilidade e estabilidade química, os quais podem impossibilitar o uso de um determinado fluido independentemente da adequação de suas características termodinâmicas para a aplicação considerada. Em particular para os alcanos de cadeias mais longas, a auto-ignição pode ser um problema a temperaturas acima de 200°C (SALEH *et al.*, 2007). Considera-se esse requisito de segurança neste estudo. Por outro lado, não se considera a questão da estabilidade química, uma vez que, de acordo com Andersen e Bruno (2005), a estabilidade para alcanos de

cadeias retas, mais especificamente o n-pentano, parece não ser um problema a uma temperatura ainda mais alta (315°C). Existem ainda outros critérios envolvidos na seleção de um fluido de trabalho: toxicidade, potencial de destruição de ozônio, potencial de aquecimento global, compatibilidade com outros materiais e custo.

4.3 MODELO TERMODINÂMICO

Fundamenta-se a modelagem do ciclo de potência na formulação desenvolvida por McMahan (2006) para ciclos de Rankine que operam com fluidos orgânicos e que se destinam à geração de eletricidade a partir de energia solar. O conjunto de equações que regem os fenômenos ao longo do ciclo é resolvido simultaneamente pelo *software* EES. Para o n-hexano, as propriedades são determinadas pelo EES por meio de uma equação fundamental descrita por Jacobsen *et al.* (1997).

4.3.1 FUNCIONAMENTO DO CICLO

Em seguida, descreve-se o funcionamento do ciclo de potência com base nos esquemas das Figuras 4.1, 4.4 e 4.5. Toma-se como ponto de partida a saída do condensador, onde o fluido de trabalho encontra-se no estado de líquido saturado (ponto 1). Na bomba, eleva-se a pressão do fluido até o nível da pressão de evaporação (ponto 2) através de um processo adiabático. No recuperador, o fluido ganha calor sensível a pressão constante (ponto 3) através do aproveitamento de parte da energia disponível internamente pela corrente que deixa a turbina. No gerador de vapor, vaporiza-se o fluido por meio do fornecimento de calor externo a pressão constante. Dependendo da configuração do ciclo, o vapor obtido pode estar no estado saturado (ponto 5) ou superaquecido (ponto 6). O vapor expande adiabaticamente na turbina até a pressão de condensação (ponto 7), produzindo trabalho de eixo. O vapor superaquecido de baixa pressão primeiramente perde calor sensível no recuperador (ponto 8) e posteriormente se condensa até o estado de líquido saturado (ponto 1) por meio de um processo de rejeição de calor a pressão constante.

O processo de transferência de calor ao longo do gerador de vapor pode ser observado em mais detalhes na Figura 4.4. Há três etapas: pré-aquecimento, evaporação e superaquecimento. No pré-aquecimento, o fluido de trabalho absorve calor sensível da corrente de fluido térmico e passa do estado de líquido sub-resfriado (ponto 3) para o estado de líquido saturado (ponto 4). Na evaporação, o fluido de

trabalho absorve calor latente e passa do estado de líquido saturado para o estado de vapor saturado (ponto 5). Finalmente, no superaquecimento, o fluido de trabalho volta a absorver calor sensível e passa do estado de vapor saturado para o estado de vapor superaquecido (ponto 6). Para o fluido térmico, admite-se perda de calor sensível em estado líquido (do ponto 10 ao ponto 13).

A linha tracejada na Figura 4.4 engloba o pré-aquecimento e a evaporação para ressaltar que ambos os processos compartilham a mesma superfície de troca de calor, de forma que a extensão (área) ocupada por cada um dos processos varia com as condições de operação. Em outras palavras, a área necessária para o fluido de trabalho atingir a saturação depende de diversos fatores como a pressão de evaporação, as vazões e as temperaturas de entrada de ambos os fluidos. A evaporação do fluido de trabalho ocorre na área restante e, consequentemente, depende também de todos esses fatores.

O superaquecimento ocorre em uma superfície separada, de forma que a extensão (área) ocupada pelo processo permanece sempre igual, mesmo que o superaquecedor esteja presente dentro de uma mesma estrutura externa (por exemplo, dentro do mesmo casco em um trocador de casco e tubo).

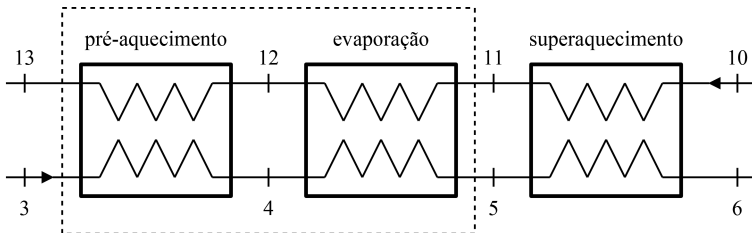


Figura 4.4: Detalhamento dos processos ao longo do gerador de vapor.

O processo de transferência de calor no condensador pode ser observado em mais detalhes na Figura 4.5. Há apenas duas etapas: desaquecimento e condensação. No desaquecimento, o fluido de trabalho que deixa o recuperador como vapor superaquecido (ponto 8) perde calor sensível para a corrente de resfriamento até atingir o estado de vapor saturado (ponto 9). Na condensação, o fluido perde calor latente, passando do estado de vapor saturado para o estado de líquido saturado (ponto 1). Para a corrente de resfriamento, admite-se ganho de calor sensível em estado líquido (do ponto 14 ao ponto 16). Assim como no caso do pré-aquecimento e da evaporação, a linha tracejada que

engloba o desaquecimento e a condensação na Figura 4.5 ressalta que ambos os processos dividem a mesma superfície para a troca de calor.

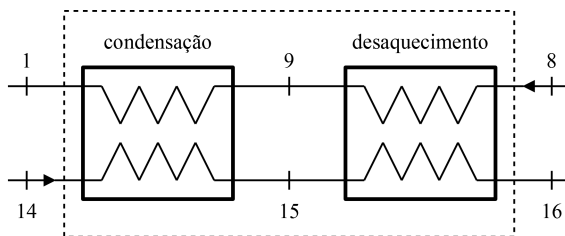


Figura 4.5: Detalhamento dos processos ao longo do condensador.

Nas próximas seções, descreve-se detalhadamente o modelo termodinâmico analisando-se separadamente cada um dos componentes do ciclo. Os processos de transferência de calor nos trocadores externos (gerador de vapor e condensador) são incluídos de forma detalhada na modelagem para que os dados de entrada e de saída do modelo tenham uma relação mais próxima com o problema prático.

4.3.2 HIPÓTESES SIMPLIFICATIVAS

São admitidas as seguintes hipóteses simplificativas: a operação do ciclo ocorre sob regime permanente; não há variação da energia potencial e da energia cinética do fluido de trabalho ao longo do ciclo; não há perda de carga ao longo das tubulações e dos trocadores de calor e consequentemente o ciclo opera em apenas dois níveis de pressão; não há perda de calor para o ambiente nas tubulações, na turbina, na bomba e nos trocadores de calor; as eficiências isentrópicas da turbina e da bomba são constantes; e a efetividade do recuperador é constante.

As hipóteses para a perda de carga, para as eficiências isentrópicas (turbina e bomba) e para a efetividade do recuperador são justificadas pela insuficiência de informações a respeito do equipamento. Para o caso do recuperador em particular, destaque-se também que é mais simples estimar um valor para a sua efetividade que para a sua área de troca. Embora não se conheça o erro associado a cada uma dessas hipóteses, a coerência do modelo completo do ciclo de potência é avaliada posteriormente em comparação com as curvas de desempenho dadas pelo fabricante.

4.3.3 TURBINA

O desempenho da turbina é estabelecido em função de um valor constante para a sua eficiência isentrópica, o qual deve ser fornecido ao modelo como dado de entrada. Para a configuração com superaquecimento, define-se a eficiência isentrópica da turbina (η_{turbina}) através da seguinte expressão (BEJAN, 2006):

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{h_7 - h_6}{h_{7,s} - h_6} \quad (4.1)$$

onde h_6 e h_7 são as entalpias do fluido de trabalho na entrada e na saída da turbina, respectivamente, e $h_{7,s}$ é a entalpia do fluido na saída para o caso ideal de expansão isentrópica. O trabalho mecânico gerado pela turbina (\dot{W}_{turbina}) é relacionado com as entalpias na entrada e na saída por meio da seguinte expressão:

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = \dot{m}_{\text{n-hexano}} (h_6 - h_7) \quad (4.2)$$

onde $\dot{m}_{\text{n-hexano}}$ é a vazão mássica do fluido de trabalho. Para a configuração sem superaquecimento, o fluido entra na turbina como vapor saturado (ponto 5) e expande diretamente até a pressão de condensação do ciclo sem passar pelo estado de vapor superaquecido de alta pressão (ponto 6). Nessa situação, substitui-se h_6 por h_5 na definição da eficiência isentrópica dada pela Equação 4.1, conforme:

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{h_7 - h_5}{h_{7,s} - h_5} \quad (4.3)$$

Fazendo-se a mesma substituição de h_6 por h_5 na Equação 4.2, chega-se à expressão que relaciona o trabalho da turbina com as entalpias na entrada e na saída para a configuração sem superaquecimento:

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = \dot{m}_{\text{n-hexano}} (h_5 - h_7) \quad (4.4)$$

4.3.4 BOMBA

Assim como no caso da turbina, o desempenho da bomba é estabelecido em função de um valor constante para a sua eficiência isentrópica, o qual também deve ser fornecido ao modelo como dado de

entrada. Define-se a eficiência isentrópica da bomba (η_{bomba}) através da seguinte expressão (BEJAN, 2006):

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.5)$$

onde h_1 e h_2 são as entalpias do fluido de trabalho na entrada e na saída da bomba, respectivamente, e $h_{2,s}$ é a entalpia do fluido na saída para o caso ideal de compressão isentrópica. O trabalho mecânico consumido pela bomba (\dot{W}_{bomba}) é relacionado com as entalpias na entrada e na saída por meio da expressão que segue:

$$\dot{W}_{\text{bomba}} = \dot{m}_{\text{n-hexano}} (h_2 - h_1) \quad (4.6)$$

4.3.5 RECUPERADOR

O desempenho do recuperador é estabelecido em função de uma efetividade constante, cujo valor é fornecido ao modelo como dado de entrada. Define-se a efetividade como a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa máxima que se pode conseguir com uma dada condição de temperatura nas entradas do trocador. De acordo com McMahan (2006), a corrente com menor capacitância para a maioria dos ciclos orgânicos encontra-se na saída da turbina. Adotando-se a hipótese de que a corrente com capacitância mínima ocorra realmente do lado quente do trocador (do ponto 7 ao 8) e que o calor específico para essa corrente seja constante, deduz-se a seguinte expressão para a efetividade do recuperador ($\epsilon_{\text{recuperador}}$) em função das temperaturas:

$$\epsilon_{\text{recuperador}} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_2} \quad (4.7)$$

onde T_2 , T_7 e T_8 são as temperaturas do fluido de trabalho para os pontos correspondentes ao longo do ciclo (Figuras 4.1, 4.4 e 4.5). Impondo-se a conservação de energia para o recuperador e admitindo-se que não haja perda de calor para o ambiente, chega-se à seguinte relação para as suas entalpias na entrada e na saída:

$$h_3 - h_2 = h_7 - h_8 \quad (4.8)$$

onde h_2 , h_3 , h_7 e h_8 são as entalpias do fluido de trabalho para os pontos correspondentes ao longo do ciclo (Figuras 4.1, 4.4 e 4.5).

4.3.6 GERADOR DE VAPOR E CONDENSADOR

Para cada um dos processos de troca de calor ao longo do gerador de vapor e do condensador (pré-aquecimento, evaporação, superaquecimento, desaquecimento e condensação), admite-se que sejam constantes ao longo da área os coeficientes de transferência de calor. Admite-se também que os calores específicos variem pouco ao longo da área. Dessa forma, torna-se possível aplicar a abordagem da diferença de temperatura média logarítmica, conforme:

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{lm} \quad (4.9)$$

onde \dot{Q} é a taxa de calor transferido, ΔT_{lm} é a diferença de temperatura média logarítmica, U é o coeficiente global de transferência de calor referente a cada processo e A é a área de troca térmica ocupada pelo processo. A diferença de temperatura média logarítmica é definida conforme a seguinte expressão:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,1} - T_{f,1}) - (T_{q,2} - T_{f,2})}{\ln \left(\frac{T_{q,1} - T_{f,1}}{T_{q,2} - T_{f,2}} \right)} \quad (4.10)$$

onde os índices q e f referem-se respectivamente aos lados quente e frio do trocador de calor e os índices 1 e 2 referem-se a cada uma de suas extremidades.

A determinação precisa do coeficiente global de transferência de calor por meio de uma correlação apropriada exige o conhecimento da geometria do trocador de calor e da natureza do fenômeno. No entanto, o fabricante do equipamento adotado como referência neste estudo não fornece informações detalhadas a respeito dos trocadores. Apesar disso, é fundamental que sejam consideradas as diferenças existentes entre os diversos processos de transferência de calor ao longo do condensador e do gerador de vapor. Uma justificativa para essa consideração pode ser encontrada, por exemplo, na grande disparidade observada entre o coeficiente de transferência de calor para uma corrente de vapor e para uma corrente em transição de fase, que pode ser de algumas ordens de grandeza. Dessa forma, tomando-se como referência os valores típicos fornecidos por Incropera *et al.* (2007) para cada fenômeno, opta-se pelos seguintes coeficientes de transferência de calor (\hat{h}) para a condição nominal do ciclo:

$$\begin{aligned}
 \tilde{h}_{\text{líquido}} &= 1500 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \\
 \tilde{h}_{\text{vapor}} &= 100 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \\
 \tilde{h}_{\text{transição}} &= 15000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{4.11}$$

Destaque-se que os valores anteriores correspondem exclusivamente à condição nominal de operação. Na Seção 4.7, correções são formuladas para que os efeitos de carga parcial sejam levados em conta. Como a finalidade deste modelo é apenas a simulação do equipamento, a definição de valores arbitrários para os coeficientes de transferência de calor torna-se um procedimento razoável, pois o modelo pode ser calibrado posteriormente com os dados de desempenho do equipamento através do ajuste dos valores de área de troca. De fato, o principal objetivo na definição dos coeficientes de transferência de calor está na diferenciação das condições de troca em cada situação (corrente de líquido, de vapor ou em transição de fase). No entanto, como o valor de área de troca obtido na calibração é bastante impreciso, esse procedimento não seria adequado para o projeto do equipamento.

Para a determinação do coeficiente global de transferência de calor, levou-se em conta somente o efeito da resistência imposta pelos processos de convecção, desprezando-se os demais fenômenos envolvidos, como é o caso da condução de calor através das paredes da tubulação. Interpretando-se os processos de convecção em ambos os lados do trocador de calor como uma associação de resistências térmicas em série, deduz-se a seguinte expressão:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\tilde{h}_q} + \frac{1}{\tilde{h}_f}
 \tag{4.12}$$

onde \tilde{h}_q e \tilde{h}_f representam os coeficientes de transferência de calor para os lados quente e frio de cada trocador, respectivamente.

Destaque-se novamente que o pré-aquecimento e a evaporação compartilham a mesma superfície e que a extensão ocupada por cada processo depende das condições de operação. Consequentemente, apenas um único valor de área precisa ser fornecido ao modelo como dado de entrada, o qual representa a área combinada para o pré-aquecimento e para a evaporação. Os valores individuais de área ocupada por cada processo são determinados após a solução simultânea do sistema de equações. A mesma situação vale para os fenômenos do desaquecimento e da condensação, que também dividem a mesma superfície para a troca de calor. As seguintes equações estabelecem as condições agora descritas:

$$A_{\text{evaporador}} = A_{\text{pré-aquecimento}} + A_{\text{evaporação}} \quad (4.13)$$

$$A_{\text{condensador}} = A_{\text{desaquecimento}} + A_{\text{condensação}} \quad (4.14)$$

onde os índices **evaporador** e **condensador** identificam as áreas totais de cada trocador calor e os índices **pré-aquecimento**, **evaporação**, **desaquecimento** e **condensação** identificam as áreas ocupadas por cada um dos processos dentro dos trocadores. Destaque-se que o superaquecimento ocorre em uma superfície separada. O valor de área de troca nesse caso é fixo e deve ser fornecido ao modelo como um dado de entrada adicional.

Efetuada-se um balanço de energia para cada processo de transferência de calor com a suposição de que não ocorra perda de calor para o ambiente, o calor transferido em cada um dos processos pode ser relacionado com as entalpias por meio da seguinte expressão:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (4.15)$$

onde h_i e h_o representam as entalpias do fluido na entrada e na saída de cada processo, respectivamente. Aplica-se a Equação 4.15 tanto para o lado quente quanto para o lado frio do trocador, sendo que os resultados obtidos para ambos os lados devem ser iguais em magnitude, porém com sinais opostos.

4.3.7 EFICIÊNCIA DO CICLO

Finalmente, define-se a eficiência do ciclo (η_{Rankine}) como a razão entre a potência elétrica líquida produzida e a potência térmica fornecida ao gerador de vapor, levando-se em conta a eficiência de conversão do gerador elétrico e descontando-se a energia consumida pela bomba:

$$\eta_{\text{Rankine}} = \frac{\eta_{\text{gerador}} \dot{W}_{\text{turbina}} - \dot{W}_{\text{bomba}}}{\dot{Q}_{\text{pré-aquecimento}} + \dot{Q}_{\text{evaporação}} + \dot{Q}_{\text{superaquecimento}}} \quad (4.16)$$

onde η_{gerador} é a eficiência de conversão do gerador elétrico, \dot{W}_{turbina} é a potência mecânica produzida pela turbina e \dot{W}_{bomba} é a potência elétrica consumida pela bomba. Destaque-se que a Equação 4.16 pressupõe a bomba consumindo energia na forma de eletricidade e o motor possuindo uma eficiência de conversão elétrica-mecânica de 100%. Especialmente em grandes usinas, costuma-se acionar a bomba diretamente com a potência mecânica da turbina (ASHRAE, 2000).

4.3.8 CONSIDERAÇÕES SOBRE O PRÉ-AQUECIMENTO E O DESAQUECIMENTO

As condições particulares dos processos de pré-aquecimento e de desaquecimento em termos do coeficiente de transferência de calor (\tilde{h}) e do potencial de troca (ΔT_{lm}) são levadas em conta nesta modelagem porque se verifica que a extensão desses fenômenos ao longo dos trocadores de calor não é desprezível em relação à extensão da evaporação e da condensação. Comparando-se os dados de calor sensível com os dados de calor latente reproduzidos na Tabela 4.2, conclui-se que a energia necessária para o pré-aquecimento e para o desaquecimento é significativa se comparada com a energia necessária para ambos os processos de mudança de fase, sobretudo para o caso do n-hexano.

Tabela 4.2: Propriedades termodinâmicas da água e do n-hexano.

Propriedade termodinâmica	água	n-hexano
Calor específico a pressão constante; líquido saturado a 200°C [kJ/(kg·°C)]	4,489	3,672
Calor específico a pressão constante; vapor saturado a 50°C [kJ/(kg·°C)]	1,919	1,796
Entalpia de vaporização a 200°C [kJ/kg]	1940	187,7
Entalpia de vaporização a 50°C [kJ/kg]	2382	343,3

Fonte: EES (KLEIN, 2009).

4.4 DADOS DE ENTRADA PARA O MODELO

A Tabela 4.3 lista os doze parâmetros de entrada para o modelo, necessários para a solução do conjunto de equações. Oito parâmetros estão relacionados com características de projeto do equipamento, enquanto os outros quatro (vazões e temperaturas das correntes do fluido térmico e do fluido de resfriamento) são parâmetros que dependem das condições de operação. Nota-se que a vazão do fluido de trabalho não é um dado de entrada para o modelo, pois depende principalmente da potência fornecida ao gerador de vapor. O valor da vazão é determinado durante a solução do sistema de equações impondo-se a condição de que somente vapor saturado seja liberado do evaporador. De acordo com El-Wakil (1984 *apud* MCMAHAN, 2006), essa condição é coerente com o projeto típico de ciclos de potência. Destaque-se também que a pressão de condensação não é um dado de entrada, sendo influenciada principalmente pelo desempenho do condensador. Em outras palavras,

se as condições de troca térmica favorecem uma maior remoção de calor no condensador, a pressão de condensação do ciclo tende a diminuir.

Tabela 4.3: Dados de entrada para o modelo.

Equipamento	Operação
Pressão nominal de evaporação	Vazão da corrente de
Efetividade do recuperador	fluido térmico
Eficiência isentrópica da turbina	Vazão da corrente de
Eficiência isentrópica da bomba	fluido de resfriamento
Eficiência de conversão do gerador elétrico	Temperatura do fluido
Área de troca para o condensador	térmico na entrada
Área de troca para o evaporador	Temperatura do fluido de
Área de troca para o superaquecedor*	resfriamento na entrada

* Dado desnecessário no ciclo sem superaquecimento.

4.5 CALIBRAÇÃO DO MODELO

Inicialmente se adota a configuração sem o superaquecimento pela maior simplicidade e por dispensar o fornecimento de um dos dados de entrada (área de troca para o superaquecedor). Uma vez que se dispõe de poucas informações a respeito do equipamento, arbitram-se valores para alguns parâmetros do ciclo, os quais são listados na Tabela 4.4. Os valores para as eficiências isentrópicas e para efetividade do recuperador são extraídos do trabalho de McMahan (2006). Destaque-se que a eficiência de conversão do gerador elétrico é o único parâmetro que pode ser estimado com base nos dados do fabricante apresentados na Tabela 4.1. Embora não se conheça o erro associado à definição arbitrária desses valores, destaque-se novamente que a coerência do modelo completo do ciclo de potência é avaliada posteriormente em uma comparação com as curvas de desempenho dadas pelo fabricante.

Tabela 4.4: Valores arbitrados para alguns parâmetros do ciclo de potência.

Parâmetro do ciclo	Valor adotado
Pressão nominal de evaporação	2093 kPa
Efetividade do recuperador	90%
Eficiência isentrópica da turbina	75%
Eficiência isentrópica da bomba	65%
Eficiência de conversão do gerador elétrico	92%

Para a pressão nominal de evaporação do ciclo, a escolha do valor revela-se mais complicada. Sabe-se que um aumento na pressão de evaporação ocasiona um aumento na eficiência do ciclo, uma vez que se entrega o calor a uma temperatura média maior. Por outro lado, mesmo que se desconsiderem questões de engenharia, existem limitações que impedem o aumento indefinido da pressão de evaporação. Em primeiro lugar, o aumento de temperatura desfavorece a transferência de calor no evaporador, forçando uma queda na potência produzida, mesmo que se eleve a eficiência do ciclo. Discute-se essa questão em mais detalhes na Seção 4.7. Em segundo lugar, conforme discutido na Seção 4.2.2, considera-se o perigo de auto-ignição do fluido de trabalho e toma-se com uma primeira referência o limite máximo de 200°C mencionado por Saleh *et al.* (2007). Por outro lado, para o equipamento adotado neste estudo, conclui-se pelas informações do fabricante que o fluido de trabalho pode atingir a temperatura de 210°C em condições normais de operação.

Observando-se o fato de que a temperatura máxima do fluido ao longo do ciclo é a sua temperatura de evaporação para a configuração sem superaquecimento, admite-se que a pressão nominal de evaporação corresponde à pressão de saturação do fluido no limite de temperatura adotado neste estudo (210°C). Dessa forma, para o n-hexano, obtém-se o valor de 2093 kPa. Adicionalmente, quando se utiliza esse valor para a pressão nominal de evaporação, verifica-se que o comportamento do ciclo torna-se bastante semelhante ao comportamento observado nas curvas de desempenho fornecidas pelo fabricante.

O procedimento de calibração aqui descrito consiste em aproximar, por meio do ajuste dos valores de área de troca, os resultados do modelo termodinâmico elaborado aos dados de desempenho do equipamento real. Mais especificamente, essa calibração consiste na resolução do sistema de equações do ciclo deixando-se como incógnitas ambas as áreas de troca (condensador e evaporador) e impondo-se que a potência elétrica líquida, a potência térmica fornecida e as temperaturas de entrada e de saída, tanto para o fluido térmico quanto para o fluido de resfriamento, tenham valores iguais aos valores nominais do equipamento, os quais são apresentados na Tabela 4.1. Os valores obtidos para as áreas de troca a partir da calibração do modelo são apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5: Resultados para a calibração do modelo.

Área de troca para o condensador	46,4 m ²
Área de troca para o evaporador	59,2 m ²
Área de troca total (exceto o recuperador)	105,6 m ²
Potência elétrica líquida	120 kW
Eficiência do ciclo	16,2%

Naturalmente, os valores de potência elétrica líquida e de eficiência do ciclo são idênticos aos valores do equipamento real para a condição nominal. A representação do ciclo completo no diagrama temperatura-entropia pode ser vista na Figura 4.6.

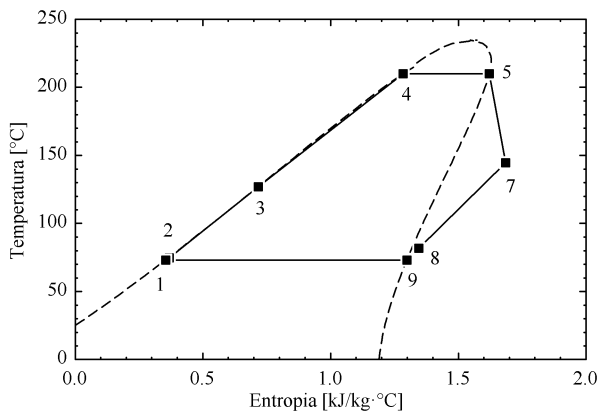


Figura 4.6: Representação do ciclo sem superaquecimento no diagrama T-s para o n-hexano como fluido de trabalho.

4.6 SUPERAQUECIMENTO DO VAPOR

Analisa-se brevemente os efeitos do superaquecimento do vapor na entrada da turbina, tomando-se como base a configuração do sistema exposta na seção anterior e acrescentando-se uma área de superaquecimento com 20 m² ao final do evaporador. Resolve-se o novo sistema de equações do ciclo, que inclui agora as equações do superaquecedor. As temperaturas de saída para o fluido térmico e para o fluido de resfriamento são deixadas como incógnitas. Os valores das seguintes variáveis são mantidos iguais ao caso sem o superaquecimento: a pressão de evaporação, a efetividade do recuperador, a eficiência do gerador elétrico, as eficiências isentrópicas da bomba e da turbina e as

áreas de troca do condensador e do evaporador. Os valores para as vazões e para as temperaturas de entrada, tanto para o fluido térmico quanto para o fluido de resfriamento, são mantidos iguais aos valores da condição nominal do equipamento (Tabela 4.1). Os resultados obtidos a partir dessa análise são exibidos na Tabela 4.6.

Tabela 4.6: Resultados para a análise dos efeitos do superaquecimento.

Área de troca para o condensador	46,4 m ²
Área de troca para o evaporador	59,2 m ²
Área de troca para o superaquecedor	20,0 m ²
Área de troca total (exceto o recuperador)	125,6 m ²
Potência elétrica líquida	114 kW
Eficiência do ciclo	17,8%

Com o superaquecimento, eleva-se a eficiência do ciclo apesar de que se consegue uma potência elétrica líquida menor. Conclui-se que o ciclo não pode ser melhorado simplesmente pela adição de uma área de superaquecimento. Para essa análise, mesmo com um equipamento mais caro devido ao aumento de 19% na área total de troca (exceto o recuperador), não se obteve um ciclo necessariamente melhor, uma vez que a redução de potência elétrica pode ser considerada uma desvantagem. Além disso, na configuração com o superaquecimento, a temperatura máxima do fluido de trabalho não pode ser controlada simplesmente pela variação da pressão de evaporação. Essa complicação torna-se crítica para um ciclo de Rankine orgânico devido aos riscos relacionados à inflamabilidade e à instabilidade química do fluido. Nessa análise, o fluido de trabalho na entrada da turbina atinge a temperatura de 230°C. A representação do ciclo completo no diagrama temperatura-entropia pode ser vista na Figura 4.7.

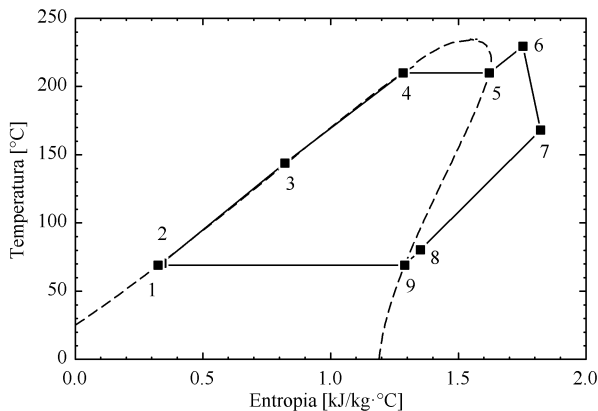


Figura 4.7: Representação do ciclo com superaquecimento no diagrama T-s para o n-hexano como fluido de trabalho.

De acordo com Hung *et al.* (1997), um ciclo de Rankine orgânico sem recuperação de calor nem sempre se torna mais eficiente quando se eleva o grau de superaquecimento do vapor. Pelo fato de que um fluido orgânico tipicamente se encontra superaquecido na saída da turbina, um aumento na temperatura média durante o fornecimento de calor causa também um aumento na temperatura média durante a rejeição, contrabalançando o ganho de eficiência. Por isso, qualquer tentativa de aumento da temperatura durante o fornecimento deve considerar a capacidade de aproveitamento de energia pelo recuperador (MCMAHAN, 2006). Portanto, um incremento na área de troca do recuperador pode ser necessário para a preservação do rendimento do ciclo. O superaquecedor também deve possuir uma grande área de troca térmica devido ao baixo coeficiente de transferência de calor para a fase de vapor (SCHUSTER *et al.*, 2009).

Uma vez que o fabricante não fornece informações sobre as condições do vapor na entrada da turbina, adota-se a hipótese de que não se emprega superaquecimento no ciclo, tomando-se como justificativa as observações discutidas anteriormente nesta seção. Portanto, para este estudo, adota-se a configuração sem superaquecimento exposta na seção anterior e aplicam-se os valores das Tabelas 4.4 e 4.5 para os parâmetros do ciclo.

4.7 DESEMPENHO COM CARGA PARCIAL

Os coeficientes de transferência de calor para cada situação (corrente de líquido, de vapor ou em transição de fase), cujos valores são dados na Seção 4.3.6, correspondem exclusivamente à condição nominal de operação. Adotando-se a hipótese de escoamento turbulento para ambos os lados do trocador, desenvolve-se uma expressão para que os efeitos de carga parcial sejam levados em conta. No caso de escoamento completamente desenvolvido (térmica e hidrodinamicamente) no interior de dutos (com seção transversal circular ou não-circular), correlações para o coeficiente de transferência de calor frequentemente são dadas no seguinte formato (INCROPERA *et al.*, 2007):

$$\tilde{h} = C \frac{k}{L} \text{Re}^{\frac{4}{5}} \text{Pr}^n \quad (4.17)$$

onde Re é o número de Reynolds, Pr é o número de Prandtl, k é a condutividade térmica do fluido, L é um comprimento característico e C e n são constantes cujos valores dependem de cada correlação e da natureza do fenômeno (aquecimento ou resfriamento).

No caso de escoamento externo sobre uma placa plana, um cilindro ou um feixe de cilindros, correlações para o coeficiente de transferência de calor frequentemente são dadas no seguinte formato (INCROPERA *et al.*, 2007):

$$\tilde{h} = C \frac{k}{L} \text{Re}^m \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (4.18)$$

onde m é uma constante que pode assumir valores entre 0,3 e 0,8 dependendo da correlação e das características do escoamento. Como não se dispõe de informações detalhadas a respeito dos trocadores de calor, adota-se para o coeficiente m, por simplificação, o mesmo valor de 0,8 presente na Equação 4.17.

Despreza-se a influência das seguintes propriedades dos fluidos sobre o coeficiente de transferência de calor: o número de Prandtl, a condutividade térmica e a viscosidade dinâmica. Dessa forma, o número de Prandtl torna-se constante para cada um dos fluidos e o número de Reynolds torna-se dependente apenas da vazão mássica. Adicionalmente, observando-se que o comprimento característico permanece fixo durante a operação do ciclo, o coeficiente de transferência de calor para carga parcial (\tilde{h}_{par}) pode então ser estimado com base no valor para a condição nominal (\tilde{h}_{nom}) por meio da seguinte expressão:

$$\tilde{h}_{\text{par}} = \tilde{h}_{\text{nom}} \left(\frac{\dot{m}_{\text{par}}}{\dot{m}_{\text{nom}}} \right)^{0,8} \quad (4.19)$$

onde os índices **nom** e **par** identificam as vazões mássicas e os coeficientes de transferência de calor referentes à condição nominal e à condição de carga parcial, respectivamente. Nota-se que o coeficiente de transferência de calor varia apenas com a vazão do fluido em cada lado do trocador, diminuindo sempre com a queda da vazão. Pelo próprio modelo teórico, pode-se constatar que as variações de vazão mássica dos fluidos sob carga parcial tendem a ser significativamente maiores que as variações de suas propriedades.

Destaque-se que as Equações 4.17 e 4.18 não levam em conta todos os efeitos envolvidos nos fenômenos de transição de fase e consequentemente não são válidas para os escoamentos bifásicos observados no evaporador e no condensador do ciclo. Porém, no caso da evaporação e da condensação do fluido de trabalho nos trocadores do ciclo, a resistência térmica dominante para a transferência de calor encontra-se no lado do líquido (fluido térmico ou fluido de resfriamento), minimizando o impacto da variação do coeficiente de troca para a transição de fase. Portanto, por simplificação, aplica-se para o lado do escoamento bifásico a mesma correção estabelecida pela Equação 4.19.

Apesar da hipótese de propriedades constantes adotada para a obtenção da Equação 4.19, destaque-se que neste modelo não se estabelece a relação entre a temperatura e a entalpia dos fluidos através de calores específicos constantes. Por último, destaque-se também que as correções para o coeficiente de transferência de calor sob carga parcial descritas nesta seção não se aplicam ao recuperador devido à adoção do modelo de efetividade constante para esse trocador de calor.

Nota-se que a variação da pressão de evaporação representa um controle importante para a operação do ciclo sob diferentes condições. Por um lado, a elevação da pressão torna o ciclo mais eficiente pelo aumento da temperatura média durante o fornecimento de calor. Porém, se a vazão e a temperatura de entrada do fluido térmico permanecem fixas, a elevação da pressão reduz o potencial de transferência de calor no evaporador, causando possivelmente uma perda de potência elétrica, pois o aumento da eficiência do ciclo pode não compensar a diminuição da potência térmica fornecida.

Da mesma forma, para operação com carga parcial, quando a temperatura ou a vazão do fluido térmico sofrem uma queda, as condições de troca no evaporador podem ser fortemente degradadas se a

pressão de evaporação for mantida no nível da condição nominal. Portanto, para operação com carga parcial, opta-se pela redução da pressão de evaporação mesmo que se afete negativamente a eficiência do ciclo, uma vez que o aumento do potencial de transferência de calor tende a preservar a potência elétrica obtida. Uma vez que o fabricante não fornece nenhuma informação a respeito da pressão de evaporação, adota-se a aproximação proposta por McMahan (2006) para o controle de pressão da planta solar de Saguaro, na qual se relaciona a pressão de evaporação com a vazão mássica do fluido de trabalho através da seguinte expressão:

$$P_{e,par} = \min \left(P_{e,nom} ; P_{e,nom} \frac{\dot{m}_{n-hexano,par}}{\dot{m}_{n-hexano,nom}} \right) \quad (4.20)$$

onde P_e é a pressão de evaporação do ciclo. Pela Equação 4.20, fica evidente que a pressão de evaporação é variada apenas para valores inferiores ao valor da condição nominal. Pressões maiores são evitadas como uma garantia de que a temperatura do fluido de trabalho permaneça em níveis seguros em relação ao risco de inflamabilidade do fluido. Por último, destaque-se que o comportamento do ciclo torna-se bastante semelhante ao comportamento observado nas curvas de desempenho fornecidas pelo fabricante quando se adota o controle de pressão definido pela Equação 4.20.

Finalmente, a eficiência isentrópica da turbina também pode ser corrigida para operação fora da condição nominal. No modelo proposto por Gurgenci (1986), adota-se uma expressão no seguinte formato:

$$\eta_{turbina,par} = \eta_{turbina,nom} \left[1 - 0,28 \left(1 - \frac{\dot{m}_{n-hexano,par}}{\dot{m}_{n-hexano,nom}} \right)^2 \right] \quad (4.21)$$

Entretanto, admite-se neste estudo a hipótese de que a eficiência isentrópica da turbina permaneça sempre constante, mesmo sob operação com carga parcial. Conforme Fenton *et al.* (1984), a eficiência isentrópica da turbina variou apenas entre 75 e 80% durante o funcionamento da planta solar de Willard. Além disso, conforme Schuster *et al.* (2009), turbinas de ciclos de Rankine orgânicos em condições de carga parcial apresentam um comportamento notável em termos de eficiência isentrópica.

4.8 ADERÊNCIA DO MODELO

Comparam-se os resultados do modelo teórico elaborado com os dados de desempenho do equipamento real para que se avalie o erro associado às diversas hipóteses adotadas neste estudo. As curvas de desempenho dadas pelo fabricante fornecem o seguinte tipo de informação para a operação do equipamento fora da condição nominal: para um determinado nível de temperatura disponível para o fluido térmico, especificam-se os valores de vazão necessários para que se alcance diferentes níveis de potência elétrica. Avalia-se a aderência do modelo com base nesses valores requeridos para a vazão do fluido térmico. Apresentam-se, na Tabela 4.7, as vazões calculadas a partir do modelo termodinâmico e, na Tabela 4.8, o erro associado em comparação com os dados do fabricante. No entanto, os valores do fabricante em si são omitidos desta avaliação.

Tabela 4.7: Resultados do modelo termodinâmico para a vazão de fluido térmico referente à temperatura disponível e à potência elétrica desejada.

Temperatura disponível	Potência elétrica desejada			
	50 kW	65 kW	90 kW	120 kW
290°C	-	-	7,08	8,99
280°C	-	6,09	7,66	9,78
270°C	5,00	6,64	8,40	10,83
260°C	5,45	7,34	9,40	12,34
250°C	6,05	8,29	10,85	14,72

Vazões em m³/h.

Tabela 4.8: Erros do modelo termodinâmico para a vazão de fluido térmico referente à temperatura disponível e à potência elétrica desejada.

Temperatura disponível	Potência elétrica desejada			
	50 kW	65 kW	90 kW	120 kW
290°C	-	-	8,8	7,4
280°C	-	4,5	1,5	0,4
270°C	2,3	3,6	6,9	10,6
260°C	9,3	9,7	16,6	21,7
250°C	13,3	16,3	25,9	34,1

Erros em percentagem.

Percebe-se que os erros tendem a diminuir para vazões mais baixas e para temperaturas mais próximas do valor da condição nominal.

Essa tendência não deve ser desprezada durante a simulação da planta. Embora o erro supere 20% em três dos pontos avaliados, julga-se satisfatória a aderência geral do modelo, principalmente quando se considera o conhecimento restrito sobre as características do equipamento e a consequente grande quantidade de hipóteses adotadas. Em outras palavras, no caso de haver informações adicionais disponíveis pelo fabricante, ainda se dispõe de bastante espaço para o aprimoramento da metodologia proposta neste estudo e a provável redução dos erros associados ao modelo. Além disso, embora exista um deslocamento evidente das curvas de desempenho do fabricante em comparação com curvas semelhantes geradas a partir do modelo termodinâmico, observam-se as mesmas tendências de comportamento entre ambas. Dessa forma, as interações entre o ciclo de potência e os demais componentes da planta podem ser reproduzidas na simulação de maneira mais coerente.

4.9 FLUIDO TÉRMICO E FLUIDO DE RESFRIAMENTO

Na simulação da planta, adota-se o óleo Xceltherm 600 do fabricante Radco Industries Inc como fluido térmico para o ciclo de potência.¹³ Calcula-se a entalpia do Xceltherm 600 (com referência na temperatura de 0°C) a partir de calores específicos dados como função de sua temperatura em uma tabela disponível publicamente (RADCO, 2009). Ajustando-se uma curva para os valores calculados, obtém-se a seguinte função para a entalpia do Xceltherm 600 em função da temperatura:

$$h_{\text{Xceltherm}} = -0,213828 + 1,93243 T + 0,00169244 T^2 \quad (4.22)$$

onde T é a temperatura do óleo em °C e $h_{\text{Xceltherm}}$ é a sua entalpia em kJ/kg. A Equação 4.22 vale para o intervalo de temperatura dentro do qual se realizou o ajuste de curva: de -20 a 316°C. Além disso, devido ao erro do ajuste, a entalpia calculada pela Equação 4.22 não é exatamente nula para a temperatura de referência de 0°C.

O fabricante especifica uma vazão de água com etilenoglicol para o resfriamento do ciclo na condição nominal de operação. No entanto, adota-se água pura como fluido de resfriamento para a simulação da planta. A sua entalpia é determinada pelo EES por meio da correlação de propriedades termodinâmicas apresentada por Haar *et al.*

13 Os motivos para a escolha do fluido Xceltherm 600 em particular são expostos na Seção 6.13.

(1984). Por último, destaque-se que o fluido Xceltherm 600 é semelhante ao óleo mineral BP Transcal N, adotado para a especificação da condição nominal do equipamento (Tabela 4.1).

4.10 POLINÔMIOS DE DESEMPENHO

Primeiramente, toma-se o modelo termodinâmico elaborado e definem-se como variáveis independentes a vazão do fluido térmico e as temperaturas de entrada de ambos os fluidos. Julga-se que todas essas três variáveis tenham um impacto significativo sobre o desempenho do ciclo durante a simulação da planta. A vazão do fluido de resfriamento é desconsiderada porque sempre se adota um valor constante durante a simulação da planta, geralmente igual ao valor da condição nominal. Gera-se a partir do modelo uma grande quantidade de dados de desempenho para o ciclo, abrangendo-se todo o domínio demarcado pelos limites especificados na Tabela 4.9. Em seguida, com base nesses dados, criam-se polinômios no EES através de ajustes de curva para as seguintes variáveis dependentes: potência térmica fornecida, potência de resfriamento e potência elétrica líquida. A validade dos polinômios limita-se aos intervalos escolhidos para a geração dos dados originais (Tabela 4.9), os quais são idênticos para as três variáveis dependentes. A qualidade dos ajustes pode ser avaliada em termos do coeficiente de correlação (r^2) e do erro médio quadrático (RMS), apresentados na Tabela 4.10.

Tabela 4.9: Intervalos escolhidos para os ajustes.

Variável independente	Intervalo
Vazão do fluido térmico	1,0 a 3,0 kg/s
Temperatura do fluido térmico na entrada	200 a 300°C
Temperatura do fluido de resfriamento na entrada	15 a 45°C

Tabela 4.10: Coeficiente de correlação e erro médio quadrático para os ajustes.

Variável dependente	Erro RMS [kW]	r^2
Potência térmica fornecida	2,52	0,9999
Potência de resfriamento	1,89	0,9999
Potência elétrica líquida	0,98	0,9995

Quando se deseja aproveitar o calor residual do condensador do ciclo de Rankine para a produção de água gelada, a vazão da água de

resfriamento através do condensador deve ser reduzida para que se alcance um nível de temperatura adequado para a operação do ciclo de absorção. Nessas situações, reduz-se a vazão de 7,9 (condição nominal) para 3,4 kg/s. Determina-se a nova vazão com base no modelo termodinâmico, impondo-se as condições de que a água sofra um incremento de temperatura de 30 para 90°C através do condensador e de que a potência elétrica líquida permaneça no valor nominal de 120 kW. Destaque-se que a vazão ou a temperatura de entrada do fluido térmico deve ser elevada no gerador de vapor para que se compense a perda de eficiência do ciclo. Para o caso com vazão reduzida, criam-se novos polinômios de desempenho no EES, repetindo-se o mesmo procedimento descrito anteriormente. As variáveis escolhidas, tanto dependentes quanto independentes, e os intervalos de validade dos polinômios (Tabela 4.9) permanecem iguais. A qualidade dos ajustes pode ser avaliada em termos do coeficiente de correlação (r^2) e do erro médio quadrático (RMS), apresentados na Tabela 4.11. Os polinômios de desempenho para ambos os casos estão disponíveis no Apêndice.

Tabela 4.11: Coeficiente de correlação e erro médio quadrático para os ajustes com vazão reduzida no condensador.

Variável dependente	Erro RMS [kW]	r^2
Potência térmica fornecida	2,10	0,9999
Potência de resfriamento	1,86	0,9999
Potência elétrica líquida	0,53	0,9996

4.11 MÓDULO PARA O TRNSYS

Desenvolve-se um módulo para o ciclo de potência no *software* TRNSYS, tendo como parte central os polinômios de desempenho descritos na seção anterior. O módulo apresenta duas variações: uma que adota a vazão nominal para a água de resfriamento no condensador do ciclo e outra que adota uma vazão reduzida. O módulo recebe, como dados de entrada, a vazão do fluido térmico e as temperaturas de entrada de ambos os fluidos. A vazão do fluido de resfriamento assume o valor nominal do equipamento. Com base nos polinômios de desempenho, o módulo emite, como dados de saída, a potência térmica fornecida, a potência de resfriamento, a potência elétrica líquida e as temperaturas de saída de ambos os fluidos. Finalmente, toma-se como referência as observações de Gurgenci (1986) e limita-se o valor emitido para a potência elétrica líquida do ciclo ao seu valor nominal de 120 kW.

Assim se busca evitar, durante a simulação da planta, a operação da turbina fora da faixa segura de operação, com rotações muito acima de sua capacidade. Segundo Price (2003), quando se dispõe de um excedente de energia solar nas usinas SEGS, permite-se o funcionamento do ciclo de potência em um ponto de operação correspondente a aproximadamente 115% da capacidade relativa à condição nominal.

4.12 RESUMO DAS HIPÓTESES DO MODELO

Sintetizam-se em seguida as principais hipóteses adotadas para a elaboração deste modelo do ciclo de potência: considera-se operação em regime permanente; desprezam-se as variações de energia potencial e de energia cinética para o fluido de trabalho; despreza-se a perda de carga e assim se consideram apenas dois níveis de pressão para o ciclo; despreza-se a perda de calor para o ambiente; admitem-se eficiências isentrópicas constantes tanto para a turbina quanto para a bomba; admite-se efetividade constante para o recuperador; despreza-se a variação dos calores específicos ao longo da área de cada processo de troca de calor; admitem-se constantes os coeficientes de transferência de calor ao longo da área de cada processo de troca; admite-se que os coeficientes de transferência de calor independam das propriedades dos fluidos e assim dependam apenas de sua vazão mássica; considera-se escoamento turbulento em ambos os lados dos trocadores de calor; desprezam-se nos trocadores de calor as demais resistências além da resistência de convecção; consideram-se somente ganho e perda de calor sensível para o fluido térmico e para o fluido de resfriamento; desconsidera-se o superaquecimento do vapor na entrada da turbina; para a pressão de evaporação do ciclo, adota-se o valor de 2093 kPa para a condição nominal e considera-se a sua variação para carga parcial como uma função linear da vazão mássica do fluido de trabalho, conforme a Equação 4.20.

4.13 OPORTUNIDADES PARA MELHORIA DO MODELO

Havendo informações mais detalhadas a respeito do equipamento adotado, a modelagem proposta neste estudo pode ser aprimorada concentrando-se nos seguintes aspectos do ciclo: a consideração da perda de carga ao longo dos trocadores de calor e a sua variação sob operação com carga parcial; a determinação precisa dos coeficientes de transferência de calor através de correlações adequadas à geometria e à natureza do escoamento através do trocador de calor; e a aplicação de

correções para as eficiências isentrópicas da turbina e da bomba sob operação com carga parcial.¹⁴

Na ausência de informações adicionais, ainda se pode aplicar esta metodologia na forma como proposta neste estudo e tentar melhorar a aderência do modelo termodinâmico aos dados de desempenho do fabricante por meio da variação dos seguintes parâmetros do ciclo: a pressão nominal de evaporação, a efetividade do recuperador, as eficiências isentrópicas da turbina e da bomba e os coeficientes de transferência de calor para a condição nominal do ciclo. Adicionalmente, a abordagem da diferença de temperatura média logarítmica pode ser aplicada ao recuperador em substituição à hipótese de efetividade constante.

14 Para a eficiência isentrópica da turbina sob carga parcial, ver Equação 4.21.

5 MODELAGEM DO CICLO DE ABSORÇÃO

Um possível subproduto da planta em estudo é a água gelada. Calor fornecido pelo circuito de resfriamento do ciclo de Rankine ou diretamente pelo circuito do campo de coletores pode ser usado como fonte de energia para a produção de água gelada em um ciclo de refrigeração por absorção. Neste estudo, pretende-se identificar as possíveis vantagens de cada uma das configurações para o fornecimento de calor ao ciclo de absorção e avaliar a viabilidade de cogeração de energia elétrica e de água gelada.

Curvas de desempenho do ciclo em função da temperatura da fonte de calor estão disponíveis pelo fabricante do equipamento adotado neste estudo. Há curvas para diferentes temperaturas da água de resfriamento e para diferentes temperaturas da água gelada na saída do evaporador. Segundo recomendações do fabricante, os dados das curvas podem ser interpolados, mas não devem ser extrapolados. A principal dificuldade no uso imediato das curvas do fabricante reside no fato de que os intervalos de temperatura abrangidos são relativamente limitados para a simulação da planta, sobretudo no caso da temperatura da água de resfriamento (27-32°C).

Dessa forma, elabora-se um modelo com fundamentação teórica para que se possa estimar o desempenho do equipamento em uma faixa de temperatura mais ampla, principalmente quando se considera na simulação a influência da temperatura da água que retorna da torre de resfriamento da planta. Além disso, um modelo com fundamentação teórica permite estimar razoavelmente a influência das vazões das correntes externas (água de resfriamento, água gelada e água quente). As curvas do fabricante, por outro lado, são válidas apenas para os valores de vazão referentes à condição nominal.

5.1 A TECNOLOGIA DE CICLO DE ABSORÇÃO

De acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica, sistemas que transferem calor de um reservatório frio para um reservatório quente exigem o fornecimento externo de energia. No caso do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, entrega-se trabalho ao sistema por meio de um compressor mecânico tipicamente acionado por um motor elétrico. No entanto, têm sido demonstradas diversas tecnologias que permitem o uso de calor como fonte de energia para o sistema. Como

exemplos, podem ser citados o ciclo de absorção, o ciclo de adsorção e ciclo por ejetor. Porém, a tecnologia de absorção é nitidamente a mais difundida (HEROLD *et al.*, 1996). Por dispensar o fornecimento de energia na forma de trabalho, o ciclo de absorção proporciona uma solução adequada para uma classe de problemas tecnológicos que incluem, por exemplo, a refrigeração por energia solar térmica.

5.1.1 O CICLO DE ABSORÇÃO COM ÁGUA E BROMETO DE LÍTIO

A mistura de água e brometo de lítio (H_2O -LiBr) tem sido amplamente adotada como fluido de trabalho em ciclos de absorção desde a década de 1950 (HEROLD *et al.*, 1996). Essa tecnologia utiliza a água como refrigerante e consequentemente se limita a temperaturas de refrigeração superiores a 0°C . Equipamentos a base de H_2O -LiBr são usualmente concebidos como *chillers* de água para sistemas de ar-condicionado em grandes edifícios. O ciclo de absorção com H_2O -LiBr concorre principalmente com o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor, sendo que a escolha entre ambos depende principalmente de fatores econômicos.

5.2 CARACTERÍSTICAS DO EQUIPAMENTO

Adota-se para este estudo o equipamento WFC-10 do fabricante Yazaki Energy Systems Inc, com capacidade nominal de refrigeração de aproximadamente 10 TR. O *chiller* opera com um ciclo de absorção de simples efeito e tem como fluido de trabalho a mistura de H_2O -LiBr. Na Figura 5.1, mostra-se um esquema do ciclo com seus principais componentes: quatro trocadores de calor externos (gerador, absorvedor, condensador e evaporador), nos quais acontece a troca térmica entre o fluido de trabalho e as correntes externas de água; um trocador de calor intermediário; duas válvulas de expansão; e uma bomba. Os pontos numerados na Figura 5.1 identificam os distintos estados termodinâmicos do fluido de trabalho e das correntes externas e servem de referência para a descrição do ciclo nas próximas seções.

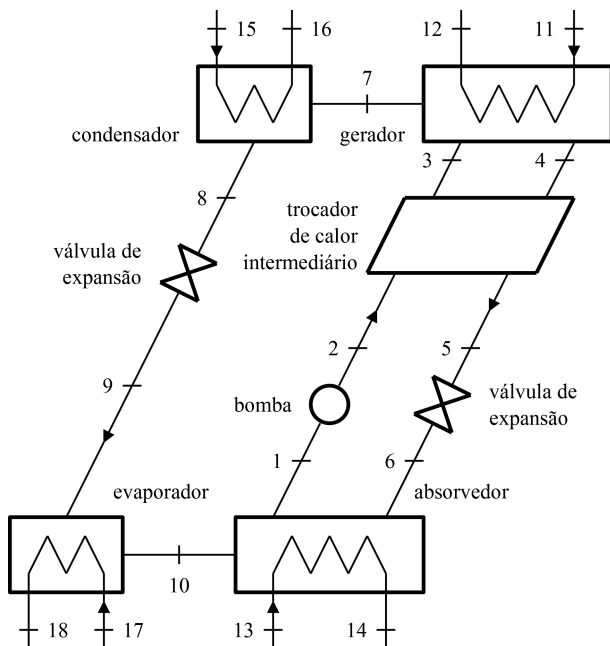


Figura 5.1: Esquema do ciclo de absorção de simples efeito.

Assim como no caso do ciclo de Rankine, o fabricante fornece um equipamento compacto, o que impossibilita a alteração de sua estrutura interna. Consequentemente, o ciclo de absorção interage com o restante da planta apenas através das correntes de água nos quatro trocadores externos. Conforme as especificações do fabricante, o fornecimento de calor é realizado no gerador por meio de uma corrente de água quente entre 75 e 100°C. O condensador e o absorvedor são resfriados a água e o calor deve ser rejeitado para a atmosfera através de uma torre de resfriamento (YAZAKI, 2006). A Tabela 5.1 lista as potências, as vazões e as temperaturas referentes à condição nominal.

Tabela 5.1: Dados do equipamento adotado neste estudo.

Fabricante / modelo	Yazaki Energy Systems Inc / WFC-10
Ciclo / fluido de trabalho	Absorção de simples efeito / H ₂ O-LiBr
Capacidade de refrigeração (evaporador)	34,9 kW
Potência térmica fornecida (gerador)	49,9 kW
Potência de resfriamento (condensador + absorvedor)	84,7 kW
Potência elétrica consumida	30 W
Coeficiente de desempenho (COP)	0,70
Vazão da água gelada	1,67 kg/s
Vazão da água quente	2,38 kg/s
Vazão da água de resfriamento	4,05 kg/s
Temperatura da água gelada na entrada	14,0°C
Temperatura da água gelada na saída	9,0°C
Temperatura da água quente na entrada	88,0°C
Temperatura da água quente na saída	83,0°C
Temperatura da água de resfriamento na entrada	29,4°C
Temperatura da água de resfriamento na saída	34,4°C

Fonte: Yazaki (2006).

Valores para a condição nominal.

Para a apresentação dos dados de desempenho, o fabricante utiliza o fator de capacidade do *chiller* (FC), o qual é definido como a razão entre a capacidade de refrigeração real (potência térmica trocada no evaporador) e a capacidade de refrigeração nominal, conforme:

$$FC = \frac{\text{capacidade de refrigeração real}}{\text{capacidade de refrigeração nominal}} \quad (5.1)$$

O fabricante utiliza também o coeficiente de desempenho do *chiller* (COP), o qual é definido como a razão entre a capacidade de refrigeração real (produto do ciclo) e a potência térmica fornecida (insumo do ciclo), conforme:

$$\text{COP} = \frac{\text{capacidade de refrigeração real}}{\text{potência térmica fornecida}} \quad (5.2)$$

Estão disponíveis publicamente pelo fabricante seis curvas para o fator de capacidade e outras seis para o COP. As curvas são dadas em função da temperatura da água quente e para qualquer combinação entre três temperaturas da água de resfriamento (26,7; 29,4 e 32,2°C) e duas temperaturas da água gelada na saída do evaporador (7,2 e 9,0°C). Destaque-se que as curvas são válidas apenas para os valores nominais de vazão (Tabela 5.1) e para água como fluido de troca de calor em todos os circuitos externos. Uma vez que os dados do fabricante estão disponíveis apenas em forma gráfica, realiza-se a leitura de diversas coordenadas ao longo de cada curva. Nas Figuras 5.2-5.5 os pontos identificam as coordenadas lidas.

Ajustes de curva são efetuados com base nos valores lidos para as diversas coordenadas ao longo das doze curvas de desempenho. Escolhe-se um polinômio de terceiro grau para todos os casos (tanto para o fator de capacidade quanto para o COP). As curvas obtidas a partir dos ajustes são exibidas como linhas cheias nas Figuras 5.2-5.5. Os dois piores ajustes apresentam coeficientes de correlação (r^2) iguais a 0,9972 e 0,9997.

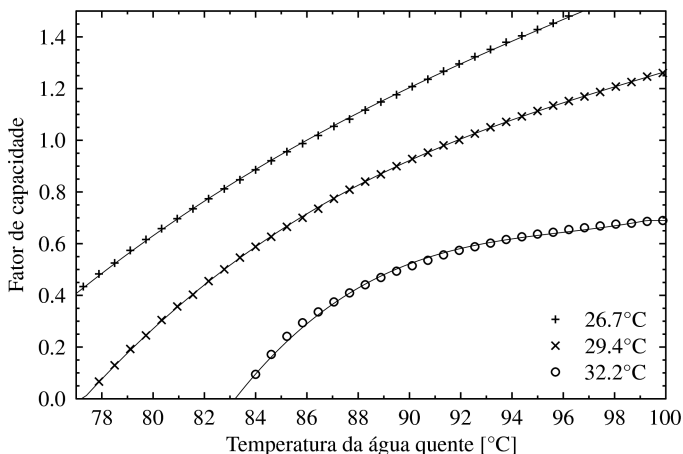


Figura 5.2: Fator de capacidade do *chiller* para três temperaturas da água de resfriamento e para a água gelada saindo a 7,2°C.

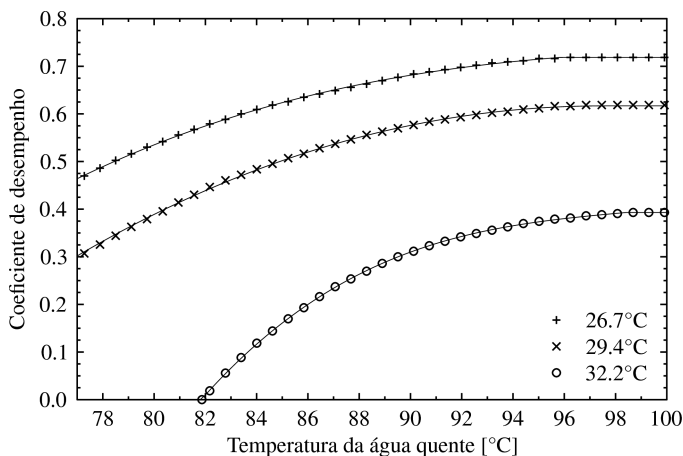


Figura 5.3: Coeficiente de desempenho do *chiller* para três temperaturas da água de resfriamento e para a água gelada saindo a 7,2°C.

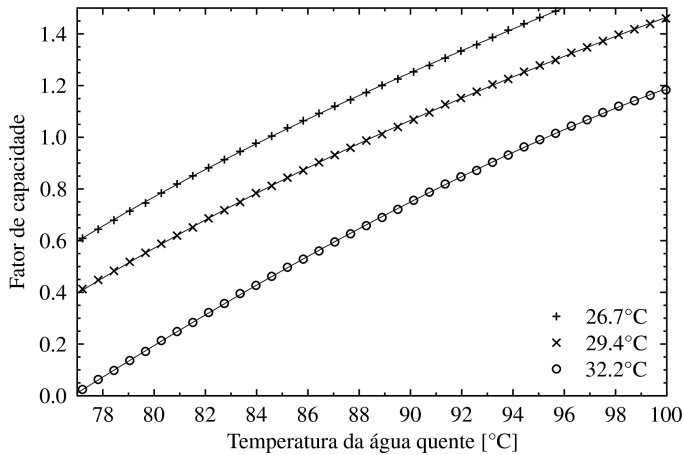


Figura 5.4: Fator de capacidade do *chiller* para três temperaturas da água de resfriamento e para a água gelada saindo a 9,0°C.

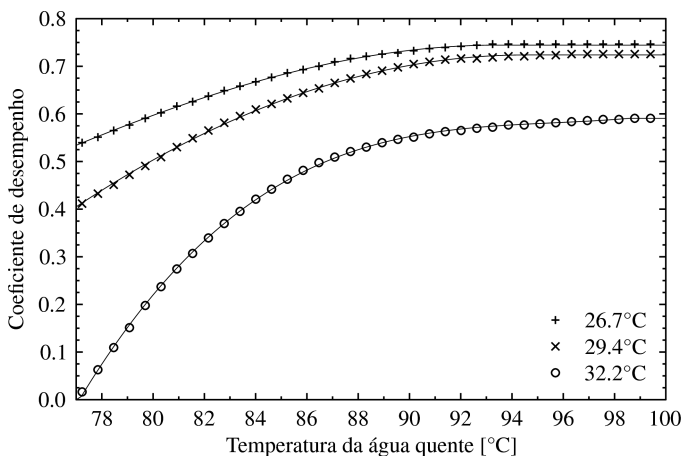


Figura 5.5: Coeficiente de desempenho do *chiller* para três temperaturas da água de resfriamento e para a água gelada saindo a 9,0°C.

5.3 MODELO TERMODINÂMICO

Fundamenta-se a modelagem do ciclo de refrigeração na teoria apresentada por Herold *et al.* (1996) a respeito de ciclos de absorção de simples efeito que empregam H_2O -LiBr como fluido de trabalho. O conjunto de equações que regem os fenômenos ao longo do ciclo é resolvido simultaneamente pelo *software* EES. Os estados termodinâmicos da mistura de H_2O -LiBr são determinados pelo EES através de correlações disponíveis por ASHRAE (1989). Para a água, aplicam-se as correlações de propriedades termodinâmicas apresentadas por Haar *et al.* (1984).

5.3.1 FUNCIONAMENTO DO CICLO

Em seguida, descreve-se o funcionamento do ciclo de absorção com base no esquema da Figura 5.1. Toma-se como ponto de partida a entrada da bomba, onde uma solução de H_2O -LiBr encontra-se saturada na pressão baixa do ciclo (ponto 1). Na bomba, eleva-se a pressão da solução para o nível alto do ciclo, obtendo-se ao final uma solução no estado sub-resfriado (ponto 2). No trocador de calor intermediário, a solução ganha calor sensível e chega ao gerador ainda no estado sub-resfriado (ponto 3). No gerador, vaporiza-se uma parte do refrigerante

entregando-se calor à solução de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ por meio de uma corrente externa de água quente. Destaque-se novamente que a água assume o papel de refrigerante no caso da solução de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. O vapor gerado segue em direção ao condensador (ponto 7) e o fluido restante segue em direção ao absorvedor na forma de solução saturada (ponto 4). Considera-se que o vapor de água gerado que segue em direção ao condensador é praticamente puro (concentração nula de brometo de lítio), com a justificativa de a água ser significativamente mais volátil que o brometo de lítio.¹⁵ Assim, devido ao transporte de calor e massa, a solução torna-se mais quente e mais concentrada durante o processo de evaporação. Consequentemente, a concentração de brometo de lítio na saída do gerador (ponto 4) torna-se mais alta que a concentração na saída do absorvedor (ponto 1).

No trocador de calor intermediário, a solução concentrada que deixa o gerador perde calor sensível e passa para o estado sub-resfriado (ponto 5), aproveitando parte da energia disponível internamente ao ciclo para o aquecimento da solução na saída da bomba. Ao longo da válvula de expansão, reduz-se a pressão da solução para o nível baixo do ciclo, gerando-se uma pequena quantidade de vapor de água. Portanto, o fluido de trabalho chega ao absorvedor como uma mistura de líquido e vapor (ponto 6). No absorvedor, a solução concentrada entra em contato com o vapor de água oriundo do evaporador. Se o absorvedor for resfriado pela corrente externa de resfriamento, a solução passa por um processo de transferência de calor e massa, absorvendo o vapor e reduzindo a sua concentração para o mesmo nível da entrada do gerador, embora se encontre a uma pressão mais baixa (ponto 1). A solução também sofre uma queda de temperatura durante o processo.

Os componentes do circuito do refrigerante em um ciclo de absorção (condensador, evaporador e válvula de expansão) possuem a mesma função dos componentes correspondentes em um ciclo convencional por compressão de vapor. No condensador, o vapor que deixa o gerador é condensado até o estado de líquido saturado (ponto 8) por meio da rejeição de calor para a corrente externa de resfriamento. Destaque-se que o absorvedor e o condensador, em uma configuração típica, são resfriados pela mesma corrente de água. Ao longo da válvula de expansão, reduz-se a pressão do refrigerante para o nível baixo do ciclo, gerando-se uma pequena quantidade de vapor. Portanto, o refrige-

15 O ponto de ebulição normal do sal de brometo de lítio sólido corresponde à temperatura de 1282°C (FOOTE MINERAL COMPANY *apud* HEROLD *et al.*, 1996).

rante chega ao evaporador como uma mistura de líquido e vapor (ponto 9). Vaporiza-se o refrigerante sob temperatura constante até o estado de vapor saturado (ponto 10), removendo-se calor da corrente externa de água gelada que passa pelo evaporador.

Destaque-se que a adoção das hipóteses de saturação para os pontos 1, 4, 8 e 10 evita o fornecimento de dados adicionais para a solução do sistema de equações do ciclo. Segundo Herold *et al.* (1996), apesar de essas hipóteses não serem constatadas em um equipamento real, o erro proveniente de sua adoção nos resultados obtidos do modelo mostra-se pequeno.

Adota-se água à pressão atmosférica como fluido de troca térmica em todos os trocadores externos e consequentemente se admitem apenas ganho e perda de calor sensível pelas correntes externas para toda a faixa de temperatura de operação do equipamento. Nas próximas seções, descreve-se detalhadamente o modelo termodinâmico analisando-se separadamente cada um dos componentes do ciclo. Os processos de transferência de calor nos trocadores externos são incluídos de forma detalhada na modelagem para que os dados de entrada e de saída do modelo tenham uma relação mais próxima com o problema prático. Adicionalmente, Herold *et al.* (1996) justificam a inclusão dos processos de transferência de calor na modelagem com o fato de que os trocadores representam a maior irreversibilidade em um equipamento real.

5.3.2 ELEVÇÃO DO PONTO DE EBULIÇÃO

A temperatura e a pressão do vapor de água gerado (ponto 7) correspondem à condição de saturação da solução no interior do gerador. No condensador, como não se considera perda de carga, a pressão na qual o vapor condensa é a mesma da solução saturada de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. Porém, como o vapor encontra-se praticamente puro, a condensação ocorre a uma temperatura inferior à temperatura de saturação da solução, pois a introdução do brometo de lítio na água eleva o ponto de ebulição da solução para um nível superior ao da água pura. Dessa forma, o estado termodinâmico do vapor gerado pode ser visto de duas perspectivas, embora o seu estado termodinâmico seja exatamente o mesmo em ambas as situações. Se for visto como substância pura, o vapor é considerado superaquecido. Se for visto como o componente de uma mistura bifásica na qual a solução no gerador é a fase líquida, o vapor é considerado saturado. Ambas as perspectivas são úteis para este

estudo. No entanto, especificamente para a definição do estado termodinâmico do fluido dentro do sistema de equações do ciclo, aplica-se, por simplificação, a condição de saturação para o ponto 7.

5.3.3 HIPÓTESES SIMPLIFICATIVAS

São admitidas as seguintes hipóteses simplificativas: a operação do ciclo ocorre sob regime permanente; não há variação da energia potencial e da energia cinética do fluido de trabalho ao longo do ciclo; não há perda de carga ao longo das tubulações e dos trocadores de calor e consequentemente o ciclo opera em apenas dois níveis de pressão; não há perda de calor para o ambiente nas tubulações, na bomba, nas válvulas de expansão e nos trocadores de calor; as condutâncias térmicas (produto UA) para os quatro trocadores externos são constantes; a efetividade do trocador de calor intermediário é constante; e a vazão da bomba da solução também é constante. As hipóteses para a perda de carga, para as condutâncias térmicas dos trocadores externos, para a efetividade do trocador de calor intermediário e para a vazão da bomba são justificadas pela insuficiência de informações a respeito do equipamento.

No caso da bomba, toma-se como referência a modelagem de Herold *et al.* (1996), na qual se admite vazão constante independentemente das condições de operação do ciclo (inclusive para carga parcial). No caso do trocador de calor intermediário, destaque-se também que é mais simples estimar valores para a sua efetividade que para a sua área de troca. No caso dos trocadores externos, embora não se possa calcular precisamente o coeficiente de transferência de calor por correlações apropriadas devido ao desconhecimento da geometria e da natureza dos escoamentos, a sua variação com a vazão mássica dos fluidos poderia ser estimada. No entanto, além da complexidade dos escoamentos bifásicos observados no condensador e no evaporador, existe ainda a complexidade dos fenômenos de transferência de calor e de massa envolvidos nos processos de geração e de absorção de vapor, os quais dificultam o desenvolvimento de uma expressão para a correção do valor do coeficiente de transferência de calor em função da vazão. Portanto, por simplificação, opta-se pela adoção de coeficientes de transferência de calor constantes para todos os trocadores externos. Embora não se conheça o erro associado a cada um dessas hipóteses, avalia-se posteriormente a capacidade de aderência deste modelo teórico às curvas de desempenho dadas pelo fabricante.

5.3.4 BALANÇOS DE MASSA E DE ENERGIA

Determina-se nesta seção um conjunto de equações a partir da imposição de balanços de massa e de energia para cada um dos componentes. Em regime permanente, a soma das vazões mássicas que entram em um componente deve ser equivalente à soma das vazões mássicas que saem do componente, conforme:

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m}_j - \sum_{\text{saída}} \dot{m}_j = 0 \quad (5.3)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica do fluido de trabalho e o índice j distingue as diferentes correntes de fluido associadas a cada componente.

Observando-se que existem duas espécies no sistema (brometo de lítio e água) e admitindo-se ausência de reações químicas, conclui-se também que a vazão mássica de uma determinada espécie entrando em um componente deve ser equivalente à vazão mássica dessa mesma espécie saindo do componente. Em seguida, são dadas as equações para o brometo de lítio e para a água, respectivamente:

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m}_j x_j - \sum_{\text{saída}} \dot{m}_j x_j = 0 \quad (5.4)$$

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m}_j (1 - x_j) - \sum_{\text{saída}} \dot{m}_j (1 - x_j) = 0 \quad (5.5)$$

onde x é a fração mássica de brometo de lítio no fluido de trabalho. Nota-se que somente duas entre as Equações 5.3, 5.4 e 5.5 são realmente necessárias para a solução do problema, uma vez que qualquer uma delas pode ser deduzida a partir da combinação linear das outras duas.

Admitindo-se que não ocorra perda de calor para o ambiente, o calor transferido (\dot{Q}) em cada um dos trocadores de calor (gerador, absorvedor, condensador, evaporador e trocador de calor intermediário) pode ser relacionado com as entalpias por meio da seguinte expressão:

$$\dot{Q} = \sum_{\text{saída}} \dot{m}_j h_j - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}_j h_j \quad (5.6)$$

onde h é a entalpia do fluido. Aplica-se a Equação 5.6 tanto para o lado quente quanto para o lado frio do trocador, sendo que os resultados obtidos para ambos os lados devem ser iguais em magnitude, porém com sinais opostos.

Admitindo-se compressão adiabática para a bomba, o trabalho realizado (\dot{W}_{bomba}) pode ser relacionado com as entalpias por meio da seguinte expressão:

$$\dot{W}_{\text{bomba}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.7)$$

Finalmente, admitindo-se expansão adiabática para ambas as válvulas do ciclo, as entalpias do fluido de trabalho na entrada e na saída de cada válvula tornam-se iguais, ou seja:

$$h_6 = h_5 \quad (5.8)$$

$$h_9 = h_8 \quad (5.9)$$

5.3.5 TROCADOR DE CALOR INTERMEDIÁRIO

O desempenho do trocador de calor intermediário é estabelecido em função de uma efetividade constante, cujo valor é fornecido ao modelo como dado de entrada. Define-se a efetividade como a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa máxima que se pode conseguir com uma dada condição de temperatura nas entradas do trocador. Admitindo-se que a corrente com capacitância mínima ocorra do lado quente do trocador (do ponto 4 ao 5) e que o calor específico para essa corrente seja constante, deduz-se a seguinte expressão para a efetividade do trocador de calor intermediário ($\epsilon_{\text{intermediário}}$) em função das temperaturas:

$$\epsilon_{\text{intermediário}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (5.10)$$

onde T_2 , T_4 e T_5 são as temperaturas da solução para os pontos correspondentes ao longo do ciclo (Figura 5.1).

5.3.6 TROCADORES DE CALOR EXTERNOS

O desempenho dos demais trocadores de calor é estabelecido em função de uma condutância térmica constante (produto UA), cujo valor também é fornecido ao modelo como dado de entrada. Adotando-se a hipótese de que os coeficientes de transferência de calor e os calores específicos variem pouco ao longo da área de cada trocador de calor, torna-se possível aplicar a abordagem da diferença de temperatura

média logarítmica, na qual o calor transferido é relacionado com a condutância térmica do trocador através da seguinte expressão:

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{lm} \quad (5.11)$$

onde ΔT_{lm} é a diferença de temperatura média logarítmica, introduzida pela Equação 4.10 na Seção 4.3.6. Para cada um dos quatro trocadores externos, a Tabela 5.2 resume as temperaturas adotadas para o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica. A seleção dos pontos ao longo do ciclo (Figura 5.1) é justificada nos parágrafos a seguir.

Tabela 5.2: Pontos selecionados para a obtenção dos valores de temperatura no cálculo da diferença de temperatura média logarítmica.

	$T_{q,1}$	$T_{f,1}$	$T_{q,2}$	$T_{f,2}$
Condensador	8	15	8	16
Gerador	11	4	12	7
Evaporador	17	10	18	9
Absorvedor	1	13	6	14

No condensador, o refrigerante entra como vapor superaquecido (do ponto de vista de substância pura), atinge rapidamente a saturação e condensa sob temperatura constante. Como é pequena a porção onde vapor está superaquecido, adota-se a hipótese, para o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica, de que a temperatura do refrigerante permanece constante ao longo de todo o condensador (temperatura de saturação). Dessa forma, adota-se o valor de temperatura do ponto 8 em vez do verdadeiro valor do ponto 7 para a extremidade de temperatura alta do lado quente do condensador. Herold *et al.* (1996) verificam que o modelo com essa simplificação funciona de maneira eficaz.

Uma alternativa para a modelagem do condensador seria dividir a sua área em duas partes, uma referente ao desaquecimento do vapor e outra referente à condensação, e considerar entre ambas as partes valores diferentes para o coeficiente de transferência de calor e para a diferença de temperatura média logarítmica. No entanto, as condições particulares do processo de desaquecimento são desprezadas neste estudo devido principalmente à grande entalpia de vaporização da água.

No gerador, despreza-se também, para o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica, o sub-resfriamento da solução oriunda do trocador de calor intermediário. Dessa forma, para a extremidade de temperatura baixa do lado frio do gerador, adota-se, em vez do verda-

deiro valor de temperatura do ponto 3, o valor correspondente ao estado de saturação da solução com a pressão e a fração mássica de brometo de lítio encontradas no ponto 3. O valor de temperatura obtido com essa escolha é equivalente ao valor observado para o vapor de água que deixa o gerador em direção ao condensador (ponto 7).

Para o evaporador e para o absorvedor, não se faz nenhuma simplificação e consequentemente a Equação 4.10 pode ser aplicada diretamente com os valores de temperatura observados nas extremidades de cada trocador. Em ambos os casos, simplificações como as anteriores são irrelevantes porque o fluido de trabalho encontra-se saturado ao longo de todo o trocador de calor.

5.3.7 BOMBA

Neste estudo, considera-se isentrópica a compressão da solução realizada pela bomba (entre os pontos 1 e 2). De fato, a questão da eficiência da bomba não possui grande importância, pois o seu desempenho exerce pouca influência sobre a resolução do problema. Quando comparado com as potências associadas aos trocadores de calor, o trabalho da bomba torna-se desprezível. Consequentemente, a entalpia da solução sofre um aumento muito pequeno durante o processo de compressão. Segundo Herold *et al.* (1996), o trabalho da bomba seria insignificante do ponto de vista termodinâmico mesmo se a bomba apresentasse uma eficiência de apenas 10%. Para o modelo termodinâmico, o trabalho da bomba e as pressões são relacionados por meio da seguinte expressão:

$$\dot{W}_{\text{bomba}} = \frac{\dot{m}_{\text{bomba}}}{d_{\text{solução}} \eta_{\text{bomba}}} (P_a - P_b) \quad (5.12)$$

onde $d_{\text{solução}}$ é a massa específica da solução de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, η_{bomba} é a eficiência isentrópica da bomba (assume o valor 1 neste estudo) e P_a e P_b são as pressões alta e baixa do ciclo, respectivamente. Pelos dados do fabricante na Tabela 5.1, nota-se também que o consumo de energia elétrica internamente ao ciclo torna-se desprezível quando comparado com as demais taxas de energia ao longo da planta.

5.3.8 DADOS DE ENTRADA PARA O MODELO

A Tabela 5.3 lista os doze parâmetros de entrada para o modelo, necessários para a solução do conjunto de equações. Seis parâmetros

(dimensões dos trocadores de calor e vazão da bomba) estão relacionados com características de projeto do equipamento, enquanto os outros seis (vazões e temperaturas das correntes externas de água) são parâmetros que dependem das condições de operação. O motivo para a escolha da temperatura de saída da água gelada ao invés da temperatura de entrada reside no fato de que as curvas de desempenho do fabricante também são dadas em função da temperatura de saída, uma vez que existem sistemas de controle que são especialmente dedicados a manter constante a temperatura da água gelada na saída do evaporador.

Tabela 5.3: Dados de entrada para o modelo.

Equipamento	Operação
UA do gerador	Vazão da água quente
UA do absorvedor	Vazão da água de resfriamento
UA do condensador	Vazão da água gelada
UA do evaporador	Temperatura da água quente
Efetividade do trocador de calor intermediário	Temperatura da água de resfriamento
Vazão da bomba da solução	Temperatura de saída da água gelada

5.3.9 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE DESEMPENHO

O coeficiente de desempenho (COP), definido pela Equação 5.2 para aplicações de resfriamento, pode ser calculado a partir dos resultados deste modelo após a solução do sistema de equações do ciclo, conforme:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{Q}_{\text{gerador}}} \quad (5.13)$$

onde $\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ é a potência térmica removida no evaporador (produto do ciclo) e \dot{Q}_{gerador} é a potência térmica fornecida ao gerador (insumo do ciclo). De acordo com Herold *et al.* (1996), para a tecnologia de absorção de simples efeito com $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, o COP tipicamente assume valores em torno de 0,7.

5.3.10 CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE RESFRIAMENTO

As correntes de água responsáveis pelo resfriamento do condensador e do absorvedor podem ser arranjadas sob três diferentes configurações: em paralelo, em série com o condensador anteposto ou em série

com o absorvedor anteposto. Do ponto de vista da capacidade de refrigeração e do COP, a configuração em paralelo é a mais interessante, uma vez que a temperatura mais baixa proporciona melhor rendimento para o ciclo. No entanto, opta-se nesta modelagem pela configuração em série na qual a corrente chega primeiro ao absorvedor, pois essa é a configuração que se observa nas informações disponíveis pelo fabricante. Embora revele a pior capacidade de refrigeração e o pior COP entre as três possibilidades, essa configuração é vantajosa por ser mais eficaz no sentido de evitar o problema da cristalização.¹⁶ Além disso, na ligação em série, a existência de uma única linha de tubulação e a necessidade de apenas uma bomba para o circuito de resfriamento propiciam menores custos em comparação com a ligação em paralelo.

5.4 CALIBRAÇÃO DO MODELO

Para que se reproduzam adequadamente as condições de operação do equipamento real durante as simulações da planta, pretende-se aproximar ao máximo os resultados do modelo teórico aos dados de desempenho do fabricante. Pelo método de busca exaustiva, variam-se dentro do modelo os seis parâmetros relacionados ao projeto do equipamento (coluna da esquerda na Tabela 5.3), avalia-se a aderência dos resultados às curvas do fabricante para cada conjunto de parâmetros e adota-se para a simulação da planta aquele conjunto que ofereça a melhor aderência. Há duas justificativas para a adoção desta metodologia: em primeiro lugar, não é possível a determinação imediata dos parâmetros de projeto devido à insuficiência de informações sobre as características construtivas do equipamento; em segundo, é importante que se avalie a capacidade do modelo elaborado e das hipóteses associadas em representar adequadamente o funcionamento global do ciclo.

Entre os diversos métodos disponíveis para a busca do ponto ótimo, opta-se pela busca exaustiva pelas dificuldades encontradas durante a solução do sistema de equações do ciclo, as quais exigem a aplicação de um método robusto. Para o modelo elaborado neste estudo, o *software* EES frequentemente não atinge a convergência do sistema de equações, sobretudo quando os parâmetros de projeto são variados fortemente de uma solução para outra. Os fracassos frequentes na convergência do sistema de equações inviabilizam métodos estocásticos de busca que aplicam grandes variações aos parâmetros entre soluções

16 Para uma descrição detalhada do problema da cristalização, ver Seção 5.6.

sucessivas e inviabilizam inclusive métodos de trajetória que não conseguem contornar os problemas enfrentados durante a solução das equações. Adicionalmente, apesar de ser muito mais lento, o método de busca exaustiva revela-se bastante confiável. Em algumas das buscas realizadas, não se atinge a convergência para aproximadamente dois terços de todas as soluções.¹⁷ Nessas circunstâncias, a grande quantidade de pontos avaliados durante o processo de busca exaustiva torna-se uma vantagem.

5.4.1 PONTO DE PARTIDA PARA A BUSCA EXAUSTIVA

Para os parâmetros de projeto do equipamento, definem-se os valores que servem como ponto de partida para a busca exaustiva. Primeiramente, atribuem-se a todos os parâmetros do modelo os valores encontrados na solução do exemplo apresentado por Herold *et al.* (1996). Em seguida, esses parâmetros são ajustados passo a passo: as vazões e as temperaturas de entrada das correntes externas são ajustadas de acordo com a condição nominal do equipamento (Tabela 5.1); um valor único é definido para as condutâncias térmicas de todos os trocadores externos; finalmente, esse valor único é variado até que o resultado do modelo para a potência térmica fornecida alcance o valor nominal do equipamento. Para a vazão da bomba da solução e para a efetividade do trocador de calor intermediário, os valores são definidos de maneira arbitrária, embora se tome como orientação a solução do exemplo de Herold *et al.* (1996). Apresentam-se na Tabela 5.4 os valores dos parâmetros de projeto obtidos a partir dos ajustes descritos anteriormente e os valores da solução do exemplo que se toma como base na definição do ponto de partida para a busca exaustiva.

Tabela 5.4: Parâmetros de projeto referentes ao ponto de partida para a busca exaustiva.

Parâmetro	Modelo	Herold <i>et al.</i> (1996)
UA do gerador [kW/°C]	6,50	1,00
UA do absorvedor [kW/°C]	6,50	1,80
UA do condensador [kW/°C]	6,50	1,20
UA do evaporador [kW/°C]	6,50	2,25
Efetividade do trocador de calor intermediário	0,65	0,64
Vazão da bomba da solução [kg/s]	0,40	0,05

¹⁷ Ver Tabela 5.6 na Seção 5.4.3.

5.4.2 AVALIAÇÃO DE ADERÊNCIA DO MODELO

Para cada conjunto de parâmetros de projeto, avalia-se a aderência dos resultados do modelo teórico aos dados de desempenho do equipamento real. Para isso, determinam-se pelo modelo as potências térmicas transferidas no gerador e no evaporador para um total de quarenta e quatro pontos de operação, considerando-se todas as combinações possíveis entre onze temperaturas para a água quente, duas temperaturas para a água de resfriamento e duas temperaturas para a água gelada na saída do evaporador. Os valores de temperatura escolhidos para essa avaliação são apresentados na Tabela 5.5. Nota-se que, para as temperaturas da água de resfriamento e da água gelada, são escolhidos os mesmos valores especificados nas curvas do fabricante (Figuras 5.2-5.5), com a exceção do valor mais alto para a temperatura da água de resfriamento, o qual se omite desta avaliação.

Tabela 5.5: Valores de temperatura escolhidos para a avaliação de aderência do modelo.

Água quente [°C]	78; 80; 82; 84; 86; 88; 90; 92; 94; 96; 98
Água de resfriamento [°C]	26,7; 29,4
Água gelada [°C]	7,2; 9,0

Examinando-se os resultados do modelo, percebe-se uma forte tendência para que o desempenho teórico do ciclo seja superestimado em relação ao desempenho real para a seguinte condição de operação: temperatura da água de resfriamento a 32,2°C e temperatura da água gelada a 7,2°C na saída do evaporador. Supõe-se que essa tendência possa estar associada a um dispositivo de segurança que atue contra o fenômeno da cristalização, uma vez que esse ponto de operação, entre os pontos especificados nas curvas do equipamento, é justamente aquele que se encontra mais próximo da linha de cristalização para a solução de H₂O-LiBr. Dessa forma, consideram-se somente duas das três temperaturas de resfriamento especificadas nas curvas do equipamento (26,7 e 29,4°C).

Determinam-se as potências transferidas no gerador e no evaporador para os quarenta e quatro pontos de operação através do recurso de tabela paramétrica existente no EES. Para que se avalie quantitativamente a aderência do modelo às curvas do fabricante, adota-se como índice a média quadrática das diferenças entre os valores reais e teóricos, para as potências térmicas transferidas no gerador e no evaporador (E), conforme a seguinte expressão:

$$E = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^N (\dot{Q}_{\text{gerador},t,j} - \dot{Q}_{\text{gerador},r,j})^2 + \sum_{j=1}^N (\dot{Q}_{\text{evaporador},t,j} - \dot{Q}_{\text{evaporador},r,j})^2}{2N}} \quad (5.14)$$

onde N é o número de pontos de operação considerados (igual a 44) e os índices t (teórico) e r (real) referem-se às potências térmicas determinadas, respectivamente, pelo modelo termodinâmico e pelas curvas do fabricante. Doravante, o índice E será denominado simplesmente de **erro médio quadrático**.

Além da potência térmica transferida, outras grandezas poderiam ser tomadas como a base para a definição do erro médio quadrático como, por exemplo, as temperaturas da água na saída dos trocadores externos. Além disso, embora sejam consideradas duas variáveis na definição do erro (as potências térmicas transferidas no gerador e no evaporador), o número total de variáveis poderia ser diferente. Opta-se por considerar tanto a potência transferida no gerador quanto a potência transferida no evaporador porque ambas são importantes para a simulação da planta, uma vez que representam, respectivamente, os insumos e os produtos do ciclo de refrigeração em termos energéticos. Determinam-se os valores reais para as potências térmicas transferidas no gerador ($\dot{Q}_{\text{gerador},r}$) e no evaporador ($\dot{Q}_{\text{evaporador},r}$) através das seguintes expressões:

$$\dot{Q}_{\text{gerador},r} = \dot{Q}_{\text{evaporador},\text{nom}} \left(\frac{CF}{COP} \right) \quad (5.15)$$

$$\dot{Q}_{\text{evaporador},r} = \dot{Q}_{\text{evaporador},\text{nom}} (CF) \quad (5.16)$$

onde $\dot{Q}_{\text{evaporador},\text{nom}}$ é a capacidade de refrigeração nominal do equipamento (Tabela 5.1), CF é o fator de capacidade e COP é o coeficiente de desempenho para uma dada condição de operação. Determinam-se os valores para o fator de capacidade e para o COP a partir das expressões obtidas com os ajustes de curva discutidos anteriormente na Seção 5.2.

5.4.3 PROCEDIMENTO DA BUSCA EXAUSTIVA

O objetivo da busca exaustiva é ajustar o modelo teórico às curvas do fabricante por meio da determinação de um conjunto de parâmetros de projeto que reduza ao máximo o erro médio quadrático calculado pela Equação 5.14. No total, realizam-se seis buscas exaustivas com o auxílio de um programa escrito em linguagem de progra-

mação C. Em cada uma, avaliam-se 15625 conjuntos de parâmetros, alternando-se entre todas as combinações possíveis com os seis parâmetros de projeto assumindo cinco valores diferentes. Para cada uma das buscas, o conjunto de parâmetros obtido ao final, o erro médio quadrático correspondente e o percentual de soluções em que houve convergência são apresentados na Tabela 5.6. Em diante, adota-se para este estudo o conjunto de parâmetros de projeto determinados na sexta (última) busca exaustiva.

Tabela 5.6: Conjunto de parâmetros de projeto que oferecem o menor erro para cada uma das buscas.

	1	2	3	4	5	6
$\varepsilon_{\text{intermediário}}$	0,45	0,50	0,60	0,65	0,55	0,65
\dot{m}_{bomba} [kg/s]	0,3	0,4	0,5	0,6	0,5	0,6
UA _{evaporador} [kW/°C]	8,0	9,5	10,5	11,5	14,0	18,0
UA _{condensador} [kW/°C]	9,5	10,0	11,0	11,5	14,0	18,0
UA _{absorvedor} [kW/°C]	8,0	7,5	8,0	8,5	9,5	9,0
UA _{gerador} [kW/°C]	3,50	3,50	3,25	3,00	2,80	2,70
E [kW]	5,46	5,40	5,31	5,25	5,23	5,13
Convergência [%]	36,0	60,4	60,5	35,3	21,4	37,7

5.5 RESULTADOS

Os resultados do modelo e os dados de desempenho do fabricante são comparados através das Figuras 5.6-5.10, nas quais se apresentam as curvas teóricas e reais para as potências térmicas transferidas no gerador e no evaporador em função da temperatura da água quente. A diferença entre as Figuras 5.6-5.10 reside nas condições de temperatura para a água de resfriamento e para a água gelada na saída do evaporador.

De uma forma geral, nota-se boa concordância entre os resultados do modelo teórico e os dados do equipamento real. No entanto, para a condição com a água de resfriamento a 29,4°C e com a água gelada saindo a 7,2°C (Figura 5.7), o erro associado ao modelo revela-se alto ao longo de toda a faixa de temperatura da água quente, tornando-se ainda maior para a extremidade de temperatura baixa. Por último, destaque-se que há boa concordância também para a condição com a água de resfriamento a 32,2°C e com a água gelada saindo a 9,0°C (Figura 5.10), embora não se considere no cálculo do erro pela Equação

5.14 o valor de $32,2^{\circ}\text{C}$ para a temperatura da água de resfriamento (Tabela 5.5).

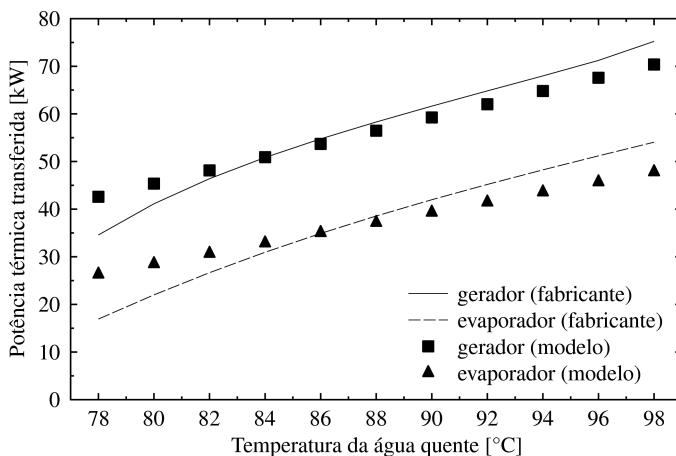


Figura 5.6: Comparação entre o modelo teórico e os dados do fabricante para a condição com água de resfriamento a $26,7^{\circ}\text{C}$ e água gelada a $7,2^{\circ}\text{C}$ na saída do evaporador.

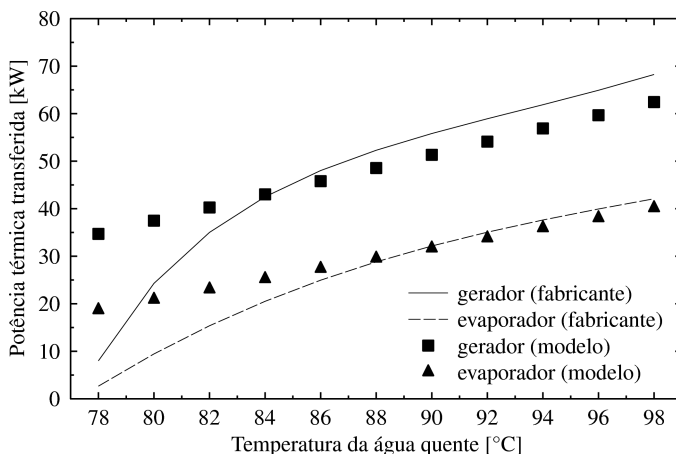


Figura 5.7: Comparação entre o modelo teórico e os dados do fabricante para a condição com água de resfriamento a $29,4^{\circ}\text{C}$ e água gelada a $7,2^{\circ}\text{C}$ na saída do evaporador.

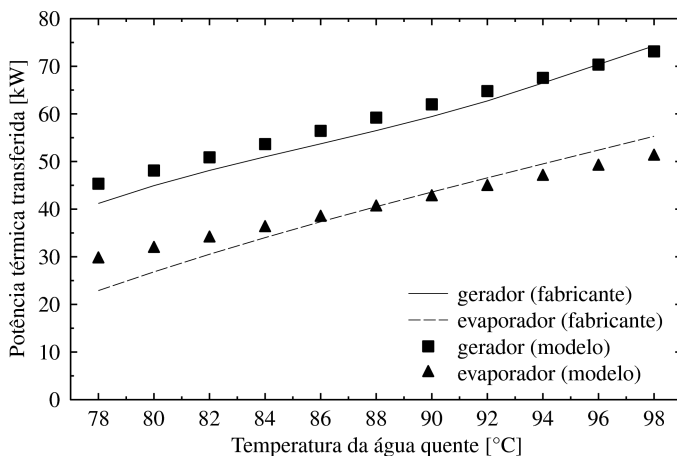


Figura 5.8: Comparação entre o modelo teórico e os dados do fabricante para a condição com água de resfriamento a 26,7°C e água gelada a 9,0°C na saída do evaporador.

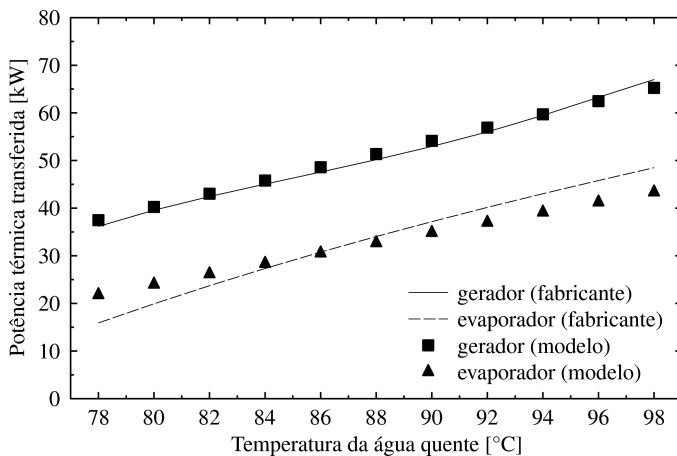


Figura 5.9: Comparação entre o modelo teórico e os dados do fabricante para a condição com água de resfriamento a 29,4°C e água gelada a 9,0°C na saída do evaporador.

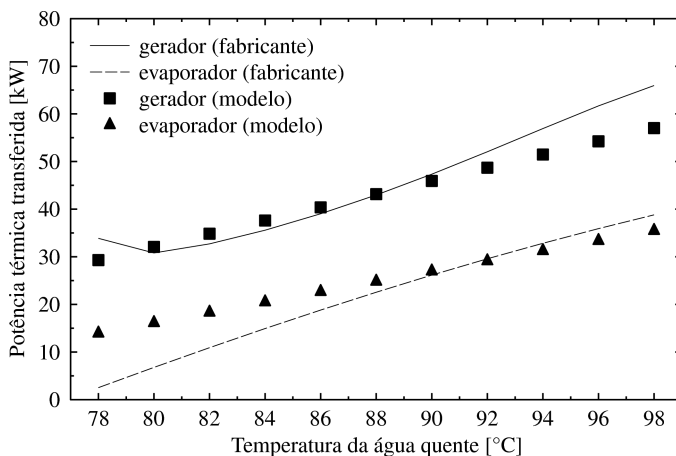


Figura 5.10: Comparação entre o modelo teórico e os dados do fabricante para a condição com água de resfriamento a 32,2°C e água gelada a 9,0°C na saída do evaporador.

5.6 CRISTALIZAÇÃO

A cristalização consiste na possível precipitação de cristais de brometo de lítio quando a sua fração mássica ultrapassa o limite de solubilidade da mistura de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. O limite de solubilidade apresenta uma dependência forte com a temperatura e uma dependência fraca com a pressão. Para a condição de saturação, representa-se esse limite pela linha de cristalização exibida na Figura 5.11. O precipitado sólido que se forma no equipamento tende a aderir às tubulações e, se as condições desfavoráveis são mantidas, pode causar uma obstrução completa, impedindo o escoamento do fluido. O bloqueio do escoamento tende a ocorrer na corrente que deixa o trocador de calor intermediário em direção ao absorvedor, onde as temperaturas são baixas e as concentrações de brometo de lítio são altas. Pela Figura 5.11, confirma-se que o ponto crítico do ciclo realmente está localizado na entrada da solução no absorvedor (ponto 6).

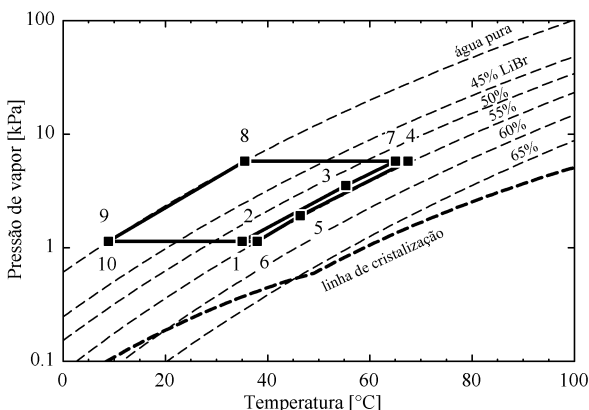


Figura 5.11: Diagrama de Dühring com água quente a 88°C, água de resfriamento a 29,4°C, água gelada saindo a 9,0°C e para os parâmetros obtidos ao fim da última busca exaustiva.¹⁸

Os fabricantes geralmente providenciam alguns controles que identificam a possibilidade da cristalização e tomam decisões apropriadas para prevenir o problema. Uma abordagem para evitar a cristalização é garantir que a fração mássica de brometo de lítio na solução nunca ultrapasse um limite de segurança especificado (por exemplo, 65%). Essa restrição é suficiente para evitar a formação de cristais, desde que as condições de temperatura permaneçam dentro da faixa de operação do equipamento (HEROLD *et al.*, 1996).

Pelos resultados do modelo termodinâmico, verifica-se que a fase líquida da mistura bifásica que deixa a válvula de expansão em direção ao absorvedor (ponto 6) apresenta uma fração mássica de brometo de lítio relativamente baixa (< 59%) para uma ampla faixa de operação do ciclo: temperatura da água quente entre 75 e 100°C; temperatura da água de resfriamento entre 14 e 39°C; e temperatura da água gelada na entrada do evaporador a 14°C. Observando-se que a saída da válvula de expansão representa o ponto crítico do ciclo em termos da cristalização e que o valor máximo para a fração mássica obtido do modelo é bastante inferior ao limite de 65% dado como orientação por Herold *et al.* (1996), opta-se por não se incluir nenhum dispositivo de segurança na modelagem do ciclo e por não se estabelecer nenhum

¹⁸ Os estados sub-resfriados (pontos 2, 3 e 5) são representados na temperatura e na fração mássica correspondente, embora não se atribua nesses casos nenhum significado para a coordenada de pressão de vapor.

limite para a validade do modelo em relação a esse fenômeno. No entanto, pela sua formulação simplificada, inclusive pela hipótese de regime permanente, existe a possibilidade de que o modelo não capte condições extremas que causem a cristalização em pontos específicos do equipamento ou durante a transição do ciclo entre dois pontos de operação.

O diagrama de Dühring apresentado na Figura 5.11 relaciona a temperatura, a pressão de vapor e a concentração da solução de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ para a condição de saturação. Gerou-se o diagrama com base no conjunto de parâmetros de projeto determinados na última busca exaustiva. Para esse exemplo, foram escolhidos os valores nominais de vazão e de temperatura para a água quente, para a água de resfriamento e para a água gelada na entrada do evaporador (Tabela 5.1).

5.7 POLINÔMIOS DE DESEMPENHO

Para a geração dos polinômios de desempenho, adota-se um procedimento semelhante ao apresentado na Seção 4.10. Primeiramente, toma-se o modelo termodinâmico elaborado e definem-se como variáveis independentes as temperaturas de entrada da água quente e da água de resfriamento. Julga-se que somente essas duas variáveis tenham um impacto significativo sobre o desempenho do ciclo durante a simulação da planta. As vazões da água quente e da água de resfriamento são desconsideradas porque sempre se adotam os seus valores nominais durante simulação da planta. A vazão e a temperatura da água gelada são desconsideradas porque não se modela neste estudo a carga térmica para o ciclo de refrigeração e consequentemente se avalia apenas o potencial de geração de frio pela planta. Dessa forma, a temperatura de entrada da água gelada e todas as três vazões permanecem constantes e assumem os valores referentes à condição nominal do equipamento (Tabela 5.1).

Gera-se a partir do modelo uma grande quantidade de dados de desempenho para o ciclo, abrangendo-se todo o domínio demarcado pelos limites especificados na Tabela 5.7. Em seguida, com base nesses dados, criam-se polinômios no EES através de ajustes de curva para as seguintes variáveis dependentes: potência térmica fornecida e capacidade de refrigeração. A validade dos polinômios limita-se aos intervalos escolhidos para a geração dos dados originais (Tabela 5.7), os quais são idênticos para as duas variáveis dependentes. A qualidade dos ajustes pode ser avaliada em termos do coeficiente de correlação (r^2) e

do erro médio quadrático (RMS), apresentados na Tabela 5.8. Os polinômios de desempenho estão disponíveis no Apêndice.

Tabela 5.7: Intervalos escolhidos para os ajustes.

Variável independente	Intervalo
Temperatura da água quente na entrada	75 a 100°C
Temperatura da água de resfriamento na entrada	14 a 39°C

Tabela 5.8: Coeficiente de correlação e erro médio quadrático para os ajustes.

Variável dependente	Erro RMS [kW]	r ²
Potência térmica fornecida	0,265	0,9998
Capacidade de refrigeração	0,228	0,9998

5.8 MÓDULO PARA O TRNSYS

Para o desenvolvimento de um módulo para o ciclo de absorção no *software* TRNSYS, adota-se um procedimento semelhante ao apresentado na Seção 4.11. O módulo tem como parte central os polinômios de desempenho descritos na seção anterior. O módulo recebe, como dados de entrada, as temperaturas da água quente e da água de resfriamento. A temperatura de entrada da água gelada e todas as três vazões assumem os valores nominais do equipamento. A potência térmica fornecida e a capacidade de refrigeração são calculadas com base nos polinômios de desempenho. A potência de resfriamento é determinada através de um balanço de energia. O módulo emite, como dados de saída, a capacidade de refrigeração, a potência térmica fornecida e a potência de resfriamento e as temperaturas de saída das três correntes de água.

5.9 RESUMO DAS HIPÓTESES DO MODELO

Sintetizam-se em seguida as principais hipóteses adotadas para a elaboração deste modelo do ciclo de absorção: considera-se operação em regime permanente; desprezam-se as variações de energia potencial e de energia cinética para o fluido de trabalho; despreza-se a perda de carga e assim se consideram apenas dois níveis de pressão para o ciclo; despreza-se a perda de calor para o ambiente; admitem-se vazão constante e compressão isentrópica para a bomba da solução; admite-se efetividade constante para o trocador de calor intermediário; desprezam-

se as variações dos calores específicos e dos coeficientes de transferência de calor ao longo da área dos trocadores externos; admitem-se condutâncias térmicas constantes para os trocadores externos; consideram-se somente ganho e perda de calor sensível para as correntes externas; admite-se concentração nula de brometo de lítio para o vapor de água gerado; considera-se estado de solução saturada para os pontos 1 e 4; considera-se estado de líquido saturado para o ponto 8; considera-se estado de vapor saturado para o ponto 10; ignoram-se o superaquecimento do vapor no ponto 7 e o sub-resfriamento da solução no ponto 3 para o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica no condensador e no gerador; e desconsidera-se o fenômeno da cristalização.

5.10 OPORTUNIDADES PARA MELHORIA DO MODELO

A modelagem proposta neste estudo pode ser aprimorada no caso de haver mais informações sobre o equipamento, com destaque para: a consideração da perda de carga ao longo dos trocadores de calor em função da vazão do fluido de trabalho; e a determinação precisa dos coeficientes de transferência de calor através de correlações adequadas à geometria e à natureza do escoamento através dos trocadores de calor. Uma alternativa para a determinação precisa do coeficiente de transferência de calor por correlações específicas seria a aplicação de uma correção aproximada ao valor nominal do coeficiente em função da vazão dos fluidos através dos trocadores.

A hipótese de condutância térmica constante para os trocadores externos não é razoável, principalmente pela forte dependência da condutância térmica com a vazão dos fluidos. Mesmo quando se trabalha com vazões fixas para as correntes externas de água, as vazões do lado interno podem sofrer uma variação grande em condições de carga parcial. Nessas situações, se a maior restrição para a transferência de calor estiver no lado interno do trocador de calor, o erro associado aos resultados do modelo com condutância térmica constante tende a ser maior. Portanto, com a remoção da hipótese de condutância térmica constante, existe a possibilidade de que a busca exaustiva aproxime ainda mais os resultados do modelo teórico aos dados do equipamento real. A hipótese de efetividade constante para o trocador de calor intermediário também pode ser removida e a abordagem da diferença de temperatura média logarítmica pode ser aplicada em substituição.

Na ausência de informações adicionais, ainda se pode aplicar esta metodologia na forma como proposta neste estudo e tentar uma aproximação maior dos resultados do modelo aos dados do fabricante por meio da realização de novas buscas exaustivas. Conclui-se que ainda se dispõe de espaço para o melhoramento da aderência do modelo, uma vez que se constata, através da variação dos parâmetros de projeto, que não se atingiu um ótimo local ao fim da última busca exaustiva. Entretanto, destaque-se que a redução obtida para o erro médio quadrático com a variação dos parâmetros revela-se pequena.

6 SÍNTESE DO MODELO DE SIMULAÇÃO

Diferentes configurações são consideradas para a planta em estudo, as quais servem de base para as análises apresentadas no Capítulo 7. Em todas as configurações, gera-se energia elétrica a partir do ciclo de Rankine como produto principal. Porém, o calor para a geração de energia elétrica pode ser obtido exclusivamente dos coletores solares ou pode ser complementado por uma fonte auxiliar de energia. Possivelmente, gera-se também água gelada a partir do ciclo de absorção como um subproduto da planta. O calor para a produção de água gelada pode ser extraído do circuito de resfriamento do ciclo de Rankine ou diretamente do circuito do campo de coletores. Adicionalmente, a planta pode incorporar diferentes formas de armazenamento térmico. Em relação ao campo de coletores, pode ser mais interessante trabalhar com vazão constante ou com vazão variável para o fluido térmico. Entre todas as combinações possíveis em relação aos aspectos agora mencionados, seis configurações são escolhidas e descritas em maiores detalhes nas Seções 6.1 e 6.2.

Não se inclui armazenamento térmico e aquecimento auxiliar em uma mesma configuração. Pressupõe-se que o alto custo de sistemas de armazenamento de calor apenas se justifica quando o aprimoramento da capacidade de despacho pela planta não pode ser realizado por uma fonte convencional de energia com baixo custo. Em vez de armazenamento térmico, as usinas SEGS II-IX usam complemento de gás natural para a garantia de despacho de energia elétrica pela planta (HERRMANN *et al.*, 2004). Atualmente, a usina SEGS I também não apresenta armazenamento térmico, porém o gás natural é destinado apenas ao superaquecimento do vapor no ciclo de potência (PRICE *et al.*, 2002).

Para as configurações em que a planta produz água gelada, nunca se utiliza mais de um *chiller* e assim se considera sempre uma capacidade de refrigeração de 10 TR. Em relação ao ciclo de potência, existe uma limitação imposta pelo equipamento adotado neste estudo. O fabricante fornece um equipamento compacto, o que impossibilita a alteração de sua estrutura interna. Consequentemente, o ciclo de potência interage com o restante da planta apenas através das correntes de fluido térmico no gerador de vapor e de água de resfriamento no condensador. Não se pode, por exemplo, fornecer o calor obtido de uma fonte convencional de energia diretamente ao fluido de trabalho do ciclo

de potência. Havendo uma fonte convencional de energia para a geração de eletricidade, o fornecimento deve ser realizado indiretamente por meio do aquecimento do fluido térmico no circuito do campo de coletores. Destaque-se que, nas usinas SEGS, o calor gerado pela queima de gás natural pode ser adicionado ao fluido térmico (PRICE *et al.*, 2002) ou diretamente ao vapor de água no ciclo de potência, anteriormente à entrada do vapor na turbina (COHEN *et al.*, 1999).

Nos capítulos anteriores, foram descritos em detalhes os principais subsistemas da planta: campo de coletores, ciclo de Rankine e ciclo de absorção. Neste capítulo, faz-se uma síntese do modelo de simulação completo, descrevendo-se os demais componentes da planta ainda não abordados, como reservatórios térmicos, controladores e a torre de resfriamento, bem como aspectos do próprio modelo ainda não discutidos, como os dados meteorológicos, a perda térmica ao longo da planta e o consumo parasita de energia elétrica pelos diversos equipamentos. Os módulos do *software* TRNSYS (TYPEs) utilizados para a modelagem de alguns dos componentes da planta também são identificados.

6.1 CONFIGURAÇÕES DA PLANTA SEM O CICLO DE ABSORÇÃO

Nas quatro primeiras configurações (A, B, C e D), não se inclui o ciclo de absorção e assim se gera como produto somente energia elétrica. As quatro configurações diferem fundamentalmente pelo conceito de armazenamento, pela existência de uma fonte complementar de energia e pela forma de controle da vazão através do campo de coletores.

6.1.1 CONFIGURAÇÃO A: AQUECEDOR AUXILIAR

O fluido térmico na entrada do gerador de vapor do ciclo de Rankine é aquecido por uma fonte complementar de energia até um nível especificado de temperatura. Quando a radiação solar está disponível, o fluido térmico é bombeado através do campo de coletores, economizando toda ou parte da energia consumida pelo aquecedor auxiliar. Não há armazenamento de calor. Apenas se inclui um vaso de expansão, que é indispensável para a acomodação do fluido térmico com a dilatação causada pelo aumento de temperatura. Para o fluido térmico, adota-se uma vazão constante e de mesmo valor no campo de coletores e no gerador de vapor do ciclo de Rankine.

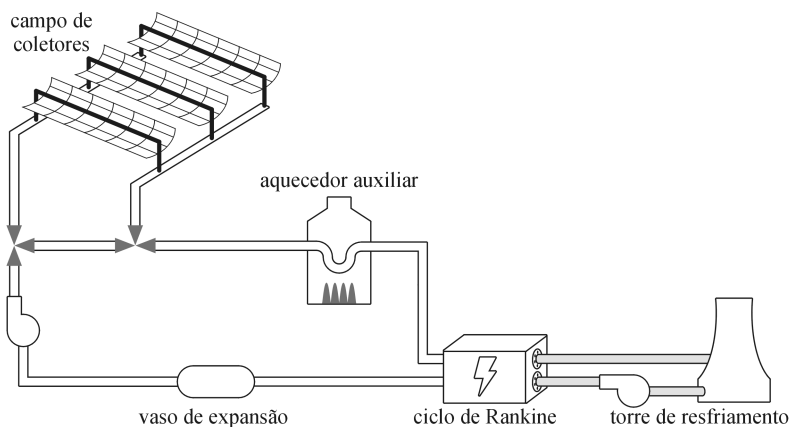


Figura 6.1: Disposição dos componentes na configuração A.

6.1.2 CONFIGURAÇÃO B: DOIS RESERVATÓRIOS

Não há fonte complementar de energia. Armazenamento de calor é realizado por dois reservatórios, nos quais o volume de fluido térmico varia durante a operação da planta. Um reservatório na entrada do gerador de vapor do ciclo de Rankine acumula o fluido quente quando o calor disponível pelos coletores é maior que a carga térmica do ciclo de potência. Analogamente, um reservatório na entrada do campo de coletores acumula o fluido frio quando o calor disponível pelos coletores é menor que a carga térmica. Varia-se continuamente a vazão através do campo para que se alcance um nível especificado de temperatura para o fluido térmico. Adota-se uma vazão constante para o fluido térmico através do gerador de vapor do ciclo de Rankine. Obviamente, o campo de coletores e o ciclo de Rankine são desativados sempre que se esvaziam completamente os respectivos reservatórios, independentemente de qualquer outra condição. Ambos são reativados somente quando se atinge um volume de fluido nos reservatórios que corresponda a uma hora de vazão através do gerador de vapor do ciclo de Rankine. Adota-se também a configuração B quando se deseja analisar a planta sem fonte complementar de energia e com um armazenamento térmico mínimo. Ambos os reservatórios são então reduzidos a volumes pequenos, servindo apenas para a suavização dos efeitos transientes oriundos da radiação intermitente durante a passagem de nuvens.

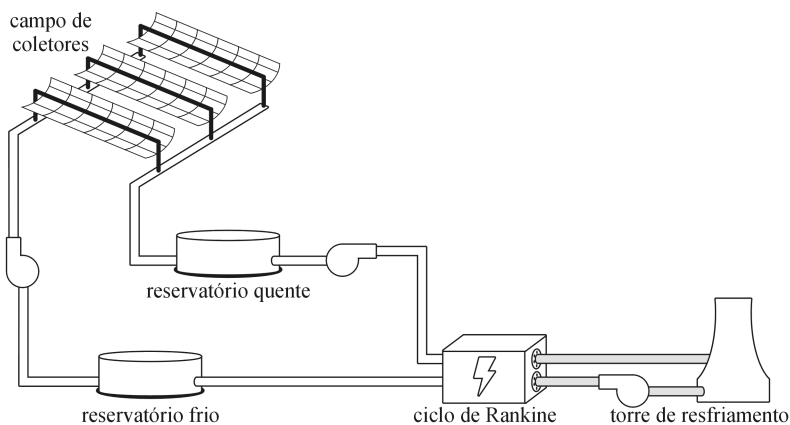


Figura 6.2: Disposição dos componentes na configuração B.

6.1.3 CONFIGURAÇÃO C: UM RESERVATÓRIO ESTRATIFICADO COM ENTRADA FIXA

Não há fonte complementar de energia. Armazenamento de calor é realizado por meio de um único reservatório com estratificação térmica, a qual se estabelece naturalmente pela diferença de densidade entre as camadas quentes, que tendem a permanecer no topo, e as camadas frias, que tendem a permanecer na base. Dessa forma, o fluido frio na entrada do campo de coletores deve ser extraído da base do reservatório e o fluido aquecido deve retornar para a sua parte superior. Analogamente, o fluido quente na entrada do gerador de vapor do ciclo de Rankine deve ser extraído do topo do reservatório e deve retornar para a sua base. Na configuração C, a entrada do fluido oriundo do campo de coletores ocorre sempre pelo topo do reservatório (entrada fixa). Consequentemente, para que não se misture o fluido e assim se maximize o grau de estratificação, o fluido oriundo do campo de coletores entra no reservatório sempre com um nível de temperatura especificado, o que se consegue com uma vazão variável para o fluido térmico através do campo de coletores. Adota-se uma vazão constante para o fluido térmico através do gerador de vapor do ciclo de Rankine. O ciclo é ativado sempre que a temperatura média do topo do reservatório (10% do volume total) sobe acima de um limite superior especi-

ficado e é desativado somente quando a temperatura média desce abaixo de um limite inferior também especificado.

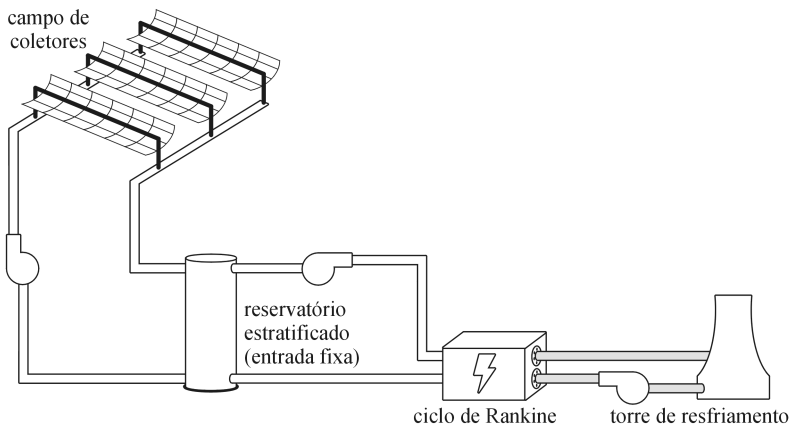


Figura 6.3: Disposição dos componentes na configuração C.

6.1.4 CONFIGURAÇÃO D: UM RESERVATÓRIO ESTRATIFICADO COM ENTRADA VARIÁVEL

Não há fonte complementar de energia. Assim como na configuração C, armazenamento de calor é realizado por meio de um único reservatório com estratificação térmica, a qual se estabelece naturalmente pela diferença de densidade entre o fluido quente e o fluido frio. Para o ciclo de Rankine, o fluido térmico é extraído do topo do reservatório e reintroduzido na sua base. Para o campo de coletores, o fluido é extraído da base. No entanto, para que não se misture o fluido e assim se maximize o grau de estratificação, considera-se na configuração D a existência de um dispositivo que assegure a entrada do fluido aquecido pelo campo de coletores em um nível do reservatório que se encontre mais próximo de sua temperatura (entrada variável). Atualmente se dispõe de diferentes dispositivos para esse fim (PILKINGTON, 2000). Por simplicidade, uma vez que não existe a necessidade de que o fluido oriundo do campo de coletores entre no reservatório sempre com a mesma temperatura, adota-se uma vazão constante para o fluido térmico através do campo de coletores. Adota-se também uma vazão constante para o fluido térmico através do gerador de vapor do ciclo de Rankine. O ciclo é ativado sempre que a temperatura média do topo do reserva-

tório (10% do volume total) sobe acima de um limite superior especificado e é desativado somente quando a temperatura média desce abaixo de um limite inferior também especificado.

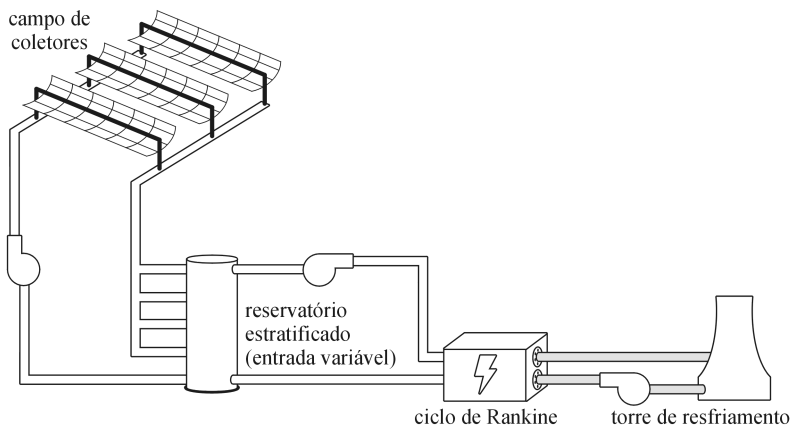


Figura 6.4: Disposição dos componentes na configuração D.

6.2 CONFIGURAÇÕES DA PLANTA COM O CICLO DE ABSORÇÃO

Nas duas últimas configurações (E e F), inclui-se o ciclo de absorção e assim se gera como produto tanto energia elétrica quanto água gelada. Ambas as configurações possuem, para o campo de coletores, um circuito idêntico ao circuito da configuração A (com aquecedor auxiliar). As configurações diferem entre si fundamentalmente pela fonte do calor suprido para a produção de água gelada no ciclo de absorção.

6.2.1 CONFIGURAÇÃO E: PRODUÇÃO DE ÁGUA GELADA SEM USO DE CALOR RESIDUAL

O calor necessário para a produção de água gelada é extraído do circuito do campo de coletores por meio de um trocador de calor, o qual resfria o fluido térmico e aquece a água no interior de um tanque. A principal função do tanque é manter a temperatura da água dentro do intervalo de operação do ciclo de absorção. A bomba que circula a água através do trocador de calor é ativada sempre que a temperatura média do tanque desce abaixo de um limite inferior especificado e é desativada

somente quando a temperatura média sobe acima de um limite superior também especificado. Um circuito adicional transfere o calor do tanque para o gerador do ciclo de absorção. As correntes de água de resfriamento que passam pelo ciclo de Rankine e pelo ciclo de absorção são levadas até a torre de resfriamento para a rejeição de calor para a atmosfera. Portanto, na configuração E, o calor residual do ciclo de Rankine não é aproveitado.

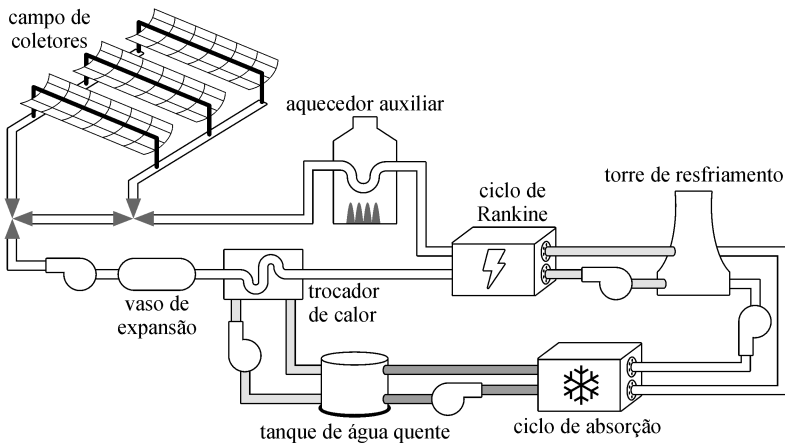


Figura 6.5: Disposição dos componentes na configuração E.

6.2.2 CONFIGURAÇÃO F: PRODUÇÃO DE ÁGUA GELADA COM USO DE CALOR RESIDUAL

O calor necessário para a produção de água gelada é extraído do ciclo de Rankine por meio de uma corrente de água que deixa a torre de resfriamento, atravessa o condensador do ciclo de Rankine e chega a um tanque de água quente. Duas correntes deixam o tanque, uma em direção ao gerador do ciclo de absorção e outra em direção à torre de resfriamento. Portanto, na configuração F, o calor residual do ciclo de Rankine é aproveitado. A água quente oriunda do condensador tende a manter a temperatura do tanque dentro do intervalo de operação do ciclo de absorção, o que se consegue com uma vazão menor no condensador em relação ao valor da condição nominal. A principal função do tanque é atenuar as variações na temperatura de fornecimento de calor ao ciclo de absorção. O ciclo de absorção é ativado sempre que a temperatura média do tanque sobe acima de um limite superior especificado e é desativado

somente quando a temperatura média desce abaixo de um limite inferior também especificado. Uma corrente que sai do tanque de água quente e a corrente que passa pelo gerador do ciclo de absorção são misturadas e levadas até a torre de resfriamento para a rejeição de calor para a atmosfera. Um circuito independente é responsável pelo resfriamento do ciclo de absorção.

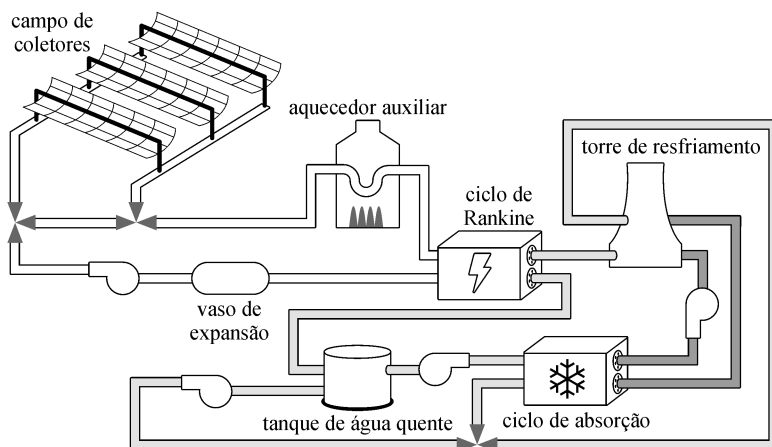


Figura 6.6: Disposição dos componentes na configuração F.

6.3 RESERVATÓRIOS TÉRMICOS

Entre as diversas opções de armazenamento térmico disponíveis, este estudo adota o armazenamento em óleo mineral (ganho de calor sensível) com sistemas de dois reservatórios e também com sistemas de um único reservatório estratificado.¹⁹ Embora o armazenamento em óleo mineral não se adeque aos requisitos de alta temperatura de grandes usinas, a temperatura máxima de operação do coletor solar compacto IST-PT, adotado neste estudo, já se encontra abaixo do limite típico de um óleo mineral. Um outro motivo para a adoção de armazenamento de calor diretamente no fluido térmico reside no fato de que sistemas de armazenamento mais complexos geralmente exigem a implantação de um controle eficaz para a carga e a descarga do sistema, o que está fora do escopo deste estudo. Nos experimentos da planta solar de Willard, por exemplo, tubulações e controles inadequados provocavam uma

¹⁹ Os conceitos de armazenamento térmico são discutidos na Seção 2.3. A escolha do óleo mineral específico é descrita na Seção 6.13.

operação instável do ciclo de Rankine pelas variações no fornecimento de fluido térmico entre o campo de coletores e o reservatório (FENTON *et al.*, 1984). De fato, para usinas com ciclos de Rankine orgânicos, devido às temperaturas mais baixas de operação, Price e Hassani (2002) sugerem o armazenamento em um fluido térmico barato como o Caloria HT 43 com um sistema simples de dois reservatórios, semelhante ao sistema de armazenamento térmico inicialmente implantado na usina SEGS I. Em todas as situações, adota-se como reservatório um ou dois vasos cilíndricos montados na posição vertical.

6.3.1 VOLUME DE ARMAZENAMENTO

O armazenamento térmico em uma usina heliotérmica com fonte exclusivamente solar pode assumir três funções: suavizar os efeitos de radiação intermitente, aumentar o período total de despacho de energia elétrica ou simplesmente atrasar o período de despacho em relação ao período de captação da radiação solar. Na ocorrência de radiação intermitente por períodos curtos, um reservatório pequeno pode evitar que o ciclo de potência gere energia elétrica com baixa eficiência devido à frequente operação da turbina com carga parcial e em modo transiente, caso não haja uma fonte complementar de energia (PILKINGTON, 2000). O deslocamento do despacho é interessante porque permite que a energia elétrica seja gerada em horários do dia em que a demanda costuma ser maior. Para o dimensionamento do volume de fluido térmico destinado ao armazenamento de calor, tomam-se como referência os valores típicos de horas de operação em carga total apresentados por Pilkington (2000), os quais são reproduzidos na Tabela 6.1. Os valores variam de acordo com a função destinada ao armazenamento.

Tabela 6.1: Valores típicos de tempo de operação em carga total para o dimensionamento de armazenamentos térmicos com diferentes funções.

Função do armazenamento térmico	Tempo de operação em carga total [h]
Suavização de efeitos transientes	1 (máximo)
Deslocamento do período de despacho	3-6
Aumento do período de despacho	3-12

Fonte: Pilkington (2000).

Considerando-se a vazão de fluido térmico requerida pelo ciclo de Rankine na condição nominal (2,010 kg/s) e a massa específica do

fluido Xceltherm 600 a 210°C ($736,4 \text{ kg/m}^3$), obtém-se um volume de aproximadamente 10 m^3 para cada hora de armazenamento. Dessa forma, opta-se por utilizar neste estudo volumes desde 10 m^3 (para suavização de efeitos transientes) até 90 m^3 (para aumento do período de despacho).

6.3.2 ISOLAMENTO TÉRMICO

Para o cálculo das perdas térmicas em todos os reservatórios de fluido térmico, tanto nos sistemas com dois reservatórios quanto nos sistemas com reservatório estratificado, leva-se em conta somente a resistência térmica imposta por uma camada de isolante com espessura uniforme nas laterais, na base e no topo do reservatório. Com base nas informações apresentadas por Larson (1987) sobre a planta solar de Coolidge, adota-se fibra de vidro como material isolante e considera-se uma espessura de isolamento de $0,3 \text{ m}$. A condutividade térmica da fibra de vidro para a temperatura de 300 K é obtida das tabelas de propriedades de Incropera *et al.* (2007).

6.3.3 SISTEMAS COM DOIS RESERVATÓRIOS

Nesses sistemas, utiliza-se para a modelagem de cada reservatório o módulo TYPE 39, o qual se encontra disponível pela biblioteca padrão do TRNSYS. O módulo considera um reservatório completamente misturado (temperatura uniforme) e permite a variação do volume de fluido em seu interior. Mais especificamente, o nível de fluido dentro do reservatório varia sempre que a vazão na sua entrada difere da vazão na sua saída, desde que o reservatório não se encontre totalmente cheio ou totalmente vazio. Para o fator de forma do reservatório, definido como a razão entre o diâmetro e a altura, toma-se como referência as dimensões dos sistemas de dois reservatórios considerados por Herrmann *et al.* (2004) e adota-se o valor de $1,4$.

6.3.4 SISTEMAS COM UM RESERVATÓRIO ESTRATIFICADO

Nesses sistemas, utiliza-se para a modelagem do reservatório o módulo TYPE 4, o qual se encontra disponível pela biblioteca padrão do TRNSYS. O módulo considera um vaso contendo um volume de fluido constante (completamente cheio) e permite a estratificação térmica do fluido em seu interior. Adota-se um total de dez nós uniformemente espaçados ao longo de sua altura para que se leve em conta os efeitos da

estratificação. Em relação à entrada do fluido aquecido no reservatório, existem dois modos de operação: com entrada fixa e com entrada variável. Com entrada fixa, o fluido aquecido é introduzido sempre no topo do reservatório. Com entrada variável, o fluido é introduzido no nível mais próximo de sua temperatura. Os dois modos de operação diferem apenas em relação à entrada do fluido quente. O restante do modelo mostra-se idêntico. Para o fator de forma do reservatório, definido como a razão entre o diâmetro e a altura, toma-se como referência as dimensões do reservatório estratificado descrito por Larson (1987) e adota-se o valor de 0,28.

6.4 CAMPO DE COLETORES

Dimensiona-se o campo de coletores de acordo com a configuração da planta. A área total do campo assume valores distintos, dependendo da existência de armazenamento térmico. Para as configurações sem armazenamento, pretende-se maximizar a participação da energia solar sem que haja excedente pelo campo de coletores, o qual não poderia ser aproveitado devido à ausência de armazenamento. Portanto, dimensiona-se o campo para que a energia solar possa satisfazer completamente a carga térmica do ciclo de Rankine em condições de pico. Considerando-se a estimativa do fabricante para o calor entregue por um coletor em condições de pico (7,0 kW) e o calor requerido no gerador de vapor do ciclo de Rankine para a condição nominal (742,0 kW), conclui-se que seria necessário um total de 106 coletores. Opta-se por um valor ligeiramente maior. Dessa forma, emprega-se um campo com 108 coletores e com uma área de 1425,6 m². Esse valor refere-se à soma das áreas de abertura de todos os coletores do campo. Em relação ao arranjo dos coletores, opta-se por dividir o campo em dois circuitos contendo nove fileiras paralelas de seis coletores. Adota-se um espaçamento de 5,8 m entre as fileiras.

Neste estudo, a função destinada ao armazenamento é o aumento da geração total de energia elétrica pela planta. Dessa forma, considera-se uma área maior para o campo de coletores em todas as configurações com armazenamento térmico para que se gere um excedente de calor e assim se avalie o aumento do período de despacho com maiores capacidades de armazenamento. Opta-se por dobrar a área do campo de coletores em relação ao valor para as configurações sem armazenamento. Portanto, emprega-se um campo com 216 coletores e com uma área de 2851,2 m². Em relação ao arranjo dos coletores, opta-se por

dividir o campo em três circuitos contendo nove fileiras paralelas de oito coletores. Adota-se também um espaçamento de 5,8 m entre as fileiras. Nos dois casos (com e sem armazenamento), os valores para o espaçamento entre fileiras paralelas e para a quantidade de coletores por fileira são definidos tomando-se como referência as orientações do fabricante do coletor IST-PT, as quais são apresentadas nas Seções 3.3.1 e 3.3.2. A estimativa para o consumo de potência elétrica pelos motores de rastreamento do campo de coletores é discutida posteriormente na Seção 6.14.2.

6.5 EIXO DE RASTREAMENTO DOS COLETORES

Os coletores solares adotados para este estudo apresentam um sistema rastreamento em um único eixo para que se consiga a concentração da radiação solar no tubo receptor, o qual passa ao longo da linha focal do espelho concentrador. Emprega-se um eixo de rastreamento posicionado horizontalmente e na direção norte-sul. De acordo com as conclusões de Odeh *et al.* (2003) para a cidade de Darwin na Austrália, com latitude de 12,5° (sul), um coletor com eixo norte-sul recebe mais radiação solar ao longo do ano que um coletor com eixo leste-oeste. Além disso, um coletor com eixo norte-sul recebe mais radiação no período do verão, quando o consumo de energia elétrica costuma ser mais alto. Destaque-se também que o emprego de um eixo na direção norte-sul torna-se mais vantajoso para latitudes maiores.

6.6 VASO DE EXPANSÃO

Em todas as configurações da planta sem armazenamento térmico, utiliza-se um vaso de expansão no circuito do campo de coletores. Na ausência de um reservatório, surge a necessidade de um componente que acomode o fluido térmico com a dilatação causada pelo aumento de temperatura. Inclui-se o vaso de expansão nas simulações para que se leve em conta os efeitos de capacitância térmica do fluido em seu interior e para que se promova a solução numérica pelo método de substituição sucessiva, o qual pode apresentar problemas de convergência em sistemas com armazenamento insignificante. Adota-se para a modelagem do vaso de expansão o módulo TYPE 4. Admite-se para este estudo que a temperatura ao longo do vaso seja uniforme, embora o módulo permita a estratificação térmica do fluido. Além disso, desprezam-se as perdas térmicas para o ambiente. Patnode (2006) comenta que a desconsideração da capacitância térmica não se mostra

razoável apenas durante o aquecimento do campo de coletores no período da manhã.

O vaso de expansão é dimensionado com base nas orientações do fabricante do fluido térmico Xceltherm 600 (RADCO, 2009). Como regra geral, um vaso de expansão dimensionado de forma adequada para um sistema térmico deve apresentar um volume de aproximadamente 25% (cheio) com a temperatura de partida do sistema e 75% (cheio) com a temperatura de operação, considerando-se a dilatação de todo o fluido térmico ao longo do sistema. Tomando-se como referência os valores de massa específica do fluido Xceltherm 600 a uma temperatura de operação em torno de 280°C e a uma temperatura de partida em torno de 20°C e levando-se em conta o volume de todo o fluido térmico no interior dos tubos absorvedores de um campo de coletores com área de 1425,6 m² (configurações sem armazenamento), obtém-se um valor de 0,7 m³ para a capacidade máxima do vaso de expansão.

6.7 AQUECEDOR AUXILIAR

Em todas as configurações da planta sem armazenamento térmico, utiliza-se um aquecedor auxiliar na entrada do gerador de vapor do ciclo de Rankine para o aquecimento do fluido térmico por uma fonte complementar de energia até um nível especificado de temperatura. Adota-se para a modelagem do aquecedor auxiliar o módulo TYPE 6, o qual se encontra disponível pela biblioteca padrão do TRNSYS. Emprega-se uma potência suficientemente alta para que a carga térmica do ciclo de Rankine seja sempre satisfeita, mesmo quando não se dispõe de radiação solar. Dessa forma, a função do módulo TYPE 6 na simulação reduz-se ao cálculo do calor necessário para que se alcance a temperatura especificada para o fluido térmico na entrada gerador de vapor. Destaque-se que o valor calculado refere-se ao calor entregue ao fluido, não incluindo ineficiências ou perdas para o ambiente. Para que se avalie a energia realmente gasta, como na queima de um combustível, a eficiência do processo em particular deve ser levada em conta quando se analisam os resultados apresentados no Capítulo 7.

6.8 TANQUES DE ÁGUA QUENTE PARA O CIRCUITO DO CICLO DE ABSORÇÃO

Em ambas as configurações da planta com o ciclo de absorção, utiliza-se um tanque de água quente entre a fonte de calor e o gerador do ciclo de absorção, embora a função do tanque não seja a mesma em ambos os casos. Na configuração E, a função do tanque é manter a

temperatura da água quente dentro do intervalo de operação do ciclo de absorção. Na configuração F, a função do tanque é atenuar as variações na temperatura de fornecimento de calor ao ciclo. Adota-se para a modelagem dos tanques o módulo TYPE 4. Assim como para o vaso de expansão, admite-se que a temperatura ao longo dos tanques seja uniforme, embora o módulo permita a estratificação térmica do fluido. Além disso, desprezam-se as perdas térmicas para o ambiente. O volume dos tanques é escolhido como o valor correspondente a uma hora de vazão para a água quente no gerador do ciclo de absorção em sua condição nominal (8585 kg/h). Dessa forma, obtém-se um volume de $8,5 \text{ m}^3$ para o tanque em ambos os casos.

6.9 TROCADOR DE CALOR PARA O CIRCUITO DO CICLO DE ABSORÇÃO

Na configuração E, utiliza-se um trocador de calor para o aquecimento da água quente necessária para a operação do ciclo de absorção. Adota-se para a modelagem do trocador de calor o módulo TYPE 91, o qual se encontra disponível pela biblioteca padrão do TRNSYS. O módulo considera um trocador de calor com capacitância nula e com ganho e perda de calor sensível para os fluidos em ambos os lados. Adicionalmente se admite em sua formulação efetividade constante para o trocador, para a qual se arbitra um valor de 60% durante as simulações da planta. Além disso, para as simulações, ajusta-se a vazão de água (no lado frio do trocador) de forma que se igualem as taxas de capacidade térmica em ambos os lados. Desprezam-se as perdas térmicas para o ambiente.

Opta-se pelo modelo de efetividade constante pelo fato de ser menor o erro gerado ao arbitrar um valor de efetividade em relação a um valor de condutância térmica (produto UA). No entanto, destaque-se que também está disponível pela biblioteca padrão do TRNSYS o módulo TYPE 5, o qual possui um modelo um pouco mais refinado. Um valor para a condutância térmica do trocador deve ser fornecido ao TYPE 5, o qual então calcula a efetividade do trocador para uma das seguintes configurações: casco e tubo, correntes cruzadas, correntes paralelas e correntes contrárias.

6.10 TORRE DE RESFRIAMENTO

Para todas as configurações da planta neste estudo, utiliza-se uma torre de resfriamento evaporativa para a rejeição de calor para a atmosfera. Embora tecnicamente viáveis em ciclos de Rankine orgânicos

(PRICE; HASSANI, 2002), condensadores resfriados a ar são descartados pela disponibilidade de água nas margens do Rio São Francisco, onde se situam as localidades mais promissoras para a instalação de centrais heliotérmicas no Brasil. Com condensadores resfriados a ar, o ciclo de potência apresenta um desempenho pior e mais dependente da temperatura ambiente, o que pode ser um problema em climas mais quentes. Além disso, uma torre evaporativa torna-se indispensável para o ciclo de absorção devido ao maior risco de cristalização da solução aquosa de brometo de lítio com maiores temperaturas de resfriamento (HEROLD *et al.*, 1996).

Adota-se para a modelagem da torre o módulo TYPE 51, o qual se encontra disponível pela biblioteca padrão do TRNSYS. O módulo considera uma torre de resfriamento com diversas células e com um único reservatório de água. Além disso, o módulo considera uma torre aberta, na qual ocorre contato direto entre o ar atmosférico e a água a ser resfriada. Dois arranjos para o escoamento relativo entre o ar e a água são permitidos: correntes cruzadas e correntes contrárias. A formulação do TYPE 51 fundamenta-se em um modelo de efetividade para torres de resfriamento (BRAUN *et al.*, 1989), no qual se utiliza um conceito de efetividade análogo ao conceito aplicado tradicionalmente a trocadores de calor. A abordagem da efetividade, além de precisa, simples e pouco dispendiosa computacionalmente, exige apenas duas constantes empíricas de uma correlação de transferência de massa para a caracterização do desempenho da torre. A estimativa para o consumo de potência elétrica pelo ventilador da torre é discutida posteriormente na Seção 6.14.3.

Nas simulações da planta, considera-se um arranjo de correntes contrárias para o escoamento no interior da torre, adota-se a hipótese de que a água de reposição apresente uma temperatura igual à ambiente, e admite-se pressão atmosférica ao nível do mar para os cálculos de psicrometria, uma vez que todas as localidades escolhidas para as simulações possuem uma atitude relativamente baixa (< 500 m). Além disso, a vazão volumétrica do ar através da torre é ajustada de forma que se torne praticamente unitária a razão entre a vazão mássica do ar e vazão mássica da água a ser resfriada. Para a capacidade do reservatório da torre, adota-se um volume de $4,0 \text{ m}^3$, tomando-se como referência dimensões para as torres do fabricante Alpina Equipamentos Industriais Ltda (ALPINA, 2009). As constantes características da torre, relativas à correlação de transferência de massa, são arbitradas tomando-se como referência os valores para a torre R-2, os quais são determinados por

Braun *et al.* (1989). Por simplicidade, nas configurações da planta com o ciclo de absorção, utiliza-se uma única torre para o resfriamento de ambos os ciclos.

6.11 CONTROLES

Uma planta com um ciclo de Rankine orgânico torna-se muito mais simples que uma planta com o ciclo de Rankine convencional e possibilita uma operação automatizada da instalação, praticamente sem acompanhamento humano. Conforme Canada *et al.* (2005a) e Price e Hassani (2002), o acompanhamento da planta geralmente pode ser realizado remotamente, reduzindo custos de operação e manutenção. Na planta solar de Coolidge, uma operação completamente automatizada para o ciclo de Rankine tornou-se possível (LARSON, 1987). Na planta solar de Willard, projetou-se também o ciclo de Rankine para operação automática em conjunto com o campo de coletores, embora limitações práticas, como a necessidade de verificações, impediram uma operação completamente automatizada (FENTON *et al.*, 1984). Embora diversos autores mencionem a possibilidade de controle automático de uma usina com ciclo de Rankine orgânico, relatos detalhados não foram encontrados na literatura a respeito das formas de controle adotadas para as diversas concepções de centrais heliotérmicas.

Dessa forma, opta-se por controles automáticos, porém bastante simples, baseados em medições de intensidade de radiação solar, de níveis de líquido no interior dos reservatórios e principalmente de temperaturas ao longo da planta.²⁰ Considera-se também um tempo de resposta imediato para todos os controladores. Adicionalmente, valores constantes ao longo do ano inteiro são adotados para diversos ajustes, com destaque para: temperatura requerida na saída do campo de coletores (configurações com vazão variável); temperatura na saída do aquecedor auxiliar (configurações com fonte complementar de energia); temperaturas para ativação e desativação do ciclo de Rankine (configurações com reservatório estratificado), do ciclo de absorção (configuração F) e da bomba do tanque de água quente (configuração E); e vazões no campo de coletores (configurações com vazão fixa), no gerador de vapor e no condensador do ciclo de Rankine. Valores constantes de vazão também são relatados na literatura para algumas

20 As formas de controle adotadas para cada configuração da planta são descritas nas Seções 6.1 e 6.2. O sistema de controle do campo de coletores é discutido nas Seções 3.3 e 3.4.

situações. Kolb e Hassani (2006) modelam a planta solar de Saguaro considerando uma vazão constante ao longo de todo o ano através do campo de coletores, embora comentem que alterações mensais ou sazonais na vazão podem aumentar a produção anual de energia elétrica. Fenton *et al.* (1984) relatam que a vazão de fluido térmico aquecido para o ciclo de potência permaneceu praticamente constante durante a operação da planta solar de Willard.

Grande parte dos controles adotados para a planta apresentam histerese. Mais especificamente, uma decisão de ativação ou desativação do equipamento é tomada sempre que o parâmetro monitorado sobe acima de um limite superior e uma decisão oposta é tomada somente quando o parâmetro desce abaixo de um limite inferior. Para a modelagem de controles com esse tipo de comportamento, utiliza-se o módulo TYPE 2, o qual se encontra disponível pela biblioteca padrão do TRNSYS. O módulo apresenta a vantagem de fixar o estado do controle após um especificado número de alterações dentro de um mesmo intervalo de tempo durante a solução iterativa do conjunto de equações da planta, uma vez que o comportamento brusco entre a ativação e a desativação dos equipamentos pode impedir a convergência do processo.²¹ Para as simulações, adota-se um máximo de sete alterações antes da fixação de um estado definitivo para cada controle. Finalmente, destaque-se que o consumo parasita de energia elétrica é desprezado para todos os controladores da planta, inclusive internamente ao ciclo de Rankine.

6.12 DADOS METEOROLÓGICOS

Dados gerados com base no conceito de ano meteorológico típico (TMY) são usados nas simulações para a estimativa de desempenho sob as variadas condições ambientais possíveis durante a vida útil da planta. Uma série com dados no formato de TMY consiste em um conjunto de valores horários de radiação solar e de outros parâmetros meteorológicos para um período de um ano inteiro, formado por meio da concatenação de meses individuais de anos diferentes. Para cada mês, seleciona-se aquele conjunto de dados que se julga mais típico entre todos os anos de medição (MARION; URBAN, 1995). Dados meteorológicos no formato de TMY são fornecidos pelo National Renewable Energy Laboratory (NREL) para vinte localidades brasileiras através do programa Solar and Wind Energy Resource Assessment (SWERA)

21 Para uma explicação mais detalhada do problema, consultar Seção 3.4.3.

(SWERA, 2007). Para uma estimativa de desempenho mais acurada pela simulação, idealmente se utiliza uma série de dados gerada a partir medições em estações meteorológicas, inclusive de radiação solar, por um período de aproximadamente 30 anos. Porém, na ausência de medições para as regiões de interesse durante longos períodos, uma série deve ser gerada a partir de estimativas. Para a base de dados adotada neste estudo, estimou-se a radiação solar com base em um modelo no qual a cobertura de nuvem representa o principal dado de entrada.

Entre as vinte localidades, selecionam-se para este estudo os municípios de Fortaleza (Ceará), Petrolina (Pernambuco) e Bom Jesus da Lapa (Bahia). O motivo para a seleção de Petrolina e Bom Jesus da Lapa reside no fato de que se encontram ao longo da bacia do Rio São Francisco, considerada a região mais promissora para a instalação de centrais heliotérmicas no Brasil. Além disso, destaca-se que ambos os municípios são recomendados em particular como localidades de grande potencial (CORDEIRO, 1998). Seleciona-se o município de Fortaleza com o intuito de comparar o desempenho da planta entre o litoral e o interior da região Nordeste. A maior parte das análises do Capítulo 7 é baseada nos dados meteorológicos de Bom Jesus da Lapa, uma vez que oferecem os melhores resultados entre as três localidades selecionadas. Os dados de Bom Jesus da Lapa são usados sempre que não se faz menção à localidade considerada. Para a seleção das localidades, são desprezadas questões como acesso a rodovias, proximidade de linhas de transmissão, infraestrutura urbana, condições topográficas, qualidade do solo e disponibilidade de terreno, água para resfriamento, força de trabalho, suporte técnico e fontes convencionais de energia.

Para a base de dados adotada neste estudo, valores de radiação direta²² são fornecidos para incidência em uma superfície normal à direção dos raios solares. Adicionalmente, a radiação, a temperatura ambiente e a umidade relativa são fornecidas em intervalos de uma hora. Na simulação da planta, são necessários dados de radiação direta, de temperatura ambiente, de umidade relativa e de ângulos de incidência para intervalos menores que uma hora. Utiliza-se o módulo TYPE 109, disponível pela biblioteca padrão do TRNSYS, para as seguintes funções: interpolar os valores horários ao passo de tempo das simulações;²³ converter a radiação direta do plano normal para o plano

22 Para a definição de radiação direta, consultar Seção 1.1.

23 No caso da radiação solar, em vez de uma interpolação propriamente dita, distribui-se o total horário ao longo dos intervalos de tempo com base na curva de radiação extraterrestre incidente no plano horizontal.

de abertura do coletor; e calcular o ângulo de incidência da radiação sobre a superfície horizontal e sobre a abertura do coletor. A radiação e o ângulo de incidência na abertura do coletor são determinados com a consideração de um eixo de rastreamento posicionado na direção nortesul. O ângulo de incidência é necessário porque exerce influência significativa sobre o desempenho óptico do campo de coletores. Uma descrição dos modelos matemáticos pode ser encontrada no livro de Duffie e Beckman (2006) e na documentação do TRNSYS.

6.13 SELEÇÃO E PROPRIEDADES DOS FLUIDOS

Existem diversos critérios envolvidos na seleção de um fluido térmico: faixa de temperatura de operação, capacidade térmica, pressão de vapor, estabilidade química, compatibilidade com outros materiais e custo. A seleção adequada de um fluido térmico torna-se ainda mais importante quando se usam grandes volumes de fluido como meio de armazenamento, como considerado para as configurações B, C e D neste estudo. Para o circuito dos coletores da planta, adota-se o fluido térmico Xceltherm 600 do fabricante Radco Industries Inc (RADCO, 2009). O fluido é produzido a base de óleo mineral, apresenta uma pressão de vapor em torno de 0,2 bar a 300°C, possui temperatura máxima de operação de 316°C e pode ser bombeado a uma temperatura mínima de até -20°C, possibilitando a partida da planta com baixas temperaturas.

O principal motivo para a adoção do Xceltherm 600 está na sua pressão de vapor, a qual se mostra relativamente baixa (em comparação com fluidos sintéticos), não havendo necessidade de um reservatório pressurizado para o armazenamento térmico da planta. Os fluidos sintéticos compostos por uma mistura de bifenilo e óxido de difenilo, como os fluidos Dowtherm A, Therminol VP-1 e Xceltherm MK1, possuem uma alta pressão de vapor, exigindo reservatórios pressurizados, os quais são muito caros e não podem ser fabricados com as grandes dimensões necessárias em usinas de calhas parabólicas (TROUGHNET, 2009). Pressões de vapor inferiores à pressão atmosférica permitem o uso de reservatórios verticais de aço carbono, similares a tanques comerciais para armazenamento de óleo (HERRMANN *et al.*, 2004). Adicionalmente, diferentemente de alguns fluidos sintéticos, o Xceltherm 600 apresenta o benefício de não ser classificado como um material perigoso para o ambiente ou para a saúde humana. Uma de suas desvantagens está na sua temperatura máxima de operação. No entanto, para este estudo, a temperatura de operação do circuito do fluido térmico já se

encontra limitada a 300°C pelo coletor solar IST-PT. Destaque-se que o fluido Xceltherm 600 também foi adotado para a planta solar de Saguaro.

Por convenção, os módulos da biblioteca padrão do TRNSYS que modelam os equipamentos de um sistema térmico (bombas, trocadores de calor *etc.*) têm sido formulados com a hipótese de propriedades constantes para os fluidos. Os módulos desenvolvidos neste estudo para o campo de coletores, para o ciclo de Rankine e para o ciclo de absorção também adotam a hipótese de propriedades constantes, embora os polinômios de desempenho para os ciclos tenham sido gerados com calores específicos em função da temperatura dos fluidos (água e Xceltherm 600). Portanto, as simulações da planta no TRNSYS exigem a definição de valores constantes para o calor específico e para a massa específica da água e do Xceltherm 600. As propriedades do Xceltherm 600 são avaliadas à temperatura de 210°C (aproximadamente igual à média entre as temperaturas de entrada e de saída do fluido térmico no ciclo de Rankine para a condição nominal). Dessa forma, empregam-se os valores de 2,640 kJ/(kg·°C) para o calor específico e de 736,4 kg/m³ para a massa específica do Xceltherm 600. Adota-se a água como fluido para o circuito de resfriamento do ciclo de Rankine e para todos os circuitos do ciclo de absorção. As propriedades da água são avaliadas à temperatura de 300 K.

6.14 CONSUMO PARASITA

Estima-se o consumo parasita, que consiste na energia elétrica consumida pela própria planta, para os seguintes equipamentos: bomba do campo de coletores; motores do sistema de rastreamento dos coletores; ventilador da torre de resfriamento; bombas de circulação dos fluidos nos trocadores de calor do ciclo de Rankine e do ciclo de absorção; e componentes internos do ciclo de absorção. Despreza-se o consumo pela bomba do tanque de água quente (configuração E), pelos controladores e por qualquer outro equipamento da planta. Segundo o fabricante do coletor IST-PT, necessita-se de uma potência muito pequena para a operação dos controladores do campo. Despreza-se também a conversão de parte da potência elétrica fornecida em calor, decorrente do efeito de dissipação nas bombas. Destaque-se que quase todos os cálculos de consumo parasita são realizados fora dos módulos do TRNSYS, como no caso do campo de coletores, das bombas de circulação dos fluidos, da torre de resfriamento e do ciclo de absorção.

Leva-se em conta dentro do próprio módulo apenas o consumo pela bomba do fluido de trabalho internamente ao ciclo de Rankine (Seção 4.3.4).

Relatos detalhados ou modelos específicos sobre o consumo parasita em centrais heliotérmicas não foram encontrados na literatura. Além disso, não se dispunha de um dimensionamento para os equipamentos da planta, como tubulações e trocadores de calor. Uma vez que diversos relatos a respeito da operação de centrais heliotérmicas indicam um consumo parasita significativo (Seção 2.4), opta-se por estimativas baseadas em conceitos fundamentais de mecânica dos fluidos e em valores de referência para as potências consumidas.

O bombeamento do fluido térmico representa grande parte do consumo parasita de energia elétrica em uma central heliotérmica pequena. Na planta solar de Willard, para o solstício de verão, as bombas de circulação do fluido térmico eram responsáveis por cerca de 65% de todo o consumo parasita pela planta, incluindo as bombas do campo de coletores, do gerador de vapor do ciclo de Rankine e do reservatório térmico. Somente a bomba do campo de coletores era responsável por quase metade de todo o consumo parasita pela planta (FENTON *et al.*, 1984). Na planta solar de Coolidge, durante o período do verão, o bombeamento do fluido térmico, tanto através do campo de coletores quanto através do gerador de vapor do ciclo de Rankine, representava cerca de 30% de todo o consumo parasita (LARSON, 1987).

Para as estimativas de consumo pelas bombas e pelo ventilador da torre de resfriamento, são admitidas constantes as eficiências de conversão e a massa específica dos fluidos. Com vazão constante, o ponto de operação permanece fixo e consequentemente as eficiências mecânica e elétrica permanecem constantes. Para cada valor de vazão, um equipamento diferente pode ser selecionado para que se consiga a eficiência especificada. Com vazão variável, pressupõe-se o uso de bombas centrífugas e de ventiladores com variação de rotação, cuja eficiência mecânica permanece praticamente constante (ASHRAE, 2000). A eficiência dos motores também varia pouco para os variadores de rotação disponíveis atualmente (ASHRAE, 2000). Quando se necessita da especificação de um valor, são adotadas uma eficiência mecânica de 70% para as bombas e uma eficiência elétrica de 90% para os motores. Os valores de eficiência são especificados com referência em curvas de desempenho reproduzidas por Fox *et al.* (2010) e ASHRAE (2000).

6.14.1 BOMBA DO CAMPO DE COLETORES

Estima-se o consumo parasita pelo bombeamento do fluido térmico através do campo de coletores (\dot{W}_{campo}) por meio da seguinte expressão:

$$\dot{W}_{\text{campo}} = \frac{\dot{m}_{\text{campo}} \Delta P}{d_{\text{fluido}} \eta_{\text{bomba}} \eta_{\text{motor}}} \quad (6.1)$$

onde \dot{m}_{campo} é a vazão do fluido térmico através do campo, ΔP é a perda de carga ao longo do campo, d_{fluido} é a massa específica do fluido térmico e η_{bomba} e η_{motor} são respectivamente a eficiência isentrópica da bomba e a eficiência de conversão do motor elétrico. Avalia-se a perda de carga somente ao longo dos tubos absorvedores dos coletores, conforme:

$$\Delta P = F \frac{L_{\text{circuito}}}{D} d_{\text{fluido}} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (6.2)$$

onde F é o fator de atrito de Darcy, L_{circuito} é o comprimento total dos tubos absorvedores em cada circuito paralelo do campo, D é o diâmetro interno do tubo absorvedor (igual a 0,051 m para o coletor IST-PT) e \bar{V} é a velocidade média do fluido térmico na seção transversal do tubo absorvedor.

Despreza-se a perda de carga ao longo dos demais componentes devido à grande complexidade de uma avaliação envolvendo todas as tubulações e conexões do sistema. Embora não se disponha de dados sobre diâmetros e comprimentos, orientações sobre dimensionamento são encontradas na literatura. De acordo com Kelly e Kearney (2006), projeta-se a tubulação de um campo de coletores considerando-se o compromisso entre o custo do sistema e o consumo parasita de bombeamento. Com base em experiências passadas, geralmente se dimensiona o diâmetro de forma que se obtenham velocidades entre 2 e 3 m/s para o fluido térmico no interior dos tubos. Para que se mantenham os valores de velocidade aproximadamente dentro da faixa, o diâmetro sofre variações ao longo da tubulação.

Calcula-se a velocidade do fluido no interior do tubo absorvedor por meio da seguinte expressão:

$$\bar{V} = \frac{4 \dot{m}_{\text{campo}}}{\pi D^2 d_{\text{fluido}} n_{\text{circuitos}}} \quad (6.3)$$

onde $n_{\text{circuitos}}$ é o número de circuitos em paralelo no arranjo do campo de coletores. Nota-se que o número de circuitos exerce forte influência sobre a perda de carga. Um número maior de circuitos diminui tanto o comprimento total dos tubos absorvedores através do campo (Equação 6.2) quanto a velocidade do fluido no interior do tubo absorvedor (Equação 6.3). Por outro lado, um número menor de circuitos permite a redução do limite mínimo de segurança para a vazão total através do campo, uma vez que se consegue uma vazão maior por circuito. Conforme comentado na Seção 3.3.3, com vazões muito baixas, uma transferência de calor deficiente pode provocar um aquecimento desigual e o consequente curvamento dos tubos pelo efeito de dilatação térmica.

Considerando-se tanto a questão da vazão mínima quanto a questão da perda de carga, opta-se por dividir o campo em dois circuitos para as configurações com área menor (1425,6 m²) e em três circuitos para as configurações com área maior (2851,2 m²). De acordo com Price e Hassani (2002), o campo de coletores em uma usina pequena pode ser arranjado em um único ou em poucos circuitos paralelos, evitando problemas de equilíbrio entre as vazões de fluido térmico.

Calcula-se o fator de atrito de Darcy por meio da equação proposta por Haaland (1983 *apud* FOX *et al.*, 2010), como:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log_{10} \left[\left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re_{\text{tubo}}} \right] \quad (6.4)$$

onde e é a rugosidade da parede interna do tubo absorvedor e Re_{tubo} é o número de Reynolds para o escoamento dentro do tubo. Para a rugosidade e , adota-se o valor de 0,046 mm, referente ao aço (MOODY, 1944 *apud* FOX *et al.*, 2010). Para o cálculo do número de Reynolds, avalia-se a viscosidade do Xceltherm 600 à temperatura de 210°C. Com números de Reynolds superiores a 3000, a Equação 6.4 oferece uma boa aproximação do fator de atrito. Neste estudo, pressupõe-se escoamento turbulento no interior dos tubos absorvedores.

Para as configurações com vazão variável através do campo de coletores, limita-se a vazão do fluido térmico em 6 kg/s durante a simulação da planta impondo-se a condição de que a bomba requerida em um campo com área de 2851,2 m² e com três circuitos em paralelo apresente uma potência máxima de aproximadamente 1,6 kW.

Por último, destaque-se que a consideração do consumo parasita pela bomba do campo de coletores, apesar da precisão limitada das

estimativas, evita que vazões proibitivas sejam levadas em conta durante a simulação da planta. Nota-se, por exemplo, que a potência requerida pela bomba, quando o regime de escoamento é completamente rugoso, chega a ser proporcional ao cubo da vazão do fluido térmico através do campo de coletores.

6.14.2 MOTORES PARA O RASTREAMENTO DO CAMPO DE COLETORES

Estima-se o consumo parasita pelo rastreamento dos coletores ($\dot{W}_{\text{rastreamento}}$) por meio da seguinte expressão:

$$\dot{W}_{\text{rastreamento}} = \dot{W}_{\text{rastreamento, ref}} \frac{A_T}{A_{T, \text{ref}}} \quad (6.5)$$

onde A_T é área de abertura total do campo de coletores e o índice **ref** denota uma condição de referência. Conforme as orientações do fabricante do coletor IST-PT, um motor movimenta um conjunto com 12 coletores e consome 250 W sob condições de carga máxima. Admite-se que os motores operem sempre com uma potência correspondente a 50% do valor para carga máxima. Dessa forma, adota-se uma condição de referência com uma potência de 125 W para uma área de 158,4 m².

6.14.3 VENTILADOR DA TORRE DE RESFRIAMENTO

Estima-se o consumo parasita pelo ventilador da torre de resfriamento (\dot{W}_{torre}) por meio das leis dos ventiladores, conforme:

$$\dot{W}_{\text{torre}} = \dot{W}_{\text{torre, ref}} \left(\frac{\dot{m}_{\text{ar}}}{\dot{m}_{\text{ar, ref}}} \right)^3 \quad (6.6)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão de ar através da torre de resfriamento. Com base em dados para uma torre do fabricante Alpina Equipamentos Industriais Ltda (ALPINA, 2009), adota-se uma condição de referência com uma potência de 2237 W para uma vazão de ar de 37000 kg/h. Admite-se que a torre de resfriamento seja composta por uma única célula e consequentemente se leva em conta o consumo parasita por apenas um ventilador.

6.14.4 BOMBAS DE CIRCULAÇÃO DO CICLO DE RANKINE

Para o ciclo de Rankine, estima-se o consumo parasita pelas bombas do gerador de vapor ($\dot{W}_{g,vapor}$) e do condensador ($\dot{W}_{condensador}$) por meio das seguintes expressões:

$$\dot{W}_{g,vapor} = \dot{W}_{g,vapor,ref} \left(\frac{\dot{m}_{g,vapor}}{\dot{m}_{g,vapor,ref}} \right)^3 \quad (6.7)$$

$$\dot{W}_{condensador} = \dot{W}_{condensador,ref} \left(\frac{\dot{m}_{condensador}}{\dot{m}_{condensador,ref}} \right)^3 \quad (6.8)$$

onde $\dot{m}_{g,vapor}$ é a vazão do fluido térmico através do gerador de vapor e $\dot{m}_{condensador}$ é a vazão da água de resfriamento através do condensador. No caso do gerador de vapor, adota-se uma condição de referência com uma potência de 289 W para uma vazão de fluido térmico de 2,679 kg/s. No caso do condensador, adota-se uma condição de referência com uma potência de 1455 W para uma vazão de água de 7,638 kg/s. As potências de referência são calculadas com base nos valores de eficiência exibidos na Seção 6.14 e em dados de perda de carga disponíveis pelo fabricante do ciclo de Rankine (FREEPOWER, 2009). Destaque-se que a aplicação das Equações 6.7 e 6.8 pressupõe também um fator de atrito constante (regime de escoamento completamente rugoso).

6.14.5 BOMBAS DE CIRCULAÇÃO E COMPONENTES INTERNOS DO CICLO DE ABSORÇÃO

Para o ciclo de absorção, considera-se um consumo parasita de 101,8 W pela bomba do gerador, de 100,3 W pela bomba do evaporador, de 429,9 W pela bomba do circuito de resfriamento e de 30,0 W por todos os componentes internos do ciclo. Portanto, o consumo parasita pelo ciclo de absorção totaliza 662,0 W. As potências são calculadas com base nos valores de eficiência exibidos na Seção 6.14 e em dados de perda de carga disponíveis pelo fabricante do ciclo de absorção para a condição nominal do equipamento (YAZAKI, 2006). A potência para os componentes internos também está disponível pelo fabricante. Admite-se um consumo parasita constante pelo fato de que sempre se adotam os valores nominais de vazão para todos os três circuitos durante a simulação da planta.

6.15 PERDAS TÉRMICAS

Considera-se a perda térmica para o ambiente nos reservatórios de fluido térmico, tanto nos sistemas com dois reservatórios quanto nos sistemas com reservatório estratificado. Obviamente se considera a perda térmica para a atmosfera na torre de resfriamento e também nos tubos receptores dos coletores solares intrinsecamente através da equação de desempenho, na qual o ganho de calor útil representa a diferença entre a radiação absorvida e as perdas de calor. No entanto, despreza-se a perda nos demais componentes da planta, inclusive tubulações, bombas, trocadores de calor, vaso de expansão e tanque de água quente. Destaque-se que, na planta solar de Coolidge, as perdas térmicas pelas tubulações do campo de coletores eram significativas tanto durante a operação normal da planta quanto durante o período da noite. Dessa forma, havia a necessidade de reaquecer o fluido térmico durante a partida da planta (LARSON, 1987).

6.16 CARGA TÉRMICA PARA O CICLO DE ABSORÇÃO

Uma demanda de refrigeração para o ciclo de absorção poderia ser estabelecida como, por exemplo, a carga térmica em uma edificação ou em um processo industrial. No entanto, este estudo tem como objetivo somente a avaliação da capacidade de produção e não a análise detalhada do comportamento da planta com uma condição de demanda específica. Além disso, uma modelagem complexa para a carga térmica está fora do escopo deste estudo. Consequentemente se admite que a água gelada no evaporador do ciclo de absorção retorne da carga sempre a uma temperatura constante de 14°C, a qual corresponde à temperatura especificada para a condição nominal do equipamento adotado neste estudo.

6.17 ESQUEMA DE OPERAÇÃO DA PLANTA

Nas configurações com armazenamento, a planta opera sempre que existe calor disponível no reservatório para que se minimize as perdas térmicas. Por outro lado, nas configurações sem armazenamento e com aquecimento auxiliar, opta-se por operar a planta apenas durante metade do dia, no período entre as 7 e as 19 horas, para que se reduza o consumo de energia complementar. Adota-se o mesmo intervalo para o ano inteiro. Destaque-se que esse período de operação da planta vale tanto para o ciclo de Rankine quanto para o ciclo de absorção, uma vez

que parte da energia necessária para a refrigeração provém também da fonte complementar.

Comparada às configurações com armazenamento térmico, a planta solar de Coolidge adotava um esquema de operação semelhante, uma vez que não se priorizava o horário de despacho de energia elétrica. Em um dia típico, o ciclo de potência era ativado sempre que o calor coletado durante a manhã pudesse sustentar a produção de energia elétrica com uma potência próxima de 200 kW (condição nominal) até o fim da operação dos coletores e era desativado somente quando a potência ficava abaixo de 80 kW pelo esgotamento do calor armazenado (LARSON, 1987). Como o campo de coletores da planta de Coolidge era pequeno em relação à demanda térmica nominal do ciclo de Rankine, esse esquema permitia a maximização do despacho, pois a operação na condição nominal oferecia uma maior eficiência de conversão. Adicionalmente, as perdas térmicas pelo reservatório eram menores em comparação com outros esquemas de operação.

7 RESULTADOS

Neste capítulo, são apresentadas algumas das análises possíveis com a metodologia proposta para a simulação de pequenas centrais heliotérmicas. Primeiramente se descreve o procedimento seguido para a obtenção dos resultados, incluindo decisões tomadas para a simulação da planta e para a otimização de seu desempenho. Posteriormente se define cada um dos indicadores de desempenho adotados para as análises. Finalmente, cinco análises são realizadas com o intuito de comparar o desempenho da planta para diferentes localidades (clima), conceitos e capacidades de armazenamento térmico, temperaturas e vazões de operação e arranjos entre os componentes. A influência da área de coletores solares é avaliada indiretamente quando se analisa o armazenamento térmico, uma vez que se dobra a área do campo em relação às configurações sem armazenamento.

7.1 SIMULAÇÕES E OTIMIZAÇÕES

As simulações são realizadas com um passo de tempo de 3 minutos e com uma tolerância numérica relativa²⁴ de 10^{-4} . Neste estudo, otimizações são realizadas com o intuito de buscar o melhor ponto de operação em termos apenas do desempenho térmico da planta. Questões de natureza econômica são desconsideradas. De uma forma geral, para as configurações sem armazenamento térmico e com aquecimento auxiliar, procura-se minimizar o consumo de energia complementar sem comprometer a produção pela planta. Por outro lado, para as configurações com armazenamento térmico e sem aquecimento auxiliar, procura-se maximizar a geração líquida de energia elétrica. A busca de um ponto ótimo em cada análise evita que os resultados obtidos subestimem a produção potencial pela planta, promovendo assim uma comparação coerente entre os diferentes casos analisados. Nas otimizações, as variáveis independentes e os respectivos intervalos são escolhidos com base na experiência acumulada com as simulações ao longo deste estudo.

Para todas as otimizações, utiliza-se o algoritmo estocástico Particle Swarm Optimization (PSO) proposto por Kennedy e Eberhart (1995). O algoritmo está disponível pelo *software* Generic Optimization

24 Razão da variação pelo valor absoluto da variável.

Program (GenOpt) (WETTER, 2008), desenvolvido pela Universidade da Califórnia em Berkeley. O GenOpt possui diversos algoritmos que buscam a minimização de uma função-objetivo calculada por outro programa, sendo próprio para problemas de otimização nos quais a determinação da função-objetivo, tipicamente por um programa de simulação, depende grande esforço computacional e a determinação de suas derivadas não se torna possível.

7.2 INDICADORES DE DESEMPENHO

O desempenho da planta é avaliado por meio de diversos parâmetros, como a geração líquida de energia elétrica e o consumo de energia complementar. Nas próximas seções, definem-se outros parâmetros usados como indicadores de desempenho da planta e ainda não introduzidos neste estudo. Destaque-se que poucos indicadores são úteis em todas as configurações consideradas para a planta. Nas Equações 7.1-7.8, as variáveis para radiação solar, energia elétrica e calor não denotam taxas, mas quantias integradas ao longo de todo o ano simulado.

7.2.1 FRAÇÃO SOLAR

A fração solar representa a participação da fonte solar no suprimento de calor para a planta durante o ano simulado, oferecendo uma indicação sobre a economia de energia complementar que se consegue com o uso dos coletores solares. Define-se a fração solar (FS) conforme:

$$FS = 1 - \frac{Q_{\text{auxiliar}}}{Q_{\text{demanda}}} \quad (7.1)$$

onde Q_{auxiliar} é a energia complementar entregue ao fluido térmico pelo aquecedor auxiliar e Q_{demanda} é a demanda térmica da planta, que consiste no calor transferido através do gerador de vapor do ciclo de Rankine e, na configuração E, também através do trocador de calor do circuito do ciclo de absorção. Desprezando-se as perdas de calor, a demanda térmica da planta equivale à soma do calor entregue pelo aquecedor auxiliar e pelo campo de coletores.

7.2.2 FATOR DE CAPACIDADE MÉDIO

O fator de capacidade médio oferece uma indicação sobre o nível de aproveitamento do equipamento ao longo do ano simulado. Para o ciclo de Rankine, o fator de capacidade representa a parcela de energia elétrica realmente gerada em relação ao total correspondente à condição nominal. Dessa forma, define-se o fator de capacidade médio do ciclo de Rankine ($\overline{FC}_{\text{Rankine}}$) conforme:

$$\overline{FC}_{\text{Rankine}} = \frac{W_{\text{br}}}{W_{\text{br,nom}}} \quad (7.2)$$

onde W_{br} é a energia elétrica bruta gerada pela planta e $W_{\text{br,nom}}$ é a energia elétrica bruta gerada caso o ciclo de Rankine opere sempre na condição nominal. Destaque-se que o consumo pela bomba interna do ciclo de Rankine já é descontado do valor de energia elétrica bruta gerada pela planta. Para as configurações com energia complementar, o fator de capacidade do ciclo de Rankine leva em conta apenas o período estabelecido para a operação da planta (Seção 6.17).

Para o ciclo de absorção, o fator de capacidade representa a parcela de frio realmente gerado em relação ao total correspondente à condição nominal. Dessa forma, define-se o fator de capacidade médio do ciclo de absorção ($\overline{FC}_{\text{absorção}}$) conforme:

$$\overline{FC}_{\text{absorção}} = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{evaporador,nom}}} \quad (7.3)$$

onde $Q_{\text{evaporador}}$ é o calor removido no evaporador do ciclo de absorção e $Q_{\text{evaporador,nom}}$ é o calor removido caso o ciclo opere sempre na condição nominal. O fator de capacidade do ciclo de absorção leva em conta apenas o período estabelecido para a operação da planta (Seção 6.17).

7.2.3 EFICIÊNCIA MÉDIA DO CAMPO DE COLETORES

A eficiência média do campo de coletores representa a parcela da radiação solar disponível no plano de abertura dos coletores que é captada na forma de calor útil para a planta durante o ano simulado, levando em conta inclusive eventuais interrupções na operação do campo. Define-se a eficiência média do campo de coletores ($\overline{\eta}_{\text{campo}}$) conforme:

$$\bar{\eta}_{\text{campo}} = \frac{Q_u}{G_{b,T} A_T} \quad (7.4)$$

onde Q_u é o calor útil entregue pelo campo de coletores, $G_{b,T}$ é a radiação direta medida no plano de abertura dos coletores (mesmo que o campo não se encontre em operação) e A_T é a área de abertura total do campo.

7.2.4 EFICIÊNCIA MÉDIA DO CICLO DE RANKINE

A eficiência média do ciclo de Rankine representa a parcela do calor fornecido ao ciclo que se converte em energia elétrica durante o ano simulado. Define-se a eficiência média do ciclo de Rankine ($\bar{\eta}_{\text{Rankine}}$) conforme:

$$\bar{\eta}_{\text{Rankine}} = \frac{W_{br}}{Q_{g,\text{vapor}}} \quad (7.5)$$

onde $Q_{g,\text{vapor}}$ é o calor transferido através do gerador de vapor do ciclo de Rankine. A eficiência do ciclo de Rankine oferece uma indicação sobre o rendimento que se consegue com o calor fornecido ao gerador de vapor para a produção de energia elétrica.

7.2.5 EFICIÊNCIA MÉDIA DA PLANTA

A eficiência média da planta oferece uma indicação sobre a qualidade da conversão de energia pela sequência de processos ao longo da planta. Interrupções na operação do campo de coletores, perdas térmicas pelos reservatórios e o consumo parasita de energia elétrica são levados em conta.

A eficiência bruta representa a parcela da radiação solar disponível na abertura dos coletores que se converte em energia elétrica bruta durante o ano simulado, considerando o consumo parasita apenas pela bomba interna do ciclo de Rankine. Define-se a eficiência média bruta da planta ($\bar{\eta}_{\text{planta,br}}$) conforme:

$$\bar{\eta}_{\text{planta,br}} = \frac{W_{br}}{G_{b,T} A_T} \quad (7.6)$$

A eficiência líquida representa a parcela da radiação solar disponível na abertura dos coletores que se converte em energia elétrica líquida durante o ano simulado, considerando o consumo parasita por

todos os componentes da planta. Define-se a eficiência média líquida da planta ($\bar{\eta}_{\text{planta,liq}}$) conforme:

$$\bar{\eta}_{\text{planta,liq}} = \frac{W_{\text{liq}}}{G_{b,T} A_T} \quad (7.7)$$

onde W_{liq} é a energia elétrica líquida gerada pela planta. Destaque-se que a eficiência da planta detém algum sentido apenas nas configurações sem fonte complementar de energia.

7.2.6 COEFICIENTE DE DESEMPENHO MÉDIO DO CICLO DE ABSORÇÃO

Define-se o coeficiente de desempenho médio do ciclo de absorção ($\overline{\text{COP}}$) conforme a seguinte expressão:

$$\overline{\text{COP}} = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{gerador}}} \quad (7.8)$$

onde Q_{gerador} é o calor transferido através do gerador do ciclo de absorção. O coeficiente de desempenho médio oferece uma indicação sobre o rendimento que se consegue com o calor fornecido ao ciclo para a produção de água gelada.

7.3 ANÁLISES DA PLANTA SEM O CICLO DE ABSORÇÃO

As primeiras três análises são realizadas para a planta sem o ciclo de absorção devido à maior simplicidade em avaliar a influência do clima e do armazenamento térmico em termos da geração de apenas um produto (energia elétrica).

7.3.1 PRIMEIRA ANÁLISE: LOCALIDADES

Com base na configuração A, realiza-se uma comparação do desempenho da planta entre as seguintes localidades: Fortaleza, Petrolina e Bom Jesus da Lapa. Para cada localidade, minimiza-se o consumo de energia complementar com a condição de que o fator de capacidade médio do ciclo de Rankine não seja inferior a 99%. Duas variáveis independentes são escolhidas para as otimizações, de acordo com a Tabela 7.1. Conforme Larson (1987), a planta solar de Coolidge operou com uma disponibilidade anual de até 98% para o campo de coletores e de até 97% para o ciclo de potência. Conforme Duffie e

Beckman (2006), experiências recentes nas usinas SEGS indicam uma disponibilidade de aproximadamente 99% para o campo de coletores.

Tabela 7.1: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para as otimizações da primeira análise.

Variável	Intervalo
Temperatura ajustada no aquecedor auxiliar [°C]	[220; 300]
Vazão do fluido térmico [kg/s]	[1,0; 3,0]

Pelos resultados apresentados na Tabela 7.2, nota-se que a eficiência média do campo de coletores e a eficiência média do ciclo de Rankine não variam significativamente entre as localidades consideradas. Nota-se também que a fração solar mostra boa correspondência com a média diária da radiação direta incidente sobre o plano de abertura dos coletores ao longo do ano simulado, ambas exibidas na Figura 7.1. Portanto, constata-se que o pior desempenho da planta para Petrolina e Fortaleza deve-se principalmente aos menores níveis de radiação direta em comparação com Bom Jesus da Lapa.

Tabela 7.2: Resultados da primeira análise.

Localidade	FS [%]	$\bar{\eta}_{\text{campo}}$ [%]	$\bar{\eta}_{\text{Rankine}}$ [%]	Q_{auxiliar} [kWh/dia]	W_{liq} [kWh/dia]
Bom Jesus da Lapa	48,5	48	17,9	4128	1384
Petrolina	40,1	47	17,9	4784	1387
Fortaleza	35,7	49	17,7	5206	1395

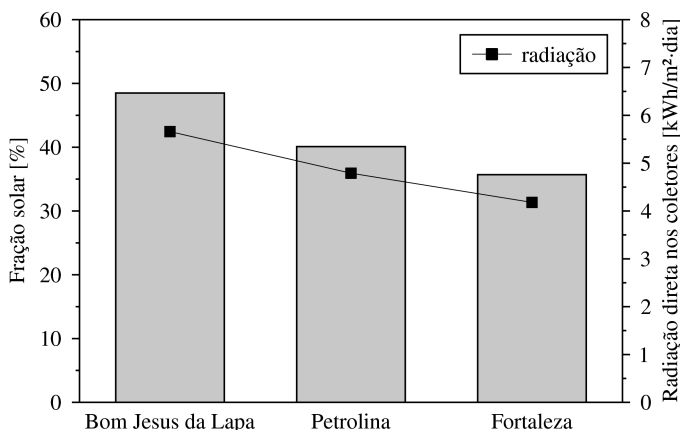


Figura 7.1: Fração solar e radiação direta incidente sobre o plano de abertura dos coletores para as três localidades consideradas.

O comportamento da planta na configuração A pode ser observado para um dia claro em Bom Jesus da Lapa através das curvas das Figuras 7.2 e 7.3. A geração bruta de energia elétrica permanece estável em torno de 120 kW para todo o período de despacho. O consumo do aquecedor exibe um pico no início, diminui progressivamente pela manhã e torna-se nulo quando o calor entregue pelos coletores é suficiente para a sustentação da planta. No fim da tarde, a bomba do campo de coletores é desativada e o calor necessário para a operação do ciclo de Rankine é obtido exclusivamente a partir da fonte complementar. Durante grande parte do dia, a temperatura de saída do campo de coletores supera ligeiramente a temperatura de ajuste no aquecedor auxiliar.

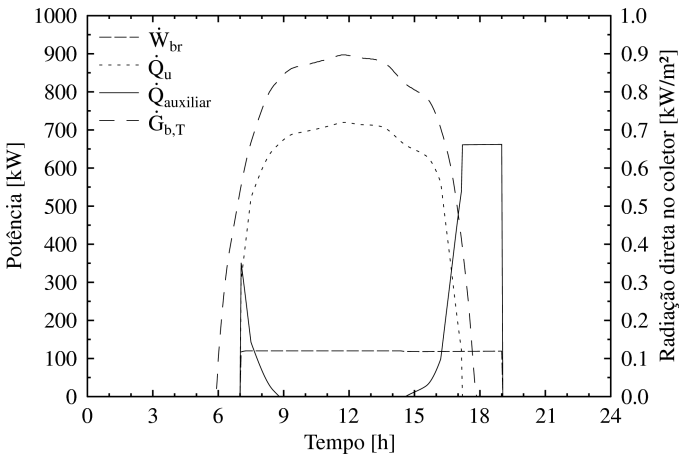


Figura 7.2: Curvas de potência para a configuração A em Bom Jesus da Lapa em um dia claro (12 de setembro).

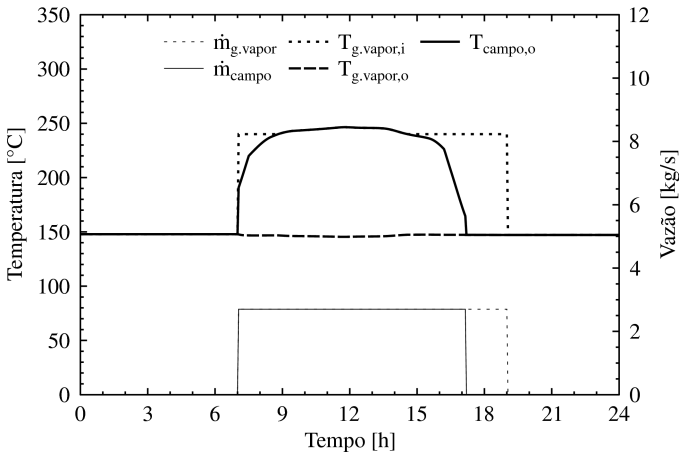


Figura 7.3: Curvas de vazão e de temperatura para a configuração A em Bom Jesus da Lapa em um dia claro (12 de setembro).

7.3.2 SEGUNDA ANÁLISE: TIPOS DE ARMAZENAMENTO

Uma comparação entre diferentes tipos de armazenamento é realizada com base nas configurações B, C e D. Dessa forma, compara-

se o desempenho da planta com os seguintes sistemas: com armazenamento mínimo, com dois reservatórios, com um reservatório estratificado de entradas fixas e com um reservatório estratificado de entradas variáveis. Para o caso com armazenamento mínimo (e sem fonte complementar de energia), adota-se a configuração B com um volume de reservatório de 10 m³ apenas para a suavização dos efeitos transitentes. Para os demais casos, adota-se um volume de 60 m³ (aproximadamente seis horas de capacidade). Além disso, a área total de coletores solares para o caso com armazenamento mínimo equivale à metade da área para os demais casos. Os valores de área são apresentados entre parênteses na Tabela 7.5. Uma análise realizada por Kolb e Hassani (2006) sugere que o valor de seis horas representa uma capacidade quase ótima para a planta solar de Saguaro.

Para cada caso, maximiza-se a geração líquida de energia elétrica pela planta. Para as configurações B e C, duas variáveis independentes são escolhidas para as otimizações, de acordo com a Tabela 7.3. Para a configuração D, três variáveis independentes são escolhidas, de acordo com a Tabela 7.4.

Tabela 7.3: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para as otimizações da segunda análise com as configurações B e C.

Variável	Intervalo
Temperatura requerida na saída do campo de coletores [°C]	[220; 300]
Vazão do fluido térmico no ciclo de Rankine [kg/s]	[1,0; 3,0]

Tabela 7.4: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para a otimização da segunda análise com a configuração D.

Variável	Intervalo
Temperatura para a ativação do ciclo de Rankine [°C]	[210; 290]
Vazão do fluido térmico no ciclo de Rankine [kg/s]	[1,0; 3,0]
Vazão do fluido térmico no campo de coletores [kg/s]	[1,0; 6,0]

Pelos resultados apresentados na Tabela 7.5, novamente se nota que as eficiências médias não variam significativamente entre os casos considerados. De acordo com Kolb e Hassani (2006), a eficiência anual estimada para a planta solar de Saguaro revela-se bastante semelhante entre os casos com e sem armazenamento térmico.

Apesar de os dados sugerirem que o sistema de armazenamento com dois reservatórios seja apenas ligeiramente superior aos demais pela diferença pequena de geração líquida de energia elétrica, a

simulação transiente também indica que ambos os sistemas com reservatório estratificado são instáveis (em termos de operação contínua) para a maneira como a planta é concebida neste estudo.

Nota-se que não se consegue dobrar a geração líquida de energia elétrica para os três sistemas de armazenamento considerados, embora a área total de coletores seja duas vezes maior em relação ao caso com armazenamento mínimo. As perdas térmicas pelo reservatório e a limitação da capacidade de armazenamento para alguns dias do ano podem influenciar negativamente a produção de energia elétrica pela planta.

Tabela 7.5: Resultados da segunda análise.

Tipo de armazenamento	$\overline{FC}_{\text{Rankine}}$ [%]	$\overline{\eta}_{\text{campo}}$ [%]	$\overline{\eta}_{\text{Rankine}}$ [%]	$\overline{\eta}_{\text{planta, br}}$ [%]	$\overline{\eta}_{\text{planta, liq}}$ [%]	W_{liq} [kWh/dia]
Armazenamento mínimo (1426 m ²)	22,9	46	18,0	8,2	7,8	633
Entrada fixa (2851 m ²)	42,8	44	17,6	7,6	7,3	1180
Entrada variável (2851 m ²)	43,5	44	17,6	7,8	7,4	1195
Dois reservatórios (2851 m ²)	43,8	44	18,0	7,8	7,5	1214

O comportamento da planta na configuração B pode ser observado para um dia claro através das curvas das Figuras 7.4 e 7.5. O despacho inicia após o fluido térmico no reservatório quente ter atingido um nível correspondente a aproximadamente uma hora de operação para o ciclo de Rankine e termina quase no fim do dia. Para esse período, a geração bruta de energia elétrica permanece estável em torno de 120 kW. A vazão através do campo de coletores varia de acordo com a intensidade da radiação solar e supera a vazão através do gerador de vapor do ciclo de Rankine durante grande parte do dia, indicando que o reservatório quente está acumulando fluido térmico. A operação do campo de coletores sofre duas interrupções quando o nível do reservatório quente atinge seu limite máximo. Nota-se que a temperatura do reservatório quente experimenta uma queda acentuada no período da noite pela pequena quantidade de fluido em seu interior.

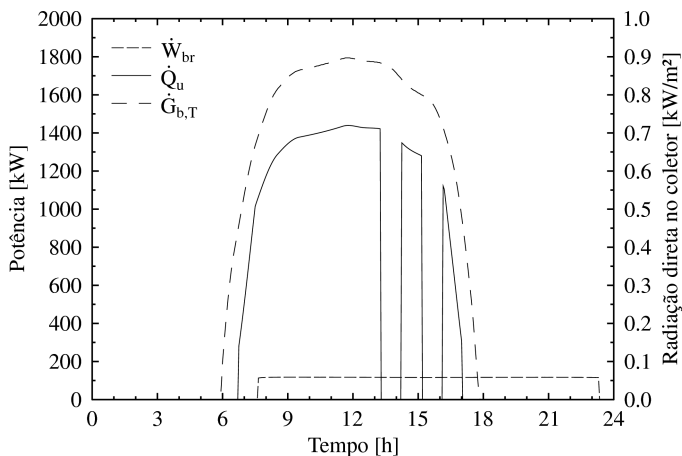


Figura 7.4: Curvas de potência para a configuração B em um dia claro (12 de setembro).

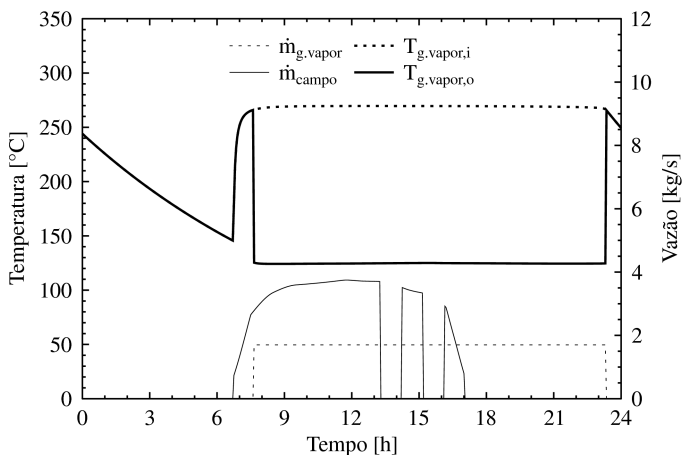


Figura 7.5: Curvas de vazão e de temperatura para a configuração B em um dia claro (12 de setembro).

7.3.3 TERCEIRA ANÁLISE: CAPACIDADE DE ARMAZENAMENTO

A influência da capacidade de armazenamento térmico sobre o desempenho da planta é analisada com base na configuração B (sistema

com dois reservatórios). Considerando-se que a função do armazenamento seja o aumento do período de despacho, como discutido na Seção 6.3.1, varia-se o volume total de fluido térmico para armazenamento entre 30 e 90 m³. Para cada volume, maximiza-se a geração líquida de energia elétrica pela planta. Duas variáveis independentes são escolhidas para as otimizações, de acordo com a Tabela 7.6.

Tabela 7.6: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para as otimizações da terceira análise.

Variável	Intervalo
Temperatura requerida na saída do campo de coletores [°C]	[220; 300]
Vazão do fluido térmico no ciclo de Rankine [kg/s]	[1,0; 3,0]

Pelos resultados apresentados na Tabela 7.7, nota-se que a eficiência média do ciclo de Rankine não varia significativamente para os diferentes volumes de armazenamento. No entanto, com o aumento do volume, o calor que não pode ser convertido imediatamente em energia elétrica é armazenado para a operação do ciclo de Rankine quando a radiação solar não está mais disponível. Portanto, com o aumento do volume, uma quantidade maior de radiação é captada na forma de calor e consequentemente mais energia elétrica é gerada pela planta. Naturalmente, os valores para o fator de capacidade do ciclo de Rankine, para a eficiência do campo de coletores e para as eficiências da planta (bruta e líquida) também sofrem um aumento. O ganho de geração líquida de energia elétrica com maiores volumes de armazenamento pode ser constatado pela Figura 7.6.

Curiosamente, o fator de capacidade do ciclo de Rankine e a eficiência do campo de coletores apresentam valores muito próximos. Destaque-se que essa coincidência acontece apenas com os dados meteorológicos de Bom Jesus da Lapa e com uma área de coletores de 2851,2 m², sendo mantida entre todos os volumes listados porque a eficiência do ciclo de Rankine e as perdas pelo reservatório não variam suficientemente entre os casos considerados.

Tabela 7.7: Resultados da terceira análise.

Volume de armazenamento	$\overline{FC}_{\text{Rankine}}$	$\overline{\eta}_{\text{campo}}$	$\overline{\eta}_{\text{Rankine}}$	$\overline{\eta}_{\text{planta, br}}$	$\overline{\eta}_{\text{planta, liq}}$	W_{liq}
[m ³]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[kWh/dia]
30	38,4	38	18,0	6,9	6,6	1065
40	40,8	41	18,0	7,3	7,0	1133
50	42,7	43	18,0	7,6	7,3	1183
60	43,8	44	18,0	7,8	7,5	1214
70	44,6	45	18,0	8,0	7,7	1237
80	45,3	45	18,1	8,1	7,8	1254
90	45,8	46	18,1	8,2	7,8	1267

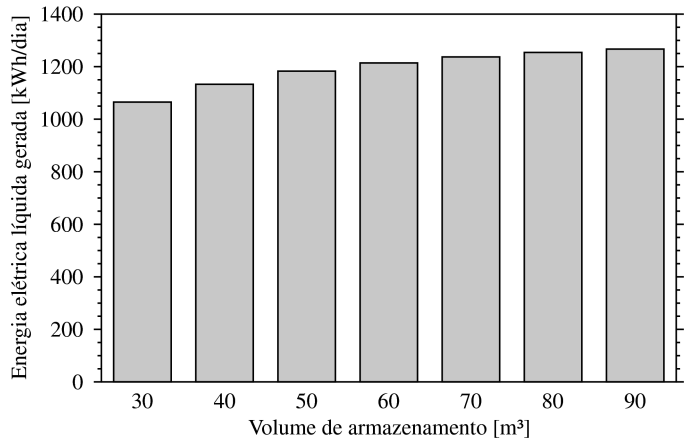


Figura 7.6: Influência da capacidade de armazenamento sobre a geração de energia elétrica.

Perfis médios da geração líquida de energia elétrica pela planta com volumes de armazenamento de 30, 60 e 90 m³ podem ser observados pelas Figuras 7.7-7.9. Cada barra nos gráficos representa a energia média gerada ao longo do ano simulado para uma determinada hora do dia. Confirma-se o fato de que o armazenamento térmico pode aumentar o período de despacho de energia elétrica quando se dimensiona a área de coletores além da capacidade de produção do ciclo de Rankine. No entanto, em situações onde o campo de coletores não gera um excedente de calor, armazenamento térmico ainda pode ser utilizado para atrasar o período de despacho em relação ao período de captação da radiação solar.

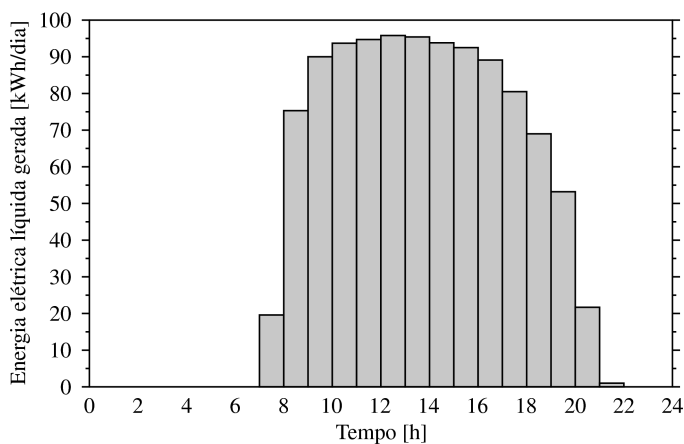


Figura 7.7: Perfil médio anual da energia elétrica líquida gerada com armazenamento de 30 m³.

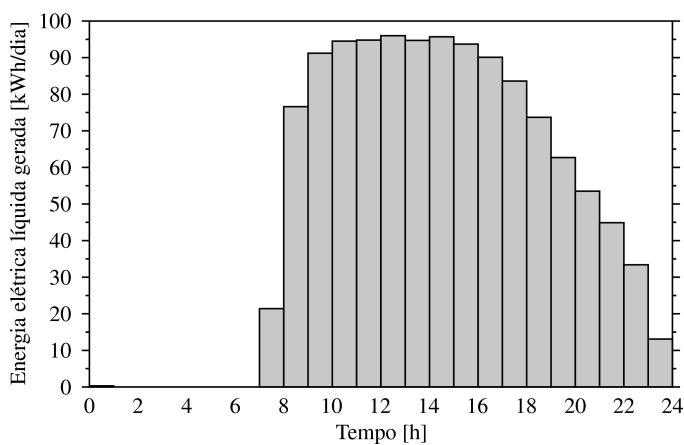


Figura 7.8: Perfil médio anual da energia elétrica líquida gerada com armazenamento de 60 m³.

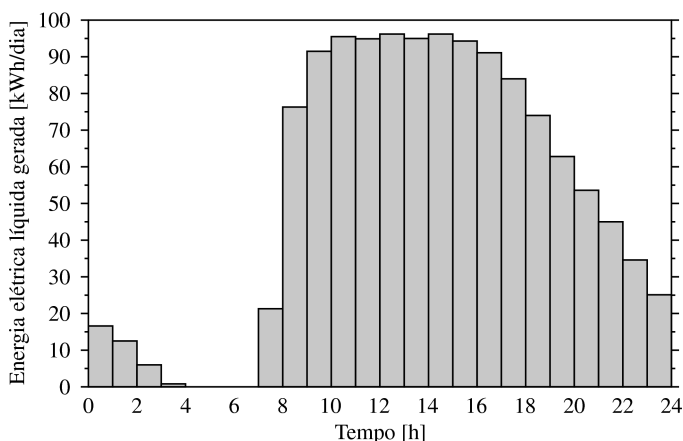


Figura 7.9: Perfil médio anual da energia elétrica líquida gerada com armazenamento de 90 m³.

7.4 ANÁLISES DA PLANTA COM O CICLO DE ABSORÇÃO

As duas últimas análises são realizadas para a planta contendo o ciclo de absorção. Na primeira, comparam-se duas configurações para o suprimento da energia necessária à produção de água gelada. Na segunda, examina-se a operação da planta em condição de carga parcial através da redução da vazão e da temperatura para uma concepção que produza tanto energia elétrica quanto água gelada.

7.4.1 QUARTA ANÁLISE: FONTE DE ENERGIA PARA A PRODUÇÃO DE ÁGUA GELADA

Uma comparação entre duas alternativas para o fornecimento de calor ao ciclo de absorção é realizada com base nas configurações E e F. Primeiramente, avalia-se o desempenho da planta com calor residual sendo extraído do circuito de resfriamento do ciclo de Rankine para a produção de água gelada. Nesse caso, minimiza-se o consumo de energia complementar com a condição de que o fator de capacidade médio do ciclo de Rankine não seja inferior a 99%. Duas variáveis independentes são escolhidas para as otimizações, de acordo com a Tabela 7.8. Ambas as variáveis estão limitadas a intervalos estreitos porque um fornecimento deficiente ou excessivo de calor para o ciclo de

Rankine pode levar a temperatura no interior do tanque de água quente para fora do intervalo de operação do ciclo de absorção. Nenhuma restrição é imposta para o fator de capacidade médio do ciclo de absorção, o qual assume o valor de 91% ao fim da otimização.

Por último, avalia-se o desempenho da planta com o calor sendo extraído diretamente do circuito do campo de coletores para a produção de água gelada (sem aproveitamento de calor residual). Nesse caso, minimiza-se o consumo de energia complementar com as condições de que o fator de capacidade do ciclo de Rankine não seja inferior a 99% e de que o fator de capacidade do ciclo de absorção não seja inferior ao valor de 91% obtido ao fim da última otimização. Três variáveis independentes são escolhidas para a otimização, de acordo com a Tabela 7.9. A temperatura para desativação da bomba do tanque de água quente é fixada em 88°C.

Tabela 7.8: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para a otimização da quarta análise com a configuração F.

Variável	Intervalo
Temperatura ajustada no aquecedor auxiliar [°C]	[270; 290]
Vazão do fluido térmico [kg/s]	[2,3; 2,7]

Tabela 7.9: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para a otimização da quarta análise com a configuração E.

Variável	Intervalo
Temperatura ajustada no aquecedor auxiliar [°C]	[220; 300]
Temperatura para ativação da bomba do tanque de água quente [°C]	[76; 82]
Vazão do fluido térmico [kg/s]	[1,5; 3,0]

Pelos resultados apresentados na Tabela 7.10, conclui-se que a planta na configuração com aproveitamento de calor residual consome quase dois terços a mais de energia complementar em relação à configuração com o ciclo de absorção conectado diretamente ao circuito do campo de coletores, embora a produção de energia elétrica e de água gelada em ambas as configurações seja praticamente a mesma. O motivo para a grande diferença de desempenho encontra-se na eficiência do ciclo de Rankine. Com a redução da vazão de água, obtém-se na saída do condensador um nível de temperatura adequado para a operação do ciclo de absorção. No entanto, o aumento da temperatura média de rejeição de calor no ciclo de Rankine provoca uma forte queda na sua

eficiência de conversão. Além disso, o aproveitamento de calor residual pode criar outras complicações desconsideradas neste estudo, como o redimensionamento de alguns equipamentos ou mesmo a inclusão de uma turbina especial de contrapressão.

Destaque-se o fato de que apenas a capacidade de refrigeração de 10 TR é considerada para o ciclo de absorção neste estudo. A diferença de desempenho da planta entre ambas as configurações pode ser menor quando se consideram outras capacidades de refrigeração.

Tabela 7.10: Resultados da quarta análise.

Calor residual	FS [%]	$\bar{\eta}_{\text{campo}}$ [%]	$\bar{\eta}_{\text{Rankine}}$ [%]	$\overline{\text{COP}}$ [-]	Q_{auxiliar} [kWh/dia]	W_{liq} [kWh/dia]	$Q_{\text{evaporador}}$ [kWh/dia]
Sem	47,4	50	18,0	0,650	4471	1343	388
Com	34,3	48	12,7	0,635	7400	1391	382

7.4.2 QUINTA ANÁLISE: OPERAÇÃO COM CARGA PARCIAL

Com base na configuração E, examina-se o desempenho da planta em condições de carga parcial por meio da redução da vazão do fluido térmico e da temperatura na saída do aquecedor auxiliar. Primeiramente se obtém, como um ponto de partida para a análise de sensibilidade, um ponto de operação da planta no qual a produção de energia elétrica e de frio aproxime-se da condição nominal para ambos os ciclos. Para isso, minimiza-se o consumo de energia complementar com a condição de que os fatores de capacidade do ciclo de Rankine e do ciclo de absorção não sejam inferiores a 99%. Três variáveis independentes são escolhidas para a otimização, de acordo com a Tabela 7.11. A temperatura para desativação da bomba do tanque de água quente é fixada em 96°C. Pelos dados apresentados na Tabela 7.12, o desempenho da planta no ponto de operação obtido pode ser comparado com o desempenho para a configuração com produção exclusiva de energia elétrica (Seção 7.3.1). Constata-se que a planta contendo o ciclo de absorção consome cerca de 10% a mais de energia complementar para o suprimento dos insumos necessários à produção de água gelada.

Tabela 7.11: Variáveis independentes e intervalos escolhidos para a otimização da quinta análise.

Variável	Intervalo
Temperatura ajustada no aquecedor auxiliar [°C]	[220; 300]
Temperatura para ativação da bomba do tanque de água quente [°C]	[76; 82]
Vazão do fluido térmico [kg/s]	[1,5; 3,0]

Tabela 7.12: Resultados da otimização para a quinta análise.

<i>Chiller</i>	FS [%]	$\bar{\eta}_{\text{campo}}$ [%]	$\bar{\eta}_{\text{Rankine}}$ [%]	$\overline{\text{COP}}$ [-]	Q_{auxiliar} [kWh/dia]	W_{liq} [kWh/dia]	$Q_{\text{evaporador}}$ [kWh/dia]
Com	47,2	50	18,0	0,655	4529	1346	430
Sem	48,5	48	17,9	-	4128	1384	-

O comportamento da planta na configuração E pode ser observado para um dia claro através das curvas das Figuras 7.10 e 7.11. A geração bruta de energia elétrica permanece estável em torno de 120 kW para todo o período de despacho. O consumo do aquecedor exibe um pico no início, diminui progressivamente pela manhã e torna-se nulo quando o calor entregue pelos coletores é suficiente para a sustentação da planta. No entanto, o consumo do aquecedor ressurgue ainda pela manhã quando potência térmica passa a ser transferida do fluido térmico através do trocador de calor ($\dot{Q}_{\text{trocador}}$) para o aquecimento da água no interior do tanque do ciclo de absorção. Pela variação da temperatura da água quente, a capacidade de refrigeração sofre oscilações ao longo do dia. No fim da tarde, a bomba do campo de coletores é desativada e o calor necessário para a operação de ambos os ciclos é obtido exclusivamente a partir da fonte complementar. Durante períodos curtos, a temperatura de saída do campo de coletores supera ligeiramente a temperatura de ajuste no aquecedor auxiliar. Destaque-se que um tanque de água quente maior no circuito do ciclo de absorção poderia tornar a operação da planta mais estável, com o aquecedor auxiliar sendo ativado e desativado menos frequentemente.

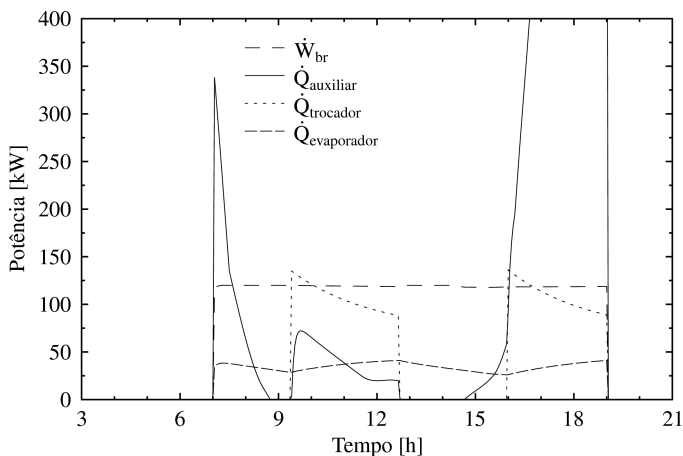


Figura 7.10: Curvas de potência para a configuração E em um dia claro (12 de setembro).

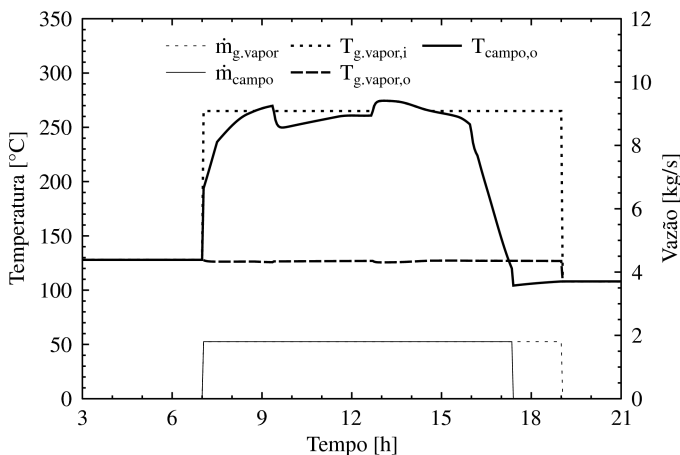


Figura 7.11: Curvas de vazão e de temperatura para a configuração E em um dia claro (12 de setembro).

A operação do ciclo de Rankine com carga parcial para a diminuição da potência despachada pela planta pode ser realizada por meio da redução da vazão do fluido térmico ou por meio da redução da temperatura do fluido térmico na saída do aquecedor auxiliar. Para que se avalie a influência da vazão e da temperatura sobre a geração líquida

de energia elétrica e sobre o consumo de energia complementar, o ajuste de vazão é variado entre 1,8 e 1,2 kg/s e o ajuste de temperatura é variado entre 265 e 225°C. Os valores de 1,8 kg/s e 265°C referem-se ao ponto de operação obtido ao fim da última otimização.

Na Figura 7.12, apresenta-se a relação entre a geração líquida de energia elétrica e o consumo de energia complementar tanto para a situação em que se reduz somente a vazão quanto para a situação em que se reduz somente a temperatura. As curvas da Figura 7.12 sugerem que a operação do ciclo de Rankine com carga parcial deve ser realizada pela redução da temperatura, uma vez que se consome menos energia complementar para uma mesma geração líquida de energia elétrica. Na configuração E, como são idênticas as vazões através do gerador de vapor do ciclo de Rankine e através do campo de coletores, uma vazão menor de fluido térmico ocasiona um aumento na temperatura de saída do campo de coletores, a qual eventualmente supera o limite de segurança do coletor (300°C) e impede a operação do campo. Consequentemente, o consumo de energia complementar torna-se maior. O mesmo problema não ocorre quando se opera o ciclo de Rankine com carga parcial por meio da redução da temperatura na saída do aquecedor auxiliar.

Em relação ao ciclo de absorção, destaque-se que a produção de água gelada não sofre grande variação com a redução da temperatura, desde que se mantenha idêntico o controle da bomba do tanque de água quente. Com a diminuição da temperatura de 265 para 225°C, o fator de capacidade médio do ciclo de absorção aumenta de 1,03 para 1,08.

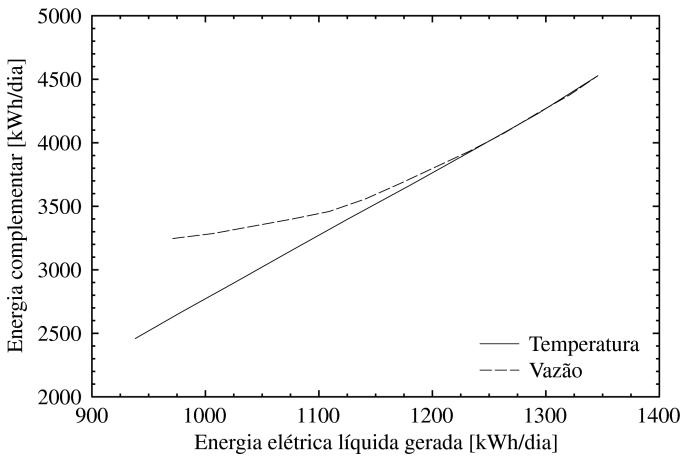


Figura 7.12: Relação entre consumo de energia complementar e geração líquida de energia elétrica com redução de vazão ou temperatura.

7.5 RESULTADOS DA LITERATURA

Comparações diretas com resultados encontrados na literatura não podem ser realizadas pelo fato de que as plantas descritas sempre apresentam diferenças em relação à planta considerada neste estudo. Mesmo assim, valores de eficiência, de fator de capacidade e de consumo parasita para plantas semelhantes são fornecidos como orientação nas próximas seções. Destaque-se que todas as plantas citadas são consideradas de pequeno porte e possuem tanto um campo de calhas parabólicas quanto um ciclo de Rankine orgânico. Porém, sugere-se a consulta da revisão bibliográfica na Seção 2.4 e das referências dadas nas Seções 7.5.1-7.5.3 para que se conheçam as particularidades a respeito de cada planta.

7.5.1 EFICIÊNCIA E FATOR DE CAPACIDADE DA PLANTA

Pelos resultados exibidos na Tabela 7.5, nota-se que a inclusão de um armazenamento térmico com capacidade aproximada de seis horas aumenta o fator de capacidade médio do ciclo de Rankine de 23 para 43% e reduz levemente a eficiência média líquida da planta de 7,8 para 7,4%. De acordo com Canada *et al.* (2005a), a inclusão de um sistema com um único reservatório térmico estratificado com seis horas

de capacidade para a planta solar de Saguaro deve aumentar o fator de capacidade anual de 23 para 40% e a eficiência anual de 7,5 para 7,9%. Uma avaliação independente apresentada por Kolb e Hassani (2006) indica que a inclusão do mesmo sistema de armazenamento para a planta de Saguaro deve aumentar o fator de capacidade anual de 23 para 42% e a eficiência anual de 7,8 para 7,9%. Destaque-se que os valores de Kolb e Hassani (2006) desconsideram o consumo parasita e a indisponibilidade dos equipamentos. Conforme as estimativas de Price e Hassani (2002) em um estudo teórico sobre pequenas centrais heliotérmicas, uma planta com apenas uma hora de armazenamento térmico e com um múltiplo solar²⁵ igual a 1,0 deve apresentar um fator de capacidade anual de 19% e uma eficiência anual de 8,1%, enquanto que uma planta com seis horas de armazenamento e com um múltiplo solar igual a 2,0 deve apresentar um fator de capacidade anual de 39% e uma eficiência anual de 8,2%.

Pelos resultados exibidos na Tabela 7.7, nota-se que a capacidade de armazenamento exerce uma influência pouco acentuada sobre o desempenho da planta, principalmente para capacidades maiores. Triplicando-se o volume de armazenamento (de 30 para 90 m³), o fator de capacidade médio do ciclo de Rankine aumenta de 38,4 para 45,8% e a eficiência média líquida da planta de 6,6 para 7,8%. Como visto na Tabela 7.13, as estimativas de Price e Hassani (2002) para uma planta com um múltiplo solar igual a 2,0 revelam uma tendência semelhante, na qual a eficiência e o fator de capacidade sofrem incrementos pequenos e progressivamente menores com o aumento da capacidade de armazenamento. Destaque-se que o estudo de Price e Hassani (2002) também considera armazenamento térmico em óleo mineral com um sistema de dois reservatórios. Kolb e Hassani (2006) comentam que a produção anual estimada para a planta solar de Saguaro aumenta muito pouco com capacidades maiores que o valor de seis horas definido no projeto do sistema de armazenamento térmico da planta.

25 Na definição de Price e Hassani (2002), um múltiplo solar igual a 1,0 significa que o campo de coletores é projetado para fornecer a quantidade exata de calor para a operação do ciclo de potência na condição nominal quando se dispõe de uma radiação de pico (1000 W/m², incidência normal ao coletor). Por essa definição, uma planta com um múltiplo solar de 2,0 possui uma área de coletores duas vezes maior que uma planta semelhante com um múltiplo solar de 1,0. A título de exemplo, as usinas SEGS, mesmo sem armazenamento térmico, apresentam múltiplos solares de aproximadamente 1,25.

Tabela 7.13: Estimativas para fator de capacidade e eficiência anuais de uma pequena central heliotérmica com múltiplo solar de 2,0.

Capacidade de armazenamento	Fator de capacidade	Eficiência
[h]	[%]	[%]
3	36	7,6
4	37	7,8
5	38	8,1
6	39	8,2
7	40	8,4
8	41	8,5
9	41	8,5

Fonte: Price e Hassani (2002).

7.5.2 EFICIÊNCIA DO CICLO DE POTÊNCIA

Com a exceção do caso com aproveitamento de calor residual para a produção de água gelada, os resultados obtidos para a eficiência média do ciclo de Rankine não variam muito entre todos os casos considerados neste estudo (em torno de 17,8%). O valor da eficiência de conversão para a condição nominal do equipamento (Tabela 4.1) mostra-se levemente inferior (16,2%), provavelmente devido a uma menor temperatura média observada neste estudo para o resfriamento do condensador do ciclo de Rankine.

De acordo com Larson (1987), testes revelaram um decréscimo pequeno na eficiência do ciclo de potência da planta solar de Coolidge com a redução da potência elétrica gerada em relação à condição nominal. Conforme Fenton *et al.* (1984), verificou-se experimentalmente que a eficiência do ciclo de potência da planta solar de Willard em condições estáveis de operação ficava sempre em torno de 15%, independentemente da época do ano. A condensação do ciclo de Rankine realizada com a água fria disponível através do poço do sistema de irrigação da planta de Willard estabilizava a sua eficiência ao longo de todo o ano.

7.5.3 CONSUMO PARASITA

Pelos resultados da segunda e da terceira análise para as configurações sem fonte complementar de energia (Seções 7.3.2 e 7.3.3), o consumo parasita representa de 3,7 a 4,7% da energia elétrica produzida

pelo ciclo de Rankine ao longo do ano simulado. Destaque-se novamente que o consumo pela bomba interna do ciclo de Rankine é descontado do valor da energia elétrica produzida pelo ciclo e não é somado ao valor do consumo parasita pela planta. Se o consumo interno do ciclo de Rankine fosse levado em conta, o percentual de consumo parasita aumentaria significativamente. Conforme os dados do fabricante para a condição nominal do equipamento, o ciclo consome internamente um total de 10 kW para uma geração líquida de 120 kW. No entanto, os percentuais de consumo parasita de energia elétrica pela planta em estudo, embora não incluam o consumo interno do ciclo de Rankine, parecem estar subestimados quando comparados com os valores relatados na literatura. A planta solar de Willard, para o solstício de verão, consumia cerca de 16% da energia elétrica bruta gerada ao longo do dia (FENTON *et al.*, 1984), enquanto que a planta solar de Coolidge, para um dia ensolarado de verão, consumia cerca de 19% (LARSON, 1987).

7.6 VERIFICAÇÕES

Não se identificam problemas em uma série de verificações realizadas com as simulações para as quais resultados são apresentados neste estudo: os intervalos escolhidos para a geração dos polinômios de desempenho nunca são violados; a solução iterativa do sistema de equações dentro dos módulos criados no TRNSYS para o campo de coletores sempre converge; balanços de energia e de massa para a planta sempre apresentam erros mínimos; mensagens de advertência nunca são emitidas pelo TRNSYS; e a redução do passo de tempo e da tolerância do método numérico não altera significativamente os resultados obtidos, sugerindo que os valores adotados para as simulações (Seção 7.1) estão adequados.

8 CONCLUSÕES

Neste estudo, desenvolveu-se uma metodologia de simulação capaz de analisar o comportamento dinâmico e o desempenho de longo prazo de uma central heliotérmica de micro escala (120 kWe). Para Bom Jesus da Lapa, localidade que ofereceu os melhores resultados, a simulação da planta sem armazenamento térmico revelou uma eficiência anual líquida de 7,8% e um fator de capacidade anual de 23%. No caso com armazenamento de seis horas, a simulação revelou uma eficiência anual líquida de 7,4% e um fator de capacidade anual de 43%. Os valores supracitados mostram-se próximos dos apresentados por Price e Hassani (2002), Kolb e Hassani (2006) e Canada *et al.* (2005a).

A capacidade de uma simulação em representar o sistema físico real depende do nível de detalhamento dos modelos matemáticos adotados. Por outro lado, a instabilidade numérica e o tempo de processamento da solução tendem a aumentar com modelos matemáticos mais complexos. Dentro desse contexto, este capítulo identifica qualidades, limitações e possíveis melhorias para a metodologia proposta para a simulação transiente da planta.

8.1 QUALIDADES E LIMITAÇÕES

Kolb e Hassani (2006) discutem sobre dificuldades enfrentadas com modelos completos de TRNSYS para centrais heliotérmicas com reservatório estratificado. Alguns modelos completos apresentam instabilidade numérica ou exigem tempo excessivo de processamento para a realização de uma simulação anual. Os problemas, causados supostamente pela complexidade dos modelos do campo de coletores e do ciclo de Rankine bem como pelas equações diferenciais do reservatório térmico, são resolvidos com a substituição do modelo detalhado do ciclo de Rankine por simples equações de desempenho. A metodologia proposta neste estudo, também baseada em equações de desempenho para os ciclos térmicos, permite que a simulação anual da planta seja realizada sem problemas de convergência e com pouco esforço computacional (tempo de simulação menor que um minuto).²⁶

Por outro lado, o estudo da influência de modificações nos ciclos sobre o desempenho da planta torna-se difícil com essa metodologia,

26 Com um processador de dois núcleos e 2,13 GHz.

uma vez que novos polinômios devem ser gerados sempre que se modifica alguma característica de projeto de cada um dos ciclos. Adicionalmente, o uso de polinômios de desempenho apenas se torna possível devido ao pequeno número de parâmetros de operação para ambos os ciclos adotados neste estudo. Um modelo baseado em polinômios ajustados pode oferecer resultados pouco confiáveis para ciclos térmicos mais complexos.

Apesar disso, a possibilidade de modificação dos ciclos, mesmo sendo difícil, revela-se uma vantagem dos modelos teóricos. A modelagem empírica do campo de coletores, por exemplo, proporciona menor flexibilidade. Coletores solares de diferentes modelos não podem ser considerados a menos que se disponha de suas curvas de eficiência. Além disso, não é possível avaliar a influência dos diversos parâmetros do coletor sobre o desempenho da planta, como no caso das propriedades ópticas dos materiais empregados.

A modelagem baseada em TRNSYS apresenta vantagens e desvantagens. A estrutura modular do TRNSYS possibilita o teste de diversas configurações para toda a planta, uma vez que modelos matemáticos de outros componentes considerados para a planta podem ser adicionados facilmente. Novos modelos podem ser desenvolvidos, porém a própria biblioteca padrão do TRNSYS possui módulos disponíveis para a modelagem de reservatórios, trocadores de calor, controladores e outros equipamentos comuns em sistemas térmicos, sendo que alguns desses modelos estão validados. Por outro lado, a estrutura modular dificulta a solução global do conjunto de equações e problemas de convergência podem impossibilitar a simulação, principalmente quando o sistema é não-linear.

8.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Em uma eventual continuação do presente trabalho, destaque especial pode ser dado a uma análise mais ampla, que inclua tanto a viabilidade econômica da planta quanto comparações com outras tecnologias, e a um maior refinamento dos modelos elaborados para os componentes da planta, principalmente os ciclos térmicos, os quais se encontram limitados pela pequena quantidade de informação disponível.

Nenhuma melhoria significativa pode ser identificada para o modelo empírico elaborado para o campo de coletores. Entretanto, um novo modelo teórico com o detalhamento dos fenômenos de transferência de calor através do coletor pode ser desenvolvido em substituição

ao modelo atual. Um modelo teórico permite que coletores de diferentes materiais, desenhos e conceitos sejam avaliados na simulação sem a necessidade de geração de uma curva de desempenho experimental para cada caso. Adicionalmente, um modelo teórico pode melhorar a precisão dos resultados da simulação, uma vez que um modelo baseado em uma curva experimental não se revela capaz de considerar integralmente as condições reais ao longo do campo de coletores (LIPPKE, 1995).

O consumo parasita de energia elétrica pela planta não é rigorosamente modelado neste estudo. Como não se dispõe do dimensionamento dos diversos equipamentos, opta-se por estimativas baseadas principalmente em valores de referência para vazão, perda de carga ou potência elétrica. No caso do campo de coletores, as estimativas são baseadas na perda de carga calculada ao longo dos tubos absorvedores. Uma vez que o consumo parasita aparentemente está subestimado em comparação com os dados da literatura, conclui-se que uma predição precisa da geração líquida de energia elétrica pela planta pode exigir modelos mais detalhados baseados em medições de potência consumida ou em curvas de desempenho para cada equipamento. As perdas de calor ao longo da planta também podem estar subestimadas, pois são consideradas as perdas em qualquer componente além dos reservatórios térmicos.

Sistemas de controle bastante simples são escolhidos neste estudo. Tempos de resposta são desprezados e valores constantes são adotados para diversos ajustes ao longo da planta. Além disso, distintas estratégias de controle não são experimentadas. Uma estratégia de controle mais complexa pode ser necessária para a operação otimizada da planta, considerando mudanças nas condições ambientais e de demanda, como o perfil de consumo de cada produto e a prioridade na disponibilidade de um produto em relação aos demais.

Em relação aos valores anuais de eficiência e de fator de capacidade, os resultados obtidos neste estudo revelam-se razoáveis em comparação com dados da literatura. O impacto do armazenamento térmico sobre o desempenho da planta também apresenta tendências semelhantes. No entanto, entre os pontos fracos deste estudo está o fato de que as estimativas para a produção de energia elétrica em função do tempo não são validadas experimentalmente ou por meio de outro modelo teórico. Mesmo assim, destaca-se que a metodologia proposta pode ser aplicada a um caso particular que possibilite a comparação com dados da literatura ou com predições de algum *software* dedicado à avaliação de sistemas de geração elétrica por energia solar, como o Solar

Advisor Model (SAM), desenvolvido pelo NREL (NREL, 2010), ou o RETScreen, mantido pelo governo canadense (NRCAN, 2009).

Com base nos resultados da simulação da planta, constata-se que a produção de água gelada com o aproveitamento de calor residual não é interessante devido à queda acentuada na eficiência de conversão do ciclo de Rankine. Adicionalmente, a substituição do *chiller* de absorção por um *chiller* convencional por compressão mecânica de vapor, embora aumente o consumo parasita de energia elétrica pela planta, poderia indicar, entre ambas, a tecnologia mais atrativa para a presente aplicação.

Finalmente, destaque-se que este estudo, embora restrito a questões técnicas a respeito de pequenas centrais heliotérmicas, pode servir também como base para a avaliação de viabilidade de plantas semelhantes em diferentes cenários econômicos. Conforme Mills (2004), plantas com ciclos de Rankine orgânicos operando a partir de calhas parabólicas podem demonstrar a sua viabilidade futuramente como uma alternativa para sistemas fotovoltaicos, especialmente em regiões isoladas e com grandes capacidades de armazenamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABENGOA. *Abengoa Solar S.A.* Disponível em:
<<http://www.abengoasolar.com>>. Acesso em: 13 de março de 2009.
- ALEXANDER, G.; BUSCH, D. F.; FISCHER, R. D.; SMITH, W. A. *Modification and 1978 operation of the Gila Bend solar-powered irrigation pumping system*. Columbus, Ohio: Battelle Laboratories, mar. 1979. Relatório SAND79-7009.
- ALPINA. *Alpina Equipamentos Industriais Ltda.* Disponível em:
<<http://www.alpina.com.br>>. Acesso em: 19 de junho de 2009.
- ANDERSEN, W. C.; BRUNO, T. J. Rapid screening of fluids for chemical stability in organic Rankine cycle applications. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 44, n. 15, pp. 5560-5566, 2005.
- ASHRAE. *1989 ASHRAE handbook: fundamentals*. Atlanta, Georgia: ASHRAE, 1989.
- ASHRAE. *2000 ASHRAE handbook: HVAC systems and equipment*. Atlanta, Georgia: ASHRAE, 2000.
- BEJAN, A. *Advanced engineering thermodynamics*. 3. ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2006. pp. 848-849.
- BIDDLE, R. Exploiting wasted heat: new approaches to electricity generation from wasted heat. *Refocus*, v. 6, n. 6, pp. 34-37, 2005.
- BRAUN, J. E.; KLEIN, S. A.; MITCHELL, J. W. Effectiveness models for cooling towers and cooling coils. *ASHRAE Transactions*, v. 95, n. 2, pp. 164-174, 1989.
- CANADA, S.; COHEN, G.; CABLE, R.; BROSSEAU, D.; PRICE, H. *Parabolic trough organic Rankine cycle solar power plant*. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, jan. 2005a. Artigo NREL/CP-550-37077.
- CANADA, S.; BROSSEAU, D.; KOLB, G.; MOORE, L.; CABLE, R.; PRICE, H. *Status of APS I-MWe parabolic trough project*. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, nov. 2005b. Artigo NREL/CP-550-39205.

- COHEN, G. E.; KEARNEY, D. W.; KOLB, G. J. *Final report on the operation and maintenance improvement program for concentrating solar power plants*. Albuquerque, New Mexico: Sandia National Laboratories, jun. 1999. Relatório SAND99-1290.
- CORDEIRO, P. *START mission to Brazil*. Albuquerque, New Mexico: Sandia National Laboratories, fev. 1998. Relatório.
- DUDLEY, V. E.; EVANS, L. R.; MATTHEWS, C. W. *Test results: Industrial Solar Technology Parabolic Trough Solar Collector*. Albuquerque, New Mexico: Sandia National Laboratories, nov. 1995. Relatório SAND94-1117.
- DUDLEY, V. E.; KOLB, G. J.; MAHONEY, A. R.; MANCINI, T. R.; MATTHEWS, C. W.; SLOAN, M.; KEARNEY, D. *Test results: SEGS LS-2 Solar Collector*. Albuquerque, New Mexico: Sandia National Laboratories, dez. 1994. Relatório SAND94-1884.
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. *Solar engineering of thermal processes*. 3. ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2006.
- FENTON, D. L.; ABERNATHY, G. H.; KRIVOKAPICH, G. A.; OTTS, J. V. Operation and evaluation of the Willard solar thermal power irrigation system. *Solar Energy*, v. 32, n. 6, pp. 735-751, 1984.
- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. *Introduction to fluid mechanics*. 7. ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2010.
- FREEPOWER. *Freepower Ltd*. Disponível em: <<http://www.freepower.co.uk>>. Acesso em: 22 de maio de 2009.
- GURGENCI, H. Performance of power plants with organic Rankine cycles under part-load and off-design conditions. *Solar Energy*, v. 36, n. 1, pp. 45-51, 1986.
- HAAR, L.; GALLAGHER, J. S.; KELL, G. S. *NBS/NRC steam tables*. 1. ed. Hemisphere Publishing, 1984.
- HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. *Absorption chillers and heat pumps*. 1. ed. Boca Raton, Florida: CRC Press, 1996.
- HERRMANN, U.; KELLY, B.; PRICE, H. Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants. *Energy*, v. 29, n. 5-6, pp. 883-893, 2004.

- HUNG, T. C.; SHAI, T. Y.; WANG, S. K. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*, v. 22, n. 7, pp. 661-667, 1997.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6. ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2007.
- JACOBSEN, R. T.; PENONCELLO, S. G.; LEMMON, E. W. *Thermodynamic properties of cryogenic fluids*. 1. ed. New York: Plenum Press, 1997.
- JONES, S. A.; PITZ-PAAL, R.; SCHWARZBOEZL, P.; BLAIR, N.; CABLE, R. TRNSYS modeling of the SEGS VI parabolic trough solar electric generating system. In: ASME INTERNATIONAL SOLAR ENERGY CONFERENCE, 2001, Washington, District of Columbia.
- KELLY, B.; KEARNEY, D. *Parabolic trough solar system piping model*. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, jul. 2006. Relatório NREL/SR-550-40165.
- KENNEDY, J.; EBERHART, R. Particle swarm optimization. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON NEURAL NETWORKS, 1995, Perth, Australia.
- KLEIN, S. A. *EES: engineering equation solver - version 8.409*. Madison, Wisconsin: Solar Energy Laboratory, 2009.
- KLEIN, S. A. *et al.* TRNSYS: a transient system simulation program - version 16.01.0003. Madison, Wisconsin: Solar Energy Laboratory, 2007.
- KLEIN, S. A.; COOPER, P. I.; FREEMAN, T. L.; BEEKMAN, D. M.; BECKMAN, W. A.; DUFFIE, J. A. A method of simulation of solar processes and its application. *Solar Energy*, v. 17, n. 1, pp. 29-37, 1975.
- KOLB, G. J.; HASSANI, V. Performance analysis of thermocline energy storage proposed for the 1 MW Saguaro solar trough plant. In: ASME INTERNATIONAL SOLAR ENERGY CONFERENCE, 2006, Denver, Colorado.
- LARSON, D. L. Operational evaluation of the grid-connected Coolidge solar thermal electric power plant. *Solar Energy*, v. 38, n. 1, pp. 11-24, 1987.

- LIPPKE, F. *Simulation of the part-load behavior of a 30 MWe SEGS plant*. Albuquerque, New Mexico: Sandia National Laboratories, jun. 1995. Relatório SAND95-1293.
- MARION, W.; URBAN, K. *User's manual for TMY2s*. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, jun. 1995. Relatório.
- MCMAHAN, A. C. *Design and optimization of organic Rankine cycle solar-thermal powerplants*. Dissertação (Mestrado) - University of Wisconsin-Madison, Madison, Wisconsin, 2006.
- MILLS, D. Advances in solar thermal electricity technology. *Solar Energy*, v. 76, n. 1-3, pp. 19-31, 2004.
- MOUSTAFA, S. M. A.; EL-MANSY, H.; ELIMAM, A.; ZEWEN, H. Operational strategies for Kuwait's 100 kWe / 0.7 MWth solar power plant. *Solar Energy*, v. 34, n. 3, pp. 231-238, 1985.
- MOUSTAFA, S.; HOEFLER, W.; EL-MANSY, H.; KAMAL, A.; JARRAR, D.; HOPPMAN, H.; ZEWEN, H. Design specifications and application of a 100 kWe (700 kWth) cogeneration solar power plant. *Solar Energy*, v. 32, n. 2, pp. 263-269, 1984.
- NRCAN. *RETScreen clean energy project analysis software* - version 4. Ottawa, Canada: Natural Resources Canada, 2009.
- NREL. *SAM: solar advisor model* - version 2010.4.12. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, 2010.
- NSRDB. National Renewable Energy Laboratory. Renewable Resource Data Center. *National Solar Radiation Data Base*. Disponível em: <<http://www.nrel.gov/rredc>>. Acesso em: 7 de novembro de 2009.
- ODEH, S. D.; BEHNIA, M.; MORRISON, G. L. Performance evaluation of solar thermal electric generation systems. *Energy Conversion and Management*, v. 44, n. 15, pp. 2425-2443, 2003.
- PATNODE, A. M. *Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants*. Dissertação (Mestrado) - University of Wisconsin-Madison, Madison, Wisconsin, 2006.
- PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; ABREU, S. L.; RÜTHER, R. *Atlas brasileiro de energia solar*. 1. ed. São José dos Campos, SP: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 2006.

PILKINGTON SOLAR INTERNATIONAL. *Survey of thermal storage for parabolic trough power plants*. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, set. 2000. Relatório NREL/SR-550-27925.

PRICE, H. *A parabolic trough solar power plant simulation model*. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, jan. 2003. Artigo NREL/CP-550-33209.

PRICE, H.; HASSANI, V. *Modular trough power plant cycle and systems analysis*. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, jan. 2002. Relatório NREL/TP-550-31240.

PRICE, H.; LÜPFERT, E.; KEARNEY, D.; ZARZA, E.; COHEN, G.; GEE, R.; MAHONEY, R. Advances in parabolic trough solar power technology. *Solar Energy Engineering*, v. 124, n. 2, pp. 109-125, 2002.

RADCO. *Radco Industries Inc.* Disponível em: <<http://www.radcoind.com>>. Acesso em: 27 de maio de 2009.

RICHTER, C.; TESKE, S.; SHORT, R. *Concentrating solar power: global outlook 09*. Amsterdam, The Netherlands: Greenpeace International, mai. 2009. Relatório.

SALEH, B.; KOGLBAUER, G.; WENDLAND, M.; FISCHER, J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, v. 32, n. 7, pp. 1210-1221, 2007.

SCHUSTER, A.; KARELLAS, S.; KAKARAS, E.; SPLIETHOFF, H. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications. *Applied Thermal Engineering*, v. 29, n. 8-9, pp. 1809-1817, 2009.

SCHWARZBÖZL, P. *STEC: a TRNSYS model library for solar thermal electric components - release 3.0*. Köln, Germany: Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt, 2006.

SOLARPACES. *Solar Power and Chemical Energy Systems*. Disponível em: <<http://www.solarpaces.org>>. Acesso em: 24 de novembro de 2009.

SPENCER, L. C. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: part I - a history of solar-powered devices up to 1950. *Solar Energy*, v. 43, n. 4, pp. 191-196, 1989a.

SPENCER, L. C. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: part II - research since 1950 - "conventional" engines up to 100 kW. *Solar Energy*, v. 43, n. 4, pp. 197-210, 1989b.

SPENCER, L. C. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: part III - research since 1950 - "unconventional" engines up to 100 kW. *Solar Energy*, v. 43, n. 4, pp. 211-225, 1989c.

ST.LAURENT, S. *Thermocline thermal storage test for large-scale solar thermal power plants*. Albuquerque, New Mexico: Sandia National Laboratories, ago. 2000. Relatório SAND2000-2059C.

STUETZLE, T. A. *Automatic control of the 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant*. Dissertação (Mestrado) - University of Wisconsin-Madison, Madison, Wisconsin, 2002.

SWERA. *Solar and Wind Energy Resource Assessment*. Disponível em: <<http://swera.unep.net>>. Acesso em: 10 de outubro de 2007.

TCHANCHE, B. F.; PAPADAKIS, G.; LAMBRINOS, G.; FRANGOUDAKIS, A. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, v. 29, n. 11-12, pp. 2468-2476, 2009.

TROUGHNET. National Renewable Energy Laboratory. *Parabolic Trough Solar Power Network*. Disponível em: <<http://www.nrel.gov/csp/troughnet>>. Acesso em: 10 de dezembro de 2009.

WETTER, M. *GenOpt*: generic optimization program - version 2.1.0. Berkeley, California: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2008.

YAZAKI. *Yazaki Energy Systems Inc*. Disponível em: <<http://www.yazakienergy.com>>. Acesso em: 2006.

APÊNDICE: POLINÔMIOS DE DESEMPENHO

CICLO DE RANKINE

\dot{Q}_h	Potência térmica fornecida	[kW]
\dot{Q}_c	Potência de resfriamento	[kW]
\dot{W}	Potência elétrica líquida	[kW]
\dot{m}_h	Vazão do fluido térmico	[kg/s]
T_h	Temperatura do fluido térmico na entrada	[°C]
T_c	Temperatura da água de resfriamento na entrada	[°C]

VAZÃO NOMINAL PARA A ÁGUA DE RESFRIAMENTO

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_h = & -4,12040258 \cdot 10^{+05} + 8,07038391 \cdot 10^{+03} T_h - 6,04791559 \cdot 10^{+01} T_h^2 \\
& + 2,04364965 \cdot 10^{-01} T_h^3 - 2,47835376 \cdot 10^{-04} T_h^4 - 1,69674545 \cdot 10^{-07} T_h^5 \\
& + 4,54480319 \cdot 10^{-10} T_h^6 + 9,12462256 \cdot 10^{+03} T_c - 1,58578284 \cdot 10^{+02} T_c^2 \\
& - 1,72427284 \cdot 10^{+00} T_c^3 + 2,04354137 \cdot 10^{-01} T_c^4 - 3,54960562 \cdot 10^{-03} T_c^5 \\
& + 9,69116912 \cdot 10^{-09} T_c^6 + 2,25856232 \cdot 10^{+05} m_h + 1,25532680 \cdot 10^{+05} m_h^2 \\
& - 4,73427506 \cdot 10^{+04} m_h^3 - 1,77044082 \cdot 10^{+04} m_h^4 + 3,86649526 \cdot 10^{+03} m_h^5 \\
& + 6,41496635 \cdot 10^{-01} m_h^6 - 1,11773423 \cdot 10^{+02} T_h T_c + 3,84286719 \cdot 10^{-01} T_h T_c^2 \\
& + 4,54312481 \cdot 10^{-02} T_h T_c^3 - 2,88361616 \cdot 10^{-03} T_h T_c^4 + 5,49545032 \cdot 10^{-05} T_h T_c^5 \\
& - 5,99689270 \cdot 10^{+03} T_h m_h - 1,41521875 \cdot 10^{+03} T_h m_h^2 + 6,41018161 \cdot 10^{+02} T_h m_h^3 \\
& + 3,54802582 \cdot 10^{+02} T_h m_h^4 - 6,83628578 \cdot 10^{+01} T_h m_h^5 + 3,77199582 \cdot 10^{-01} T_h^2 T_c \\
& + 1,37712792 \cdot 10^{-02} T_h^2 T_c^2 - 1,98972760 \cdot 10^{-04} T_h^2 T_c^3 + 8,10470018 \cdot 10^{-06} T_h^2 T_c^4 \\
& - 2,68683845 \cdot 10^{-07} T_h^2 T_c^5 + 5,77691627 \cdot 10^{+01} T_h^2 m_h + 6,44832597 \cdot 10^{+00} T_h^2 m_h^2 \\
& - 5,80660524 \cdot 10^{+00} T_h^2 m_h^3 - 1,75464073 \cdot 10^{+00} T_h^2 m_h^4 + 3,40327734 \cdot 10^{-01} T_h^2 m_h^5 \\
& + 8,81214114 \cdot 10^{-04} T_h T_c^2 - 1,43758836 \cdot 10^{-04} T_h^3 T_c^2 + 8,43218963 \cdot 10^{-07} T_h^3 T_c^3 \\
& + 1,63649863 \cdot 10^{-08} T_h^3 T_c^4 + 4,54433830 \cdot 10^{-10} T_h^3 T_c^5 - 2,57729451 \cdot 10^{-01} T_h^3 m_h \\
& - 2,01100222 \cdot 10^{-02} T_h^3 m_h^2 + 3,40988535 \cdot 10^{-02} T_h^3 m_h^3 + 2,80050880 \cdot 10^{-04} T_h^3 m_h^4 \\
& - 2,70503847 \cdot 10^{-04} T_h^3 m_h^5 - 7,09603609 \cdot 10^{-06} T_h^4 T_c + 5,04248565 \cdot 10^{-07} T_h^4 T_c^2 \\
& - 3,20386148 \cdot 10^{-09} T_h^4 T_c^3 - 1,05917486 \cdot 10^{-10} T_h^4 T_c^4 + 1,77632003 \cdot 10^{-13} T_h^4 T_c^5 \\
& + 5,40312744 \cdot 10^{-04} T_h^4 m_h + 5,97949882 \cdot 10^{-05} T_h^4 m_h^2 - 1,07576955 \cdot 10^{-04} T_h^4 m_h^3 \\
& + 1,79128398 \cdot 10^{-05} T_h^4 m_h^4 - 2,17132274 \cdot 10^{-06} T_h^4 m_h^5 + 1,02912107 \cdot 10^{-08} T_h^5 T_c \\
& - 6,04031766 \cdot 10^{-10} T_h^5 T_c^2 + 4,86128669 \cdot 10^{-12} T_h^5 T_c^3 + 1,23136090 \cdot 10^{-13} T_h^5 T_c^4 \\
& - 8,74127348 \cdot 10^{-16} T_h^5 T_c^5 - 4,27341249 \cdot 10^{-07} T_h^5 m_h - 8,99220555 \cdot 10^{-08} T_h^5 m_h^2 \\
& + 1,32147911 \cdot 10^{-07} T_h^5 m_h^3 - 3,30895694 \cdot 10^{-08} T_h^5 m_h^4 + 4,31478480 \cdot 10^{-09} T_h^5 m_h^5 \\
& - 8,00356761 \cdot 10^{+02} T_c m_h - 9,73667048 \cdot 10^{+02} T_c m_h^2 + 1,47494897 \cdot 10^{+03} T_c m_h^3 \\
& - 6,09628635 \cdot 10^{+02} T_c m_h^4 + 8,18242189 \cdot 10^{+01} T_c m_h^5 + 7,36770765 \cdot 10^{+01} T_c^2 m_h \\
& + 5,56478589 \cdot 10^{+01} T_c^2 m_h^2 - 1,00253085 \cdot 10^{+02} T_c^2 m_h^3 + 4,27918862 \cdot 10^{+01} T_c^2 m_h^4 \\
& - 5,82089713 \cdot 10^{+00} T_c^2 m_h^5 - 3,16264633 \cdot 10^{+00} T_c^3 m_h - 1,37196635 \cdot 10^{+00} T_c^3 m_h^2 \\
& + 3,23893545 \cdot 10^{+00} T_c^3 m_h^3 - 1,43722694 \cdot 10^{+00} T_c^3 m_h^4 + 1,98526256 \cdot 10^{-01} T_c^3 m_h^5 \\
& + 6,36048850 \cdot 10^{-02} T_c^4 m_h + 1,31052557 \cdot 10^{-02} T_c^4 m_h^2 - 4,99712052 \cdot 10^{-02} T_c^4 m_h^3 \\
& + 2,32097596 \cdot 10^{-02} T_c^4 m_h^4 - 3,26103447 \cdot 10^{-03} T_c^4 m_h^5 - 4,83116831 \cdot 10^{-04} T_c^5 m_h \\
& - 1,96311851 \cdot 10^{-05} T_c^5 m_h^2 + 2,95890746 \cdot 10^{-04} T_c^5 m_h^3 - 1,44877952 \cdot 10^{-04} T_c^5 m_h^4 \\
& + 2,07337932 \cdot 10^{-05} T_c^5 m_h^5
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_c = & -3,93006740 \cdot 10^{+05} + 7,74959567 \cdot 10^{+03} T_h - 5,83616759 \cdot 10^{+01} T_h^2 \\
 & + 1,97992630 \cdot 10^{-01} T_h^3 - 2,40693866 \cdot 10^{-04} T_h^4 - 1,66094450 \cdot 10^{-07} T_h^5 \\
 & + 4,44259439 \cdot 10^{-10} T_h^6 + 8,49525104 \cdot 10^{+03} T_c - 1,39829306 \cdot 10^{+02} T_c^2 \\
 & - 2,17279191 \cdot 10^{+00} T_c^3 + 2,03701009 \cdot 10^{-01} T_c^4 - 3,42182026 \cdot 10^{-03} T_c^5 \\
 & + 9,56232356 \cdot 10^{-09} T_c^6 + 2,05927291 \cdot 10^{+05} \dot{m}_h + 1,34876441 \cdot 10^{+05} \dot{m}_h^2 \\
 & - 4,87420133 \cdot 10^{+04} \dot{m}_h^3 - 1,72880869 \cdot 10^{+04} \dot{m}_h^4 + 3,96465746 \cdot 10^{+03} \dot{m}_h^5 \\
 & + 9,05767338 \cdot 10^{-01} \dot{m}_h^6 - 1,04716133 \cdot 10^{+02} T_h T_c + 2,95206087 \cdot 10^{-01} T_h T_c^2 \\
 & + 4,88345482 \cdot 10^{-02} T_h T_c^3 - 2,84723691 \cdot 10^{-03} T_h T_c^4 + 5,26565845 \cdot 10^{-05} T_h T_c^5 \\
 & - 5,66451859 \cdot 10^{+03} T_h \dot{m}_h - 1,54164184 \cdot 10^{+03} T_h \dot{m}_h^2 + 6,43060634 \cdot 10^{+02} T_h \dot{m}_h^3 \\
 & + 3,51700325 \cdot 10^{+02} T_h \dot{m}_h^4 - 7,09017593 \cdot 10^{+01} T_h \dot{m}_h^5 + 3,51083527 \cdot 10^{-01} T_h^2 T_c \\
 & + 1,31340449 \cdot 10^{-02} T_h^2 T_c^2 - 2,11878940 \cdot 10^{-04} T_h^2 T_c^3 + 8,10074784 \cdot 10^{-06} T_h^2 T_c^4 \\
 & - 2,55298489 \cdot 10^{-07} T_h^2 T_c^5 + 5,55007774 \cdot 10^{+01} T_h^2 \dot{m}_h + 7,05895306 \cdot 10^{+00} T_h^2 \dot{m}_h^2 \\
 & - 5,62101583 \cdot 10^{+00} T_h^2 \dot{m}_h^3 - 1,78087473 \cdot 10^{+00} T_h^2 \dot{m}_h^4 + 3,66931363 \cdot 10^{-01} T_h^2 \dot{m}_h^5 \\
 & + 8,68987906 \cdot 10^{-04} T_h^3 T_c - 1,36285615 \cdot 10^{-04} T_h^3 T_c^2 + 8,56296046 \cdot 10^{-07} T_h^3 T_c^3 \\
 & + 1,48649501 \cdot 10^{-08} T_h^3 T_c^4 + 4,23854002 \cdot 10^{-10} T_h^3 T_c^5 - 2,50048150 \cdot 10^{-01} T_h^3 \dot{m}_h \\
 & - 2,13071021 \cdot 10^{-02} T_h^3 \dot{m}_h^2 + 3,28113421 \cdot 10^{-02} T_h^3 \dot{m}_h^3 + 5,12528886 \cdot 10^{-04} T_h^3 \dot{m}_h^4 \\
 & - 3,93408855 \cdot 10^{-04} T_h^3 \dot{m}_h^5 - 6,85112196 \cdot 10^{-06} T_h^4 T_c + 4,80578530 \cdot 10^{-07} T_h^4 T_c^2 \\
 & - 3,19116271 \cdot 10^{-09} T_h^4 T_c^3 - 9,92262534 \cdot 10^{-11} T_h^4 T_c^4 + 1,87968784 \cdot 10^{-13} T_h^4 T_c^5 \\
 & + 5,26923419 \cdot 10^{-04} T_h^4 \dot{m}_h + 6,08865524 \cdot 10^{-05} T_h^4 \dot{m}_h^2 - 1,04686668 \cdot 10^{-04} T_h^4 \dot{m}_h^3 \\
 & + 1,74101034 \cdot 10^{-05} T_h^4 \dot{m}_h^4 - 1,91638673 \cdot 10^{-06} T_h^4 \dot{m}_h^5 + 9,93202098 \cdot 10^{-09} T_h^5 T_c \\
 & - 5,79107003 \cdot 10^{-10} T_h^5 T_c^2 + 4,84960855 \cdot 10^{-12} T_h^5 T_c^3 + 1,14389351 \cdot 10^{-13} T_h^5 T_c^4 \\
 & - 8,38820256 \cdot 10^{-16} T_h^5 T_c^5 - 4,17186982 \cdot 10^{-07} T_h^5 \dot{m}_h - 9,11054586 \cdot 10^{-08} T_h^5 \dot{m}_h^2 \\
 & + 1,30409787 \cdot 10^{-07} T_h^5 \dot{m}_h^3 - 3,28823202 \cdot 10^{-08} T_h^5 \dot{m}_h^4 + 4,12768874 \cdot 10^{-09} T_h^5 \dot{m}_h^5 \\
 & - 6,77798605 \cdot 10^{+02} T_c \dot{m}_h - 9,77802790 \cdot 10^{+02} T_c \dot{m}_h^2 + 1,40952373 \cdot 10^{+03} T_c \dot{m}_h^3 \\
 & - 5,76452556 \cdot 10^{+02} T_c \dot{m}_h^4 + 7,70163203 \cdot 10^{+01} T_c \dot{m}_h^5 + 6,69729873 \cdot 10^{+01} T_c^2 \dot{m}_h \\
 & + 5,34132281 \cdot 10^{+01} T_c^2 \dot{m}_h^2 - 9,40713853 \cdot 10^{+01} T_c^2 \dot{m}_h^3 + 3,99945861 \cdot 10^{+01} T_c^2 \dot{m}_h^4 \\
 & - 5,43120899 \cdot 10^{+00} T_c^2 \dot{m}_h^5 - 3,00061564 \cdot 10^{+00} T_c^3 \dot{m}_h - 1,20818887 \cdot 10^{+00} T_c^3 \dot{m}_h^2 \\
 & + 2,97429193 \cdot 10^{+00} T_c^3 \dot{m}_h^3 - 1,32625222 \cdot 10^{+00} T_c^3 \dot{m}_h^4 + 1,83525174 \cdot 10^{-01} T_c^3 \dot{m}_h^5 \\
 & + 6,20346388 \cdot 10^{-02} T_c^4 \dot{m}_h + 8,95788110 \cdot 10^{-03} T_c^4 \dot{m}_h^2 - 4,47193398 \cdot 10^{-02} T_c^4 \dot{m}_h^3 \\
 & + 2,11231359 \cdot 10^{-02} T_c^4 \dot{m}_h^4 - 2,98549528 \cdot 10^{-03} T_c^4 \dot{m}_h^5 - 4,80001114 \cdot 10^{-04} T_c^5 \dot{m}_h \\
 & + 1,60216919 \cdot 10^{-05} T_c^5 \dot{m}_h^2 + 2,56686180 \cdot 10^{-04} T_c^5 \dot{m}_h^3 - 1,29906648 \cdot 10^{-04} T_c^5 \dot{m}_h^4 \\
 & + 1,87928338 \cdot 10^{-05} T_c^5 \dot{m}_h^5
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{W} = & -1,80765680 \cdot 10^{+04} + 3,08204963 \cdot 10^{+02} T_h - 2,05915888 \cdot 10^{+00} T_h^2 \\
& + 6,28855514 \cdot 10^{-03} T_h^3 - 7,22390211 \cdot 10^{-06} T_h^4 - 3,32759957 \cdot 10^{-09} T_h^5 \\
& + 1,01074353 \cdot 10^{-11} T_h^6 + 5,86214200 \cdot 10^{+02} T_c - 1,71286891 \cdot 10^{+01} T_c^2 \\
& + 3,95269574 \cdot 10^{-01} T_c^3 + 1,15788003 \cdot 10^{-03} T_c^4 - 1,23871374 \cdot 10^{-04} T_c^5 \\
& + 1,42156101 \cdot 10^{-10} T_c^6 + 1,82883303 \cdot 10^{+04} \dot{m}_h - 7,95442247 \cdot 10^{+03} \dot{m}_h^2 \\
& + 1,09491258 \cdot 10^{+03} \dot{m}_h^3 - 4,14584593 \cdot 10^{+02} \dot{m}_h^4 - 7,70797630 \cdot 10^{+01} \dot{m}_h^5 \\
& - 2,29111232 \cdot 10^{-01} \dot{m}_h^6 - 6,61155139 \cdot 10^{+00} T_h T_c + 8,05805706 \cdot 10^{-02} T_h T_c^2 \\
& - 2,92259831 \cdot 10^{-03} T_h T_c^3 - 4,06098177 \cdot 10^{-05} T_h T_c^4 + 2,20424570 \cdot 10^{-06} T_h T_c^5 \\
& - 3,11271777 \cdot 10^{+02} T_h \dot{m}_h + 1,08700955 \cdot 10^{+02} T_h \dot{m}_h^2 + 1,60607531 \cdot 10^{-01} T_h \dot{m}_h^3 \\
& + 3,69792736 \cdot 10^{+00} T_h \dot{m}_h^4 + 2,07216357 \cdot 10^{+00} T_h \dot{m}_h^5 + 2,45169338 \cdot 10^{-02} T_h^2 T_c \\
& + 6,01857730 \cdot 10^{-04} T_h^2 T_c^2 + 1,10741534 \cdot 10^{-05} T_h^2 T_c^3 + 2,93920041 \cdot 10^{-08} T_h^2 T_c^4 \\
& - 1,27290951 \cdot 10^{-08} T_h^2 T_c^5 + 2,17120437 \cdot 10^{+00} T_h^2 \dot{m}_h - 5,28358482 \cdot 10^{-01} T_h^2 \dot{m}_h^2 \\
& - 1,81886079 \cdot 10^{-01} T_h^2 \dot{m}_h^3 + 1,85173786 \cdot 10^{-02} T_h^2 \dot{m}_h^4 - 2,27065598 \cdot 10^{-02} T_h^2 \dot{m}_h^5 \\
& + 1,21245127 \cdot 10^{-05} T_h^3 T_c - 7,02640069 \cdot 10^{-06} T_h^3 T_c^2 - 9,89179782 \cdot 10^{-09} T_h^3 T_c^3 \\
& + 1,36259251 \cdot 10^{-09} T_h^3 T_c^4 + 2,88174001 \cdot 10^{-11} T_h^3 T_c^5 - 7,51879485 \cdot 10^{-03} T_h^3 \dot{m}_h \\
& + 1,02141811 \cdot 10^{-03} T_h^3 \dot{m}_h^2 + 1,24202074 \cdot 10^{-03} T_h^3 \dot{m}_h^3 - 2,05557207 \cdot 10^{-04} T_h^3 \dot{m}_h^4 \\
& + 1,08403884 \cdot 10^{-04} T_h^3 \dot{m}_h^5 - 2,34626707 \cdot 10^{-07} T_h^4 T_c + 2,23929103 \cdot 10^{-08} T_h^4 T_c^2 \\
& - 1,87263291 \cdot 10^{-11} T_h^4 T_c^3 - 6,20867547 \cdot 10^{-12} T_h^4 T_c^4 - 9,47578070 \cdot 10^{-15} T_h^4 T_c^5 \\
& + 1,33352559 \cdot 10^{-05} T_h^4 \dot{m}_h - 8,16579133 \cdot 10^{-07} T_h^4 \dot{m}_h^2 - 2,87820083 \cdot 10^{-06} T_h^4 \dot{m}_h^3 \\
& + 4,95777731 \cdot 10^{-07} T_h^4 \dot{m}_h^4 - 2,32297705 \cdot 10^{-07} T_h^4 \dot{m}_h^5 + 3,45275789 \cdot 10^{-10} T_h^5 T_c \\
& - 2,37766582 \cdot 10^{-11} T_h^5 T_c^2 + 2,23262444 \cdot 10^{-14} T_h^5 T_c^3 + 8,09325771 \cdot 10^{-15} T_h^5 T_c^4 \\
& - 3,31862984 \cdot 10^{-17} T_h^5 T_c^5 - 1,01368645 \cdot 10^{-08} T_h^5 \dot{m}_h + 7,92512180 \cdot 10^{-10} T_h^5 \dot{m}_h^2 \\
& + 1,92693343 \cdot 10^{-09} T_h^5 \dot{m}_h^3 - 2,75750590 \cdot 10^{-10} T_h^5 \dot{m}_h^4 + 1,77915758 \cdot 10^{-10} T_h^5 \dot{m}_h^5 \\
& - 1,11536790 \cdot 10^{+02} T_c \dot{m}_h + 1,34914754 \cdot 10^{+00} T_c \dot{m}_h^2 + 6,20619647 \cdot 10^{+01} T_c \dot{m}_h^3 \\
& - 3,11368471 \cdot 10^{+01} T_c \dot{m}_h^4 + 4,49663159 \cdot 10^{+00} T_c \dot{m}_h^5 + 6,16746003 \cdot 10^{+00} T_c^2 \dot{m}_h \\
& + 2,13768432 \cdot 10^{+00} T_c^2 \dot{m}_h^2 - 5,77215169 \cdot 10^{+00} T_c^2 \dot{m}_h^3 + 2,60522438 \cdot 10^{+00} T_c^2 \dot{m}_h^4 \\
& - 3,62564374 \cdot 10^{-01} T_c^2 \dot{m}_h^5 - 1,52198554 \cdot 10^{-01} T_c^3 \dot{m}_h - 1,50093487 \cdot 10^{-01} T_c^3 \dot{m}_h^2 \\
& + 2,44628131 \cdot 10^{-01} T_c^3 \dot{m}_h^3 - 1,02743176 \cdot 10^{-01} T_c^3 \dot{m}_h^4 + 1,38970262 \cdot 10^{-02} T_c^3 \dot{m}_h^5 \\
& + 1,55010072 \cdot 10^{-03} T_c^4 \dot{m}_h + 3,74807406 \cdot 10^{-03} T_c^4 \dot{m}_h^2 - 4,82080980 \cdot 10^{-03} T_c^4 \dot{m}_h^3 \\
& + 1,92285991 \cdot 10^{-03} T_c^4 \dot{m}_h^4 - 2,54352557 \cdot 10^{-04} T_c^4 \dot{m}_h^5 - 3,89095925 \cdot 10^{-06} T_c^5 \dot{m}_h \\
& - 3,19924522 \cdot 10^{-05} T_c^5 \dot{m}_h^2 + 3,58036024 \cdot 10^{-05} T_c^5 \dot{m}_h^3 - 1,37451180 \cdot 10^{-05} T_c^5 \dot{m}_h^4 \\
& + 1,78643113 \cdot 10^{-06} T_c^5 \dot{m}_h^5
\end{aligned}$$

VAZÃO REDUZIDA PARA A ÁGUA DE RESFRIAMENTO

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_h = & -3,50346507 \cdot 10^{+05} + 6,78570254 \cdot 10^{+03} T_h - 5,03493315 \cdot 10^{+01} T_h^2 \\
& + 1,68334900 \cdot 10^{-01} T_h^3 - 1,99510624 \cdot 10^{-04} T_h^4 - 1,50708167 \cdot 10^{-07} T_h^5 \\
& + 3,83148795 \cdot 10^{-10} T_h^6 + 7,70246635 \cdot 10^{+03} T_c - 1,36928025 \cdot 10^{+02} T_c^2 \\
& - 1,38522091 \cdot 10^{+00} T_c^3 + 1,70774444 \cdot 10^{-01} T_c^4 - 2,96671758 \cdot 10^{-03} T_c^5 \\
& + 7,78898440 \cdot 10^{-09} T_c^6 + 2,04753028 \cdot 10^{+05} m_h + 9,16972451 \cdot 10^{+04} m_h^2 \\
& - 3,46391724 \cdot 10^{+04} m_h^3 - 1,52103951 \cdot 10^{+04} m_h^4 + 3,16636920 \cdot 10^{+03} m_h^5 \\
& - 1,82740506 \cdot 10^{-01} m_h^6 - 9,43114120 \cdot 10^{+01} T_h T_c + 3,81309681 \cdot 10^{-01} T_h T_c^2 \\
& + 3,72886785 \cdot 10^{-02} T_h T_c^3 - 2,40823631 \cdot 10^{-03} T_h T_c^4 + 4,58643226 \cdot 10^{-05} T_h T_c^5 \\
& - 5,16546891 \cdot 10^{+03} T_h m_h - 1,05888494 \cdot 10^{+03} T_h m_h^2 + 4,91960963 \cdot 10^{+02} T_h m_h^3 \\
& + 2,94110461 \cdot 10^{+02} T_h m_h^4 - 5,48661388 \cdot 10^{+01} T_h m_h^5 + 3,20018356 \cdot 10^{-01} T_h^2 T_c \\
& + 1,11191147 \cdot 10^{-02} T_h^2 T_c^2 - 1,61827054 \cdot 10^{-04} T_h^2 T_c^3 + 6,74058542 \cdot 10^{-06} T_h^2 T_c^4 \\
& - 2,23684723 \cdot 10^{-07} T_h^2 T_c^5 + 4,85163124 \cdot 10^{+01} T_h^2 m_h + 5,14331607 \cdot 10^{+00} T_h^2 m_h^2 \\
& - 4,73958584 \cdot 10^{+00} T_h^2 m_h^3 - 1,41379318 \cdot 10^{+00} T_h^2 m_h^4 + 2,64189804 \cdot 10^{-01} T_h^2 m_h^5 \\
& + 7,21756534 \cdot 10^{-04} T_h^3 T_c - 1,18563862 \cdot 10^{-04} T_h^3 T_c^2 + 6,76746255 \cdot 10^{-07} T_h^3 T_c^3 \\
& + 1,41280512 \cdot 10^{-08} T_h^3 T_c^4 + 3,73280294 \cdot 10^{-10} T_h^3 T_c^5 - 2,13782581 \cdot 10^{-01} T_h^3 m_h \\
& - 1,72317000 \cdot 10^{-02} T_h^3 m_h^2 + 2,81719669 \cdot 10^{-02} T_h^3 m_h^3 + 9,45319644 \cdot 10^{-05} T_h^3 m_h^4 \\
& - 1,56192887 \cdot 10^{-04} T_h^3 m_h^5 - 5,89905239 \cdot 10^{-06} T_h^4 T_c + 4,17439168 \cdot 10^{-07} T_h^4 T_c^2 \\
& - 2,57358285 \cdot 10^{-09} T_h^4 T_c^3 - 9,05381188 \cdot 10^{-11} T_h^4 T_c^4 + 1,70686493 \cdot 10^{-13} T_h^4 T_c^5 \\
& + 4,46418415 \cdot 10^{-04} T_h^4 m_h + 5,01946494 \cdot 10^{-05} T_h^4 m_h^2 - 8,77602860 \cdot 10^{-05} T_h^4 m_h^3 \\
& + 1,46818028 \cdot 10^{-05} T_h^4 m_h^4 - 1,89242419 \cdot 10^{-06} T_h^4 m_h^5 + 8,56571718 \cdot 10^{-09} T_h^5 T_c \\
& - 5,00379553 \cdot 10^{-10} T_h^5 T_c^2 + 3,92018205 \cdot 10^{-12} T_h^5 T_c^3 + 1,05770430 \cdot 10^{-13} T_h^5 T_c^4 \\
& - 7,57977238 \cdot 10^{-16} T_h^5 T_c^5 - 3,54152809 \cdot 10^{-07} T_h^5 m_h - 7,20368446 \cdot 10^{-08} T_h^5 m_h^2 \\
& + 1,06148727 \cdot 10^{-07} T_h^5 m_h^3 - 2,66411154 \cdot 10^{-08} T_h^5 m_h^4 + 3,58847999 \cdot 10^{-09} T_h^5 m_h^5 \\
& - 6,84476641 \cdot 10^{+02} T_c m_h - 8,09875747 \cdot 10^{+02} T_c m_h^2 + 1,23775084 \cdot 10^{+03} T_c m_h^3 \\
& - 5,12563099 \cdot 10^{+02} T_c m_h^4 + 6,88556268 \cdot 10^{+01} T_c m_h^5 + 6,14648809 \cdot 10^{+01} T_c^2 m_h \\
& + 4,76191225 \cdot 10^{+01} T_c^2 m_h^2 - 8,49045607 \cdot 10^{+01} T_c^2 m_h^3 + 3,61811971 \cdot 10^{+01} T_c^2 m_h^4 \\
& - 4,91868596 \cdot 10^{+00} T_c^2 m_h^5 - 2,59749399 \cdot 10^{+00} T_c^3 m_h - 1,23246406 \cdot 10^{+00} T_c^3 m_h^2 \\
& + 2,77140415 \cdot 10^{-00} T_c^3 m_h^3 - 1,22238217 \cdot 10^{+00} T_c^3 m_h^4 + 1,68468245 \cdot 10^{-01} T_c^3 m_h^5 \\
& + 5,16970019 \cdot 10^{-02} T_c^4 m_h + 1,31756698 \cdot 10^{-02} T_c^4 m_h^2 - 4,32694294 \cdot 10^{-02} T_c^4 m_h^3 \\
& + 1,98645851 \cdot 10^{-02} T_c^4 m_h^4 - 2,77942741 \cdot 10^{-03} T_c^4 m_h^5 - 3,89842737 \cdot 10^{-04} T_c^5 m_h \\
& - 3,58483146 \cdot 10^{-05} T_c^5 m_h^2 + 2,59787943 \cdot 10^{-04} T_c^5 m_h^3 - 1,24826069 \cdot 10^{-04} T_c^5 m_h^4 \\
& + 1,77511385 \cdot 10^{-05} T_c^5 m_h^5
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_c = & -3,71131976 \cdot 10^{+05} + 7,23394283 \cdot 10^{+03} T_h - 5,38942601 \cdot 10^{+01} T_h^2 \\
& + 1,80542258 \cdot 10^{-01} T_h^3 - 2,12644799 \cdot 10^{-04} T_h^4 - 1,69315298 \cdot 10^{-07} T_h^5 \\
& + 4,20683547 \cdot 10^{-10} T_h^6 + 7,95251208 \cdot 10^{+03} T_c - 1,32277965 \cdot 10^{+02} T_c^2 \\
& - 2,06076801 \cdot 10^{+00} T_c^3 + 1,91124467 \cdot 10^{-01} T_c^4 - 3,18803183 \cdot 10^{-03} T_c^5 \\
& + 8,45486660 \cdot 10^{-09} T_c^6 + 2,07296532 \cdot 10^{+05} \dot{m}_h + 1,11907468 \cdot 10^{+05} \dot{m}_h^2 \\
& - 3,98147448 \cdot 10^{+04} \dot{m}_h^3 - 1,66420531 \cdot 10^{+04} \dot{m}_h^4 + 3,64980098 \cdot 10^{+03} \dot{m}_h^5 \\
& + 3,89721186 \cdot 10^{-02} \dot{m}_h^6 - 9,84146062 \cdot 10^{+01} T_h T_c + 3,32952664 \cdot 10^{-01} T_h T_c^2 \\
& + 4,53796384 \cdot 10^{-02} T_h T_c^3 - 2,66139408 \cdot 10^{-03} T_h T_c^4 + 4,89111983 \cdot 10^{-05} T_h T_c^5 \\
& - 5,40608252 \cdot 10^{+03} T_h \dot{m}_h - 1,31443702 \cdot 10^{+03} T_h \dot{m}_h^2 + 5,48063891 \cdot 10^{+02} T_h \dot{m}_h^3 \\
& + 3,26140859 \cdot 10^{+02} T_h \dot{m}_h^4 - 6,40762989 \cdot 10^{+01} T_h \dot{m}_h^5 + 3,34935012 \cdot 10^{-01} T_h^2 T_c \\
& + 1,16725512 \cdot 10^{-02} T_h^2 T_c^2 - 1,93116747 \cdot 10^{-04} T_h^2 T_c^3 + 7,56322602 \cdot 10^{-06} T_h^2 T_c^4 \\
& - 2,36310569 \cdot 10^{-07} T_h^2 T_c^5 + 5,16613693 \cdot 10^{+01} T_h^2 \dot{m}_h + 6,40433989 \cdot 10^{+00} T_h^2 \dot{m}_h^2 \\
& - 5,08306019 \cdot 10^{+00} T_h^2 \dot{m}_h^3 - 1,61145001 \cdot 10^{+00} T_h^2 \dot{m}_h^4 + 3,24111293 \cdot 10^{-01} T_h^2 \dot{m}_h^5 \\
& + 7,71358698 \cdot 10^{-04} T_h^3 T_c - 1,24095429 \cdot 10^{-04} T_h^3 T_c^2 + 7,59238516 \cdot 10^{-07} T_h^3 T_c^3 \\
& + 1,41381315 \cdot 10^{-08} T_h^3 T_c^4 + 3,86387377 \cdot 10^{-10} T_h^3 T_c^5 - 2,30091473 \cdot 10^{-01} T_h^3 \dot{m}_h \\
& - 2,05935517 \cdot 10^{-02} T_h^3 \dot{m}_h^2 + 3,00516343 \cdot 10^{-02} T_h^3 \dot{m}_h^3 + 3,73284987 \cdot 10^{-04} T_h^3 \dot{m}_h^4 \\
& - 3,09728707 \cdot 10^{-04} T_h^3 \dot{m}_h^5 - 6,28704776 \cdot 10^{-06} T_h^4 T_c + 4,40315815 \cdot 10^{-07} T_h^4 T_c^2 \\
& - 2,83758137 \cdot 10^{-09} T_h^4 T_c^3 - 9,39976376 \cdot 10^{-11} T_h^4 T_c^4 + 1,98482913 \cdot 10^{-13} T_h^4 T_c^5 \\
& + 4,83443324 \cdot 10^{-04} T_h^4 \dot{m}_h + 5,71877056 \cdot 10^{-05} T_h^4 \dot{m}_h^2 - 9,47308339 \cdot 10^{-05} T_h^4 \dot{m}_h^3 \\
& + 1,57774893 \cdot 10^{-05} T_h^4 \dot{m}_h^4 - 1,82580695 \cdot 10^{-06} T_h^4 \dot{m}_h^5 + 9,15678144 \cdot 10^{-09} T_h^5 T_c \\
& - 5,31948738 \cdot 10^{-10} T_h^5 T_c^2 + 4,35160130 \cdot 10^{-12} T_h^5 T_c^3 + 1,08789654 \cdot 10^{-13} T_h^5 T_c^4 \\
& - 8,06497915 \cdot 10^{-16} T_h^5 T_c^5 - 3,84323830 \cdot 10^{-07} T_h^5 \dot{m}_h - 8,12836343 \cdot 10^{-08} T_h^5 \dot{m}_h^2 \\
& + 1,16291293 \cdot 10^{-07} T_h^5 \dot{m}_h^3 - 2,93901585 \cdot 10^{-08} T_h^5 \dot{m}_h^4 + 3,78523936 \cdot 10^{-09} T_h^5 \dot{m}_h^5 \\
& - 6,29333025 \cdot 10^{+02} T_c \dot{m}_h - 9,06787732 \cdot 10^{+02} T_c \dot{m}_h^2 + 1,30781283 \cdot 10^{+03} T_c \dot{m}_h^3 \\
& - 5,34963461 \cdot 10^{+02} T_c \dot{m}_h^4 + 7,14832774 \cdot 10^{+01} T_c \dot{m}_h^5 + 6,11263257 \cdot 10^{+01} T_c^2 \dot{m}_h \\
& + 5,06876303 \cdot 10^{+01} T_c^2 \dot{m}_h^2 - 8,79035808 \cdot 10^{+01} T_c^2 \dot{m}_h^3 + 3,72761268 \cdot 10^{+01} T_c^2 \dot{m}_h^4 \\
& - 5,05700402 \cdot 10^{+00} T_c^2 \dot{m}_h^5 - 2,71390078 \cdot 10^{+00} T_c^3 \dot{m}_h - 1,19900657 \cdot 10^{+00} T_c^3 \dot{m}_h^2 \\
& + 2,80192554 \cdot 10^{+00} T_c^3 \dot{m}_h^3 - 1,24170922 \cdot 10^{+00} T_c^3 \dot{m}_h^4 + 1,71430800 \cdot 10^{-01} T_c^3 \dot{m}_h^5 \\
& + 5,58009453 \cdot 10^{-02} T_c^4 \dot{m}_h + 1,02620789 \cdot 10^{-02} T_c^4 \dot{m}_h^2 - 4,25438497 \cdot 10^{-02} T_c^4 \dot{m}_h^3 \\
& + 1,98743930 \cdot 10^{-02} T_c^4 \dot{m}_h^4 - 2,79815768 \cdot 10^{-03} T_c^4 \dot{m}_h^5 - 4,30221564 \cdot 10^{-04} T_c^5 \dot{m}_h \\
& - 1,93201757 \cdot 10^{-06} T_c^5 \dot{m}_h^2 + 2,47195068 \cdot 10^{-04} T_c^5 \dot{m}_h^3 - 1,22889596 \cdot 10^{-04} T_c^5 \dot{m}_h^4 \\
& + 1,76759510 \cdot 10^{-05} T_c^5 \dot{m}_h^5
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{W} = & +1,85106582 \cdot 10^{+04} - 3,98613662 \cdot 10^{+02} T_h + 3,14672591 \cdot 10^{+00} T_h^2 \\
& - 1,07989453 \cdot 10^{-02} T_h^3 + 1,14409516 \cdot 10^{-05} T_h^4 + 1,70291702 \cdot 10^{-08} T_h^5 \\
& - 3,37655643 \cdot 10^{-11} T_h^6 - 2,22688841 \cdot 10^{+02} T_c - 4,15003659 \cdot 10^{+00} T_c^2 \\
& + 6,02948253 \cdot 10^{-01} T_c^3 - 1,81345861 \cdot 10^{-02} T_c^4 + 1,97077642 \cdot 10^{-04} T_c^5 \\
& - 5,91855925 \cdot 10^{-10} T_c^6 - 2,32717371 \cdot 10^{+03} \dot{m}_h - 1,79747164 \cdot 10^{+04} \dot{m}_h^2 \\
& + 4,58493105 \cdot 10^{+03} \dot{m}_h^3 + 1,27890868 \cdot 10^{+03} \dot{m}_h^4 - 4,30680448 \cdot 10^{+02} \dot{m}_h^5 \\
& - 1,93897106 \cdot 10^{-01} \dot{m}_h^6 + 3,65051228 \cdot 10^{+00} T_h T_c + 4,32120994 \cdot 10^{-02} T_h T_c^2 \\
& - 7,22261481 \cdot 10^{-03} T_h T_c^3 + 2,25380375 \cdot 10^{-04} T_h T_c^4 - 2,71022391 \cdot 10^{-06} T_h T_c^5 \\
& + 2,15075098 \cdot 10^{+02} T_h \dot{m}_h + 2,27606439 \cdot 10^{+02} T_h \dot{m}_h^2 - 4,97064667 \cdot 10^{+01} T_h \dot{m}_h^3 \\
& - 2,85453309 \cdot 10^{+01} T_h \dot{m}_h^4 + 8,19963712 \cdot 10^{+00} T_h \dot{m}_h^5 - 1,31968494 \cdot 10^{-02} T_h^2 T_c \\
& - 4,94804239 \cdot 10^{-04} T_h^2 T_c^2 + 2,79379020 \cdot 10^{-05} T_h^2 T_c^3 - 7,29453291 \cdot 10^{-07} T_h^2 T_c^4 \\
& + 1,11924050 \cdot 10^{-08} T_h^2 T_c^5 - 2,80513195 \cdot 10^{+00} T_h^2 \dot{m}_h - 1,12548614 \cdot 10^{+00} T_h^2 \dot{m}_h^2 \\
& + 3,04806461 \cdot 10^{-01} T_h^2 \dot{m}_h^3 + 1,75934935 \cdot 10^{-01} T_h^2 \dot{m}_h^4 - 5,33214984 \cdot 10^{-02} T_h^2 \dot{m}_h^5 \\
& - 4,48558072 \cdot 10^{-05} T_h^3 T_c + 4,94391976 \cdot 10^{-06} T_h^3 T_c^2 - 7,37354647 \cdot 10^{-08} T_h^3 T_c^3 \\
& - 2,78722515 \cdot 10^{-11} T_h^3 T_c^4 - 1,13886843 \cdot 10^{-11} T_h^3 T_c^5 + 1,45409847 \cdot 10^{-02} T_h^3 \dot{m}_h \\
& + 3,00441365 \cdot 10^{-03} T_h^3 \dot{m}_h^2 - 1,66936968 \cdot 10^{-03} T_h^3 \dot{m}_h^3 - 2,47863691 \cdot 10^{-04} T_h^3 \dot{m}_h^4 \\
& + 1,36570736 \cdot 10^{-04} T_h^3 \dot{m}_h^5 + 3,47727800 \cdot 10^{-07} T_h^4 T_c - 2,04419048 \cdot 10^{-08} T_h^4 T_c^2 \\
& + 2,36089732 \cdot 10^{-10} T_h^4 T_c^3 + 3,12283490 \cdot 10^{-12} T_h^4 T_c^4 - 2,54198517 \cdot 10^{-14} T_h^4 T_c^5 \\
& - 3,30231719 \cdot 10^{-05} T_h^4 \dot{m}_h - 6,23161922 \cdot 10^{-06} T_h^4 \dot{m}_h^2 + 6,18909084 \cdot 10^{-06} T_h^4 \dot{m}_h^3 \\
& - 9,74484088 \cdot 10^{-07} T_h^4 \dot{m}_h^4 - 5,92112249 \cdot 10^{-08} T_h^4 \dot{m}_h^5 - 5,28908515 \cdot 10^{-10} T_h^5 T_c \\
& + 2,82059450 \cdot 10^{-11} T_h^5 T_c^2 - 3,85707066 \cdot 10^{-13} T_h^5 T_c^3 - 2,71909604 \cdot 10^{-15} T_h^5 T_c^4 \\
& + 4,37753616 \cdot 10^{-17} T_h^5 T_c^5 + 2,69359481 \cdot 10^{-08} T_h^5 \dot{m}_h + 8,20955773 \cdot 10^{-09} T_h^5 \dot{m}_h^2 \\
& - 9,00321787 \cdot 10^{-09} T_h^5 \dot{m}_h^3 + 2,44389816 \cdot 10^{-09} T_h^5 \dot{m}_h^4 - 1,75003189 \cdot 10^{-10} T_h^5 \dot{m}_h^5 \\
& - 4,91428581 \cdot 10^{+01} T_c \dot{m}_h + 8,63532666 \cdot 10^{+01} T_c \dot{m}_h^2 - 6,24325032 \cdot 10^{+01} T_c \dot{m}_h^3 \\
& + 1,99619449 \cdot 10^{+01} T_c \dot{m}_h^4 - 2,34167378 \cdot 10^{+00} T_c \dot{m}_h^5 + 2,91442050 \cdot 10^{-01} T_c^2 \dot{m}_h \\
& - 2,72397710 \cdot 10^{+00} T_c^2 \dot{m}_h^2 + 2,66735071 \cdot 10^{+00} T_c^2 \dot{m}_h^3 - 9,74479136 \cdot 10^{-01} T_c^2 \dot{m}_h^4 \\
& + 1,23141610 \cdot 10^{-01} T_c^2 \dot{m}_h^5 + 1,04375923 \cdot 10^{-01} T_c^3 \dot{m}_h - 3,04905011 \cdot 10^{-02} T_c^3 \dot{m}_h^2 \\
& - 2,68543157 \cdot 10^{-02} T_c^3 \dot{m}_h^3 + 1,71376075 \cdot 10^{-02} T_c^3 \dot{m}_h^4 - 2,63177114 \cdot 10^{-03} T_c^3 \dot{m}_h^5 \\
& - 3,67245162 \cdot 10^{-03} T_c^4 \dot{m}_h + 2,61269655 \cdot 10^{-03} T_c^4 \dot{m}_h^2 - 6,54991709 \cdot 10^{-04} T_c^4 \dot{m}_h^3 \\
& - 6,63684080 \cdot 10^{-06} T_c^4 \dot{m}_h^4 + 1,64861336 \cdot 10^{-05} T_c^4 \dot{m}_h^5 + 3,61100797 \cdot 10^{-05} T_c^5 \dot{m}_h \\
& - 3,03603941 \cdot 10^{-05} T_c^5 \dot{m}_h^2 + 1,12926868 \cdot 10^{-05} T_c^5 \dot{m}_h^3 - 1,74344707 \cdot 10^{-06} T_c^5 \dot{m}_h^4 \\
& + 6,87427968 \cdot 10^{-08} T_c^5 \dot{m}_h^5
\end{aligned}$$

CICLO DE ABSORÇÃO

\dot{Q}_d Potência térmica fornecida [kW]

\dot{Q}_e Capacidade de refrigeração [kW]

T_d Temperatura da água quente na entrada [°C]

T_a Temperatura da água de resfriamento na entrada [°C]

$$\dot{Q}_d = +2,02673075 \cdot 10^{+01} + 1,08999067 \cdot 10^{+00} T_d + 6,51509904 \cdot 10^{-04} T_d^2 \\ - 2,30704137 \cdot 10^{+00} T_a - 1,93263256 \cdot 10^{-03} T_a^2$$

$$\dot{Q}_e = +2,04659293 \cdot 10^{+01} + 1,00252475 \cdot 10^{+00} T_d - 8,22223041 \cdot 10^{-04} T_d^2 \\ - 2,43661299 \cdot 10^{+00} T_a + 2,85821976 \cdot 10^{-03} T_a^2$$