

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

Allan Ricardo Starke

**UMA ANÁLISE DE SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE
PISCINAS DOMÉSTICAS ATRAVÉS DE BOMBAS DE CALOR
ASSISTIDAS POR ENERGIA SOLAR**

Florianópolis

2013

Allan Ricardo Starke

**UMA ANÁLISE DE SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE
PISCINAS DOMÉSTICAS ATRAVÉS DE BOMBAS DE CALOR
ASSISTIDAS POR ENERGIA SOLAR**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Sergio Colle
Coorientador: Dr. José Cardemil

Florianópolis

2013

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Starke, Allan Ricardo

Uma análise de sistemas de aquecimento de piscinas domésticas através de bombas de calor assistidas por energia solar / Allan Ricardo Starke ; orientador, Sergio Colle ; co-orientador, José Miguel Cardemil Iglesias. - Florianópolis, SC, 2013.
200 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Aquecimento de piscina. 3. Bombas de calor assistidas por energia solar. 4. Simulação transiente. I. Colle, Sergio. II. Cardemil Iglesias, José Miguel. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Allan Ricardo Starke

**UMA ANÁLISE DE SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE
PISCINAS DOMÉSTICAS ATRAVÉS DE BOMBAS DE CALOR
ASSISTIDAS POR ENERGIA SOLAR**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 14 de Maio de 2013

Prof. Sergio Colle, D.Sc.
Orientador

José Miguel Cardemil
Iglesias, Dr.Eng.
Coorientador

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Sergio Colle, D.Sc.
UFSC

Prof. Júlio César Passos, Dr.
UFSC

Prof. Edson Bazzo, Dr.Eng.
UFSC

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

*A quem me apoiou durante esta jornada,
meus pais, Áurea e Rinaldo*

*Pelo amor e compreensão,
minha namorada, Janaína*

Agradecimentos

Quero transmitir meus agradecimentos especiais a todos aqueles que contribuíram para o desenvolvimento desta dissertação. Em primeiro lugar agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Sergio Colle, pela orientação, confiança, apoio, conhecimentos e atenção, as quais contribuíram não somente para a conclusão deste trabalho, como também para a minha formação científica. Agradeço, em especial, ao coorientador deste trabalho, Dr. Eng. José Cardemil, pelos constantes conselhos, orientação, sugestões e correção meticulosa de todo o texto, sem as quais não seria possível a conclusão deste trabalho.

Agradeço especialmente aos amigos, M.Sc. Julio Scussel e M.Sc. Luigi Antonio de Araujo Passos, pelas gentis explicações e valiosas discussões relacionadas às minhas dúvidas de engenharia e a respeito dos problemas práticos enfrentados ao longo do caminho.

Externo minha gratidão ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio financeiro que me permitiu desenvolver esta dissertação. Gostaria de manifestar também o meu sincero apreço aos professores e administrativos do POSMEC pela sua cooperação e assistência.

Agradeço pela amizade, apoio e colaboração aos colegas do LEP-TEN, M.Sc. Rubinei Dorneles Machado, M.Sc Carlos Javier Noriega Sanchez, Eng. Janos Franzner da Silva, Vinicius Kramer Scariot, Igor Luz Grams e Guilherme Lima Gonçalves. Em especial, agradeço a Rosângela Avi de Sousa e Carolina Coelho, pela força e conselhos, que foram fundamentais durante este período.

Aos meus pais, Rinaldo e Áurea, ao meu irmão, Renan, por todo apoio, incentivo e momentos de alegria. Agradeço a todos os meus familiares e amigos que me apoiaram durante esta jornada.

Agradeço especialmente a minha namorada, Janaína, por todo apoio, compreensão e amor incondicionais, durante este período.

“You can understand perfectly, if you give your mind to it”

Lord Kelvin - Sir William Thomson

Sumário

Lista de Figuras	p. xv
Lista de Tabelas	p. xxi
Resumo	p. xxiii
Abstract	p. xxv
Lista de símbolos	p. xxvii
1 Introdução	p. 1
1.1 Escopo do trabalho	p. 3
1.2 Organização do texto	p. 4
2 Revisão bibliográfica	p. 7
2.1 Simulação de sistemas com bombas de calor assistidas por energia solar	p. 7
2.2 Metodologia	p. 8
2.3 Bomba de calor	p. 10
2.3.1 Trocadores de Calor	p. 10
2.3.2 Compressores	p. 12
2.3.3 Dispositivos de Expansão	p. 14
2.3.4 Ferramentas para simulação de ciclos	p. 16
2.4 Piscina	p. 17
2.5 Análise econômica	p. 18
2.6 Conclusões	p. 21
3 Modelagem dos componentes	p. 23
3.1 Coletor solar	p. 23
3.1.1 Modelo matemático	p. 23
3.1.2 Características do coletor solar	p. 26
3.2 Bomba de calor	p. 29
3.2.1 Modelo Matemático	p. 30
3.2.2 Resumo do modelo do ciclo	p. 41
3.2.3 Calibração	p. 43
3.2.4 Resultados	p. 51

3.3	Piscina	p. 53
3.3.1	Modelo matemático	p. 53
3.3.2	Dados do modelo	p. 64
3.3.3	Resultados	p. 66
3.4	Conclusões	p. 69
4	Síntese dos modelos de simulação	p. 71
4.1	Campo de coletores	p. 72
4.2	Bomba de calor	p. 72
4.3	Aquecedor auxiliar	p. 76
4.4	Dados meteorológicos	p. 76
4.5	Consumo parasita	p. 77
4.6	Descrição das configurações	p. 77
4.6.1	ASHP	p. 77
4.6.2	SA-ASHP	p. 80
4.6.3	SA-WSHP	p. 82
4.6.4	SA-DSHP	p. 85
4.7	Conclusões	p. 89
5	Resultados	p. 91
5.1	Indicadores de desempenho	p. 91
5.1.1	Fração solar	p. 91
5.1.2	Frações de demanda	p. 93
5.1.3	Eficiência média dos coletores e do campo de coletores	p. 93
5.1.4	Coefficiente de desempenho médio da bomba de calor	p. 94
5.2	Análise de desempenho	p. 95
5.2.1	Primeira análise: cobertura	p. 95
5.2.2	Segunda análise: inclinação dos coletores	p. 100
5.2.3	Terceira análise: vazão mássica dos coletores	p. 102
5.2.4	Quarta análise: eficiência do coletor solar	p. 105
5.2.5	Quinta análise: Capacidade da bomba de calor	p. 107
5.2.6	Sexta análise: Área de coletores	p. 112
5.3	Análise econômica	p. 116
5.3.1	Parâmetros econômicos	p. 116
5.3.2	Resultados	p. 118
5.3.3	Análise de sensibilidade	p. 123
5.4	Conclusões	p. 128
6	Conclusões finais	p. 131
6.1	Recomendações para trabalhos futuros	p. 133

Referências Bibliográficas	p. 135
Apêndice A – Análise de sensibilidade dos modelos da bomba de calor	p. 143
Apêndice B – Resultados das análises	p. 153
B.1 Segunda: inclinação dos coletores	p. 153
B.2 Terceira: vazão mássica dos coletores	p. 154
B.3 Quarta: eficiência do coletor solar	p. 155
B.4 Quinta: Capacidade da bomba de calor	p. 157
B.5 Sexta: Área de coletores	p. 160

Lista de Figuras

3.1	Curva de eficiência do coletor ALO SOLAR - 1002 para diferentes níveis de radiação solar incidente no coletor.	p. 28
3.2	Fluxo de calor do coletor para diferentes níveis de radiação solar.	p. 29
3.3	Disposição dos principais componentes da bomba de calor.	p. 31
3.4	Estados do ciclo básico de uma bomba de calor.	p. 32
3.5	Três principais geometrias de válvulas de expansão termostática. Adaptado de: (LI <i>et al.</i> , 2004).	p. 38
3.6	Vazão mássica através de uma TEV em função do grau de superaquecimento e a uma queda de pressão fixa. Adaptado de: (LI <i>et al.</i> , 2004).	p. 40
3.7	Interação entre as principais equações do modelo do ciclo.	p. 42
3.8	Comparação entre a taxa de transferência de calor no condensador do modelo teórico e os dados de catálogo.	p. 47
3.9	Comparação entre a taxa modificada de transferência de calor no evaporador do modelo teórico e os dados de catálogo.	p. 48
3.10	Comparação entre a potência elétrica do modelo teórico e os dados de catálogo.	p. 48
3.11	Erros relativos entre as taxas de transferência de calor e potência elétrica do modelo e os dados de catálogo.	p. 50
3.12	Taxas de transferência de calor e de massa na piscina descoberta.	p. 53
3.13	Taxas de transferência de calor na piscina coberta.	p. 54
3.14	Coefficiente modificado de evaporação em função da velocidade do vento, para diferentes autores.	p. 57
3.15	Velocidade do vento corrigida em função da altura (z) e do coeficiente de arredores F_{surr}	p. 58
3.16	Distribuição das perdas térmicas da piscina, para o primeiro dia do ano.	p. 68
3.17	Perdas e ganhos térmicos da piscina, para o primeiro dia do ano.	p. 69

4.1	Disposição do componentes na configuração ASHP. .	p. 78
4.2	Perfis de temperatura e vazão mássica da configuração ASHP, para o dia 25 de março.	p. 79
4.3	Disposição do componentes na configuração SA-ASHP.	p. 80
4.4	Perfis de temperatura e vazão mássica da configuração SA-ASHP, para o dia 25 de março.	p. 82
4.5	Disposição do componentes na configuração SA-WSHP.	p. 83
4.6	Perfis de temperatura e vazão mássica da configuração SA-WSHP, para o dia 3 de maio.	p. 85
4.7	Disposição do componentes na configuração SA-DSHP.	p. 86
4.8	Disposição do componentes na configuração SA-DSHP, implementada no TRNSYS.	p. 87
4.9	Perfis de temperatura e vazão mássica da configuração SA-DSHP, para o dia 3 de maio.	p. 88
5.1	Perdas e ganhos térmicos de cada modalidade de transferência de calor.	p. 96
5.2	Contribuição de cada modalidade de transferência de calor nas perdas e ganhos térmicos.	p. 97
5.3	Distribuição de frequência de operação do sistema de aquecimento, para $FR = 1,0$	p. 98
5.4	Distribuição de frequência de operação do sistema de aquecimento, para $FR = 0,4$	p. 99
5.5	Distribuição de frequência de operação do sistema de aquecimento, para $FR = 1,4$	p. 99
5.6	Variação da fração solar em função da inclinação dos coletores solares, para o caso da piscina sem cobertura.	p. 101
5.7	Variação da fração solar em função da vazão mássica nos coletores solares, para o caso da piscina sem cobertura.	p. 104
5.8	Variação da fração solar em função do coeficiente de perdas do coletor solar, para o caso da piscina sem cobertura.	p. 106
5.9	Variação da fração solar em função da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o caso da piscina sem cobertura.	p. 108
5.10	Capacidades nominais ótimas da configuração SA-WSHP, para alguns valores de áreas de coletores, para o caso da piscina sem cobertura.	p. 111
5.11	Variação da fração solar em função da área de coletores solares, para o caso da piscina sem cobertura e $FR = 1,0$	p. 112

5.12	Variação da fração solar em função da área de coletores solares, para o caso da piscina sem cobertura e $FR = 0,4$	p. 114
5.13	Curva ajustada para a fração de consumo do aquecedor auxiliar, para a configuração SA-WSHP no caso da piscina sem cobertura.	p. 115
5.14	LCS da configuração ASHP para a piscina sem cobertura, em função da área de coletores e da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o primeiro cenário econômico	p. 119
5.15	LCS da configuração SA-ASHP para a piscina sem cobertura, em função da área de coletores e da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o primeiro cenário econômico.	p. 119
5.16	LCS da configuração SA-WSHP para a piscina sem cobertura, em função da área de coletores e da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o primeiro cenário econômico.	p. 120
5.17	LCS da configuração SA-DSHP para a piscina sem cobertura, em função da área de coletores e da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o primeiro cenário econômico.	p. 120
5.18	Tempo de retorno das configurações, no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.	p. 123
5.19	Variação do LCS em função da taxa de desconto (d), no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.	p. 124
5.20	Retorno sobre investimento (ROI) das configurações, no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.	p. 125
5.21	Variação do LCS em função da tarifa da energia elétrica ($C_{F,ele}$), no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.	p. 126
5.22	Variação do LCS em função da tarifa do gás natural ($C_{F,aux}$), no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.	p. 126
5.23	Variação do LCS em função do custo do coletor solar (C_A), no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.	p. 127

- A.1 Efeito da vazão da corrente externa do evaporador no desempenho da bomba de calor água-água. p.144
- A.2 Efeito da vazão da corrente externa do condensador no desempenho da bomba de calor água-água. p.145
- A.3 Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor água-água em função da vazão da corrente externa do evaporador. p.145
- A.4 Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor água-água em função da vazão da corrente externa do condensador. p.146
- A.5 Efeito da temperatura da água na entrada do evaporador no desempenho da bomba de calor água-água. p.146
- A.6 Efeito da temperatura da água na entrada do condensador no desempenho da bomba de calor água-água. p.147
- A.7 Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor água-água em função da temperatura da água na entrada do evaporador. p.147
- A.8 Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor água-água em função da temperatura da água na entrada do condensador. p.148
- A.9 Efeito da vazão da corrente externa do evaporador no desempenho da bomba de calor ar-água. p.148
- A.10 Efeito da vazão da corrente externa do condensador no desempenho da bomba de calor ar-água. p.149
- A.11 Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor ar-água em função da vazão da corrente externa do evaporador.p.149
- A.12 Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor ar-água em função da vazão da corrente externa do condensador.p.150
- A.13 Efeito da temperatura da água na entrada do evaporador no desempenho da bomba de calor ar-água. . . p.150
- A.14 Efeito da temperatura da água na entrada do condensador no desempenho da bomba de calor ar-água. . . p.151

A.15	Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor ar-água em função da temperatura da água na entrada do evaporador.	p. 151
A.16	Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor ar-água em função da temperatura da água na entrada do condensador.	p. 152
B.1	Variação da fração solar em função da inclinação dos coletores solares, para o caso da piscina com cobertura.	p. 154
B.2	Variação da fração solar em função da vazão mássica nos coletores solares, para o caso da piscina com cobertura.	p. 155
B.3	Variação da fração solar em função do coeficiente de perdas do coletor solar, para o caso da piscina com cobertura.	p. 156
B.4	Variação da fração solar em função da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o caso da piscina com cobertura.	p. 158
B.5	Capacidades nominais ótimas da configuração SA-WSHP, para alguns valores de áreas de coletores, para o caso da piscina com cobertura.	p. 159
B.6	Variação da fração solar em função da área de coletores solares, para o caso da piscina com cobertura e com um $FR = 1,0$	p. 160
B.7	Variação da fração solar em função da área de coletores solares, para o caso da piscina com cobertura e com um $FR = 0,4$	p. 161

Lista de Tabelas

3.1	Características do coletor ALO SOLAR 1002 (ABREU; BASTO, 2001).	p. 27
3.2	Coefficientes da curva de eficiência e do fator modificador do ângulo de incidência.	p. 27
3.3	Relações de NUT para os arranjos adotados neste estudo (SHAH; SEKULIC, 2003).	p. 37
3.4	Parâmetros de entrada do modelo.	p. 43
3.5	Valores de vazão e temperatura escolhidos para a avaliação de aderência do modelo.	p. 44
3.6	Parâmetros constantes adotados para o processo de calibração.	p. 46
3.7	Conjunto de parâmetros de projeto que oferecem o menor erro médio quadrático, para a bomba de calor água-água.	p. 47
3.8	Conjunto de parâmetros adotados para a bomba de calor ar-água.	p. 50
3.9	Parâmetros de operação estabelecidos para o caso de referência.	p. 51
3.10	Resultados dos modelos da bomba de calor água-água e ar-água para o caso de referência.	p. 52
3.11	Coefficientes para a equação 3.48 (HAHNE; KUBLER, 1994; RUIZ; MARTINEZ, 2010).	p. 56
3.12	Valores tradicionais para o fator F_{surr} da equação 3.49	p. 57
3.13	Dados de entrada do modelo.	p. 64
3.14	Parâmetros adotados para o modelo da piscina.	p. 65
4.1	Capacidades nominais de aquecimento em função do fator FR	p. 73
4.2	Intervalos de operação para a bomba de calor água-água.	p. 74
4.3	Intervalos de operação para a bomba de calor ar-água.	p. 75
4.4	Mínima vazão mássica de ar admissível no evaporador da bomba de calor ar-água, em função da capacidade nominal de aquecimento	p. 75
5.1	Balanço de energia da piscina com e sem cobertura, em termos dos ganhos e perdas térmicas	p. 95

5.2	Resultados da segunda análise, para o caso da piscina sem cobertura.	p. 100
5.3	Resultados da terceira análise, para o caso da piscina sem cobertura.	p. 103
5.4	Resultados da quarta análise, para o caso da piscina sem cobertura.. . . .	p. 105
5.5	Resultados da quinta análise, para o caso da piscina sem cobertura.	p. 109
5.6	Dimensionamento ótimo das configurações, para os cenários econômicos considerados.	p. 122
B.1	Resultados da segunda análise, para o caso da piscina com cobertura.	p. 153
B.2	Resultados da terceira análise, para o caso da piscina com cobertura.	p. 154
B.3	Resultados da quarta análise, para o caso da piscina com cobertura.	p. 155
B.4	Resultados da quinta análise, para o caso da piscina com cobertura.	p. 157
B.5	Coefficientes para o polinômio da fração de consumo do aquecedor auxiliar (F_{aux}), para o caso da piscina sem cobertura.	p. 162
B.6	Coefficientes para o polinômio da fração de consumo da bomba de calor (F_{hp}), para o caso da piscina sem cobertura.	p. 163
B.7	Coefficientes para o polinômio da fração de consumo do aquecedor auxiliar (F_{aux}), para o caso da piscina com cobertura.	p. 164
B.8	Coefficientes para o polinômio da fração de consumo da bomba de calor (F_{hp}), para o caso da piscina com cobertura.	p. 165

Resumo

O Brasil possui o segundo maior mercado de piscinas no mundo e este cresce a uma taxa aproximada de 5% ao ano. Nas regiões Sul e Sudeste do Brasil, onde a temporada de calor é reduzida (Dezembro a Março), é necessário algum sistema de aquecimento para aumentar a temporada de banho. Bombas de calor assistidas por energia solar (SA-HP) têm sido estudadas nos EUA desde a década de 80, principalmente no aquecimento de ambientes. A combinação de uma bomba de calor com um sistema de aquecimento solar tende a amenizar várias das desvantagens destes sistemas quando operados separadamente. No inverno, os coletores solares fornecem água a uma temperatura muito baixa para ser utilizada no aquecimento direto, mas esta pode ser utilizada como fonte térmica para uma bomba de calor. Além disso, o sistema solar apresenta uma maior eficiência quando operado com temperaturas baixas, viabilizando a utilização de coletores baratos e sem cobertura. O sistema combinado pode compensar tanto a redução de desempenho do sistema solar convencional durante períodos nublados como a baixa capacidade de aquecimento da bomba de calor em períodos frios. Este estudo apresenta uma análise da viabilidade da utilização de SA-HP para aquecimento de piscinas. A metodologia empregada é baseada na simulação transiente de quatro configurações de sistemas de aquecimento, para uma piscina doméstica de 36 m^3 com uma superfície de 24 m^2 , localizada em Florianópolis - Santa Catarina. As simulações são realizadas no software *Transient System Simulation Tool* (TRNSYS), onde o desempenho dos principais componentes, como coletor solar e piscina, são determinados por modelos matemáticos disponíveis na biblioteca de componentes do TRNSYS. Por outro lado, a simulação da bomba de calor é baseada em uma matriz de desempenho, a qual é determinada por um modelo termodinâmico em regime permanente implementado no software *Engineering Equation Solver* (EES). Esse modelo é validado a partir de dados de desempenho extraídos de um catálogo de um equipamento comercial. As quatro configurações consideradas neste estudo são: a configuração padrão, que utiliza apenas uma bomba de calor ar-água (ASHP); a configuração em paralelo, em que uma bomba de calor ar-água é instalada em paralelo ao sistema solar convencional (SA-ASHP); a configuração em série, em que

o sistema de aquecimento solar é conectado em série a uma bomba de calor água-água (SA-WSHP); e a configuração *dual-source* que é a combinação das duas configurações anteriores, ou seja, utiliza-se uma bomba de calor com dois evaporadores (ar/água-água; SA-DSHP). Nas configurações em série e *dual-source* considera-se também um circuito de by-pass que possibilita o aquecimento da piscina diretamente pelos coletores solares. Além disso, em todas as configurações considera-se um aquecedor auxiliar para garantir que a temperatura da água da piscina seja mantida entre 27°C e 28°C, durante o ano todo. O desempenho térmico é avaliado em termos da fração solar, enquanto que a viabilidade econômica é quantificada através do *life-cycle savings* (LCS). Os resultados indicam que a configuração SA-DSHP apresenta o maior desempenho térmico, enquanto que a avaliação econômica mostra que todas as configurações apresentam viabilidade, sendo a configuração ASHP a mais atrativa. Nesse contexto, uma análise de sensibilidade da fração solar é realizada para analisar os efeitos das principais variáveis de projeto. Além disso, realiza-se uma análise de sensibilidade do LCS, em função dos principais parâmetros econômicos, com o intuito de verificar as premissas adotadas e considerar uma maior amplitude de análise.

Palavras-chave: Aquecimento de piscina, Bombas de calor assistidas por energia solar, Simulação transiente, TRNSYS, EES, Life-cycle savings

Abstract

Brazil has the second largest swimming pool market in the world and it is growing approximately at 5% per year. In southern regions of Brazil, where the hot season is relatively short, it is necessary using some sort of auxiliary heating in order to increase the bath season. Solar-assisted heat pumps (SA-HP) are widely used in USA since the 80's, especially for space heating. The combination of a heat pump with a solar heating system tends to ease several of the disadvantages of these systems when operated individually. During the winter, solar collectors provide water at temperatures too low for direct heating, but it can be used as heat source for the heat pump. Furthermore, the solar system presents a higher efficiency when operating with low temperatures, enabling the use of uncovered and affordable collectors. The combined system can also compensate the performance decrease of the conventional solar system in cloudy days and the low heating capacity of the heat pump in cold days. The present work analyzes the feasibility of SA-HP for swimming pool heating. The methodology used is based on transient simulation of four configuration of heating system for a domestic pool with 36 m^3 and 24 m^2 of water surface, located in Florianópolis - Santa Catarina. The simulations are held in the software Transient System Simulation Tool (TRNSYS), where the performance of the main components, like solar collector and pool, are determined by mathematical models available in the TRNSYS standard library. On the other hand, the simulation of the heat pump is based on a performance matrix, which is determined by a steady-state thermodynamic model implemented in the software Engineering Equation Solver (EES). This model is validated using performance catalog data of a commercial heat pump. The four configurations considered herein are: the conventional configuration, which uses only an air to water heat pump (ASHP); the parallel configuration, in which an air to water heat pump is installed in parallel to the conventional solar system (SA-ASHP); the series configuration, in which the solar heating system is connected in series with a water to water heat pump (SA-WSHP); and the dual-source configuration, which is a combination of the two previous configurations, that is, a heat pump with two evaporators is needed (air/water-water; SA-DSHP). For series and dual source confi-

gurations it is also considered the possibility to heat the pool directly from the solar collectors with a by-pass circuit. Besides of that, all configurations consider an auxiliary heater to ensure that the temperature of the pool water is maintained between 27°C and 28°C, over the year. The thermal performance is evaluated in terms of the solar fraction and the economic feasibility is quantified in terms of the life-cycle saving (*LCS*). The results indicate that the SA-DSHP configuration has the highest thermal performance, while the economic evaluation shows that all configurations are feasible, whereas the ASHP configuration is more economical. In this context, a sensitivity analysis of the solar fraction is held to analyze the effects of main design variables. Moreover, a sensitivity analysis of the *LCS* is realized, in terms to the main economic parameters, in order to verify the premises adopted and consider a wider amplitude of analysis.

Keywords: Swimming pool heating, Solar assisted heat pump, Transient simulation, TRNSYS, ESS, life-cycle savings

Lista de símbolos

A	Área	$[m^2]$
a	Primeiro coeficiente empírico do coeficiente modificado de evaporação	$[W/(kPa m^2)]$
a_0	Coeficiente de primeira ordem da curva de eficiência do coletor	$[-]$
a_1	Coeficiente de segunda ordem da curva de eficiência do coletor	$[W/(m^2 K)]$
a_2	Coeficiente de terceira ordem da curva de eficiência do coletor	$[W/(m^2 K^2)]$
b	Segundo coeficiente empírico do coeficiente modificado de evaporação	$[Ws/(kPa m^3)]$
b_0	Coeficiente de primeira ordem do modificador do ângulo de incidência	$[-]$
b_1	Coeficiente de segunda ordem do modificador do ângulo de incidência	$[-]$
C	Constante da válvula de expansão termostática	$[m^2]$
C^*	Razão entre a mínima e máxima taxa de capacidade térmica do trocador de calor	$[-]$
C_A	Custo específico dos coletores solares	$[R\$/m^2]$
C_{aux}	Custo do aquecedor auxiliar	$[R\$]$
C_{cov}	Custo da cobertura da piscina	$[R\$]$
C_{cover}	Fator de cobertura de nuvens	$[-]$
C_{cv}	Coeficiente empírico para o volume morto da eficiência volumétrica	$[-]$
C_d	Coeficiente de descarga	$[-]$
\dot{C}	Capacidade térmica do trocador de calor (taxa)	$[kW/K]$
C_E	Custo independente da área de coletores	$[R\$]$
$C_{F,aux}$	Tarifa do combustível do aquecedor auxiliar	$[R\$/kWh]$
$C_{F,ele}$	Tarifa da energia elétrica	$[R\$/kWh]$
C_{hp}	Custo da bomba de calor	$[R\$]$
$C_{inst,A}$	Custo da instalação dos coletores em relação ao custo do campo de coletores	$[\%]$

$C_{inst, hp}$	Custo da instalação da bomba de calor em relação ao custo do equipamento	[%]
C_{leak}	Coefficiente empírico de vazamentos da eficiência volumétrica	[-]
COP	Coefficiente de desempenho	[-]
\overline{COP}	Coefficiente de desempenho médio	[-]
c_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/(kg K)]
d	Taxa de desconto	[%]
D	Razão entre o adiantamento do financiamento e o investimento inicial	[-]
E	Média quadrática das diferenças	[kW]
$E\%$	Erro relativo	[%]
\mathcal{F}	Fração Solar	[-]
F_{aux}	Fração de consumo do aquecedor auxiliar	[-]
$F_{d, ashp}$	Fração de demanda da bomba de calor ar-água	[-]
$F_{d, aux}$	Fração de demanda do aquecedor auxiliar	[-]
$F_{d, bypass}$	Fração de demanda do bypass	[-]
$F_{d, wshp}$	Fração de demanda da bomba de calor água-água	[-]
F_{hp}	Fração de consumo da bomba de calor	[-]
F_{surr}	Coefficiente empírico da influencia dos objetos dos arredores	[-]
FR	Fator de escala para a capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor	[-]
G	Radiação global no plano horizontal	[W/m ²]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
G_d	Radiação difusa no plano horizontal	[W/m ²]
G_T	Radiação global no plano do coletor solar	[W/m ²]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
\bar{h}	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/(m ² K)]
h_{lv}	Entalpia de vaporização da água	[J/kg]
i	Inflação	[%]
$K_{\tau\alpha}$	Modificador do ângulo de incidência	[-]
L	Elevação da localidade	[m]
m	Taxa de juros anual	[%]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
\dot{m}''	Fluxo mássico	[kg/(s m ²)]
M_s	Razão entre os custos diversos no primeiro ano e o investimento inicial	[-]

n	Terceiro coeficiente empírico do coeficiente modificado de evaporação	[-]
N_d	Período de depreciação	[ano]
N_e	Período da análise econômica	[ano]
N_L	Período da amortização	[ano]
N_s	Número de coletores em série	[-]
P	Pressão	[kPa]
P_v	Pressão de vapor	[kPa]
P_1, P_2	Fatores para o cálculo do LCS	[-]
Q	Calor transferido (total)	[kWh]
\dot{Q}	Calor transferido (taxa)	[kW]
Q_d	Demanda anual de aquecimento da piscina (total)	[kWh]
\bar{Q}_d	Demanda anual de aquecimento da piscina (média)	[kWh]
\dot{Q}_u	Ganho de calor útil do coletor (taxa)	[W]
\dot{Q}'_u	Ganho de calor útil do coletor por unidade de área (taxa)	[W/m ²]
R^2	Coefficiente de correlação	[-]
R_v	Razão entre o valor de revenda e o investimento inicial	[-]
r_1, r_2	Fatores de correção para a eficiência do coletor	[-]
res_{cap}	Fator de reserva de capacidade da válvula termostática	[-]
RMSE	Erro médio quadrático	[-]
T	Temperatura	[°C]
t	Tempo	[h]
\bar{t}	Taxa efetiva do imposto de renda	[%]
t_i	Imposto patrimonial	[%]
U_L	Coefficiente de primeira ordem das perdas térmicas do coletor	[W/(m ² K)]
U_{LT}	Coefficiente de segunda ordem das perdas térmicas do coletor	[W/(m ² K ²)]
UA	Condutância térmica	[kW/K]
U'_L	Coefficiente modificado de perdas térmicas do coletor	[W/(m ² K)]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
V_p	Volume da piscina	[m ³]
w	Velocidade do vento	[m/s]
W	Energia elétrica consumida (total)	[kWh]
\dot{W}	Energia elétrica ou trabalho mecânico (taxa)	[kW]

z Altura da medição do vento [m]

Gregos

α Absortância, absortividade [-]
 α_{evap} Coeficiente modificado de evaporação [W/m²]
 β Ângulo de inclinação dos coletores [°]
 γ Coeficiente de expansão adiabático [-]
 δ Espessura [m]
 ΔT Diferença de temperatura [°C]
 ϵ Emissividade [-]
 ϵ_0 Emitância do céu limpo [-]
 η Eficiência térmica de primeira lei [-]
 η_{II} Eficiência térmica de segunda lei [-]
 θ Ângulo de incidência da radiação solar [°]
 κ Condutividade térmica [WK/m]
 \dot{v} Taxa de deslocamento volumétrico [m³/s]
 ρ Massa específica [kg/m³]
 σ Constante de Stefan-Boltzmann [W/(m² K⁴)]
 ϕ Umidade relativa [%]
 $(\tau\alpha)$ Produto transmitância-absortância [-]

Subscritos

0 Nível do mar, condição de referência
 amb Ambiente
 aq Aquecimento
 ar Ar
 $ashp$ Bomba de calor ar-água
 aux Aquecedor auxiliar
 $bypass$ Circuito de bypass
 c Condensador, Coletor
 cal Calibração
 $campo$ Campo de coletores
 $comp$ Compressor
 $cond$ Condensação (processo), condução
 $conv$ Convecção
 cov Cobertura da piscina
 d Demanda, difusa
 des Desaquecimento (processo)
 dew Ponto de orvalho

<i>down</i>	Jusante
<i>e</i>	Evaporador
<i>ele</i>	Elétrico
<i>evap</i>	Evaporação (processo)
<i>F</i>	Combustível
<i>f</i>	fria
<i>fr</i>	Água de reposição
<i>ganhos</i>	Ganhos térmicos
<i>hp</i>	Bomba de calor
<i>i</i>	Condição de entrada
<i>inst</i>	Instalação
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>n</i>	Incidência normal
<i>o</i>	Condição de saída
<i>off</i>	Desligar
<i>on</i>	Ligar
<i>operating</i>	Operação
<i>p</i>	Piscina
<i>pe</i>	Polietileno
<i>perdas</i>	Perdas térmicas
<i>q</i>	Quente
<i>r</i>	Real
<i>rad</i>	Radiação de onda longa, períodos com incidência de radiação
<i>rating</i>	Condição nominal
<i>refri</i>	Refrigerante
<i>s</i>	Isentrópico
<i>sat</i>	Saturação
<i>sh</i>	Superaquecimento (grau)
<i>sky</i>	Céu
<i>sol</i>	Radiação de onda curta
<i>static</i>	Estático
<i>sup</i>	Superaquecimento (processo)
<i>t</i>	Teórico
<i>test</i>	Condição de teste
<i>up</i>	Montante
<i>use</i>	Condição de uso
<i>v</i>	Revenda
<i>valve</i>	Válvula

<i>vent</i>	Ventilador
<i>vol</i>	Volumétrica
<i>w</i>	Água
<i>wshp</i>	Bomba de calor água-água

Siglas

<i>ANAPP</i>	Associação Nacional dos Fabricantes e Construtores de Piscinas e Produtos Afins
<i>ASHP</i>	Air source heat pump
<i>ATAEV</i>	Adjustable throat-area expansion valves
<i>CEEE</i>	Center for Environmental Energy Engineering
<i>EES</i>	Engineering Equation Solver
<i>EEV</i>	Electronic Expansion Valves
<i>FINA</i>	Federação Internacional de Natação
<i>HPDM</i>	Heat Pump Design Model
<i>ISOC</i>	Integrated Systems Optimization Consortium
<i>LCS</i>	Life-Cycle Savin
<i>NIST</i>	National Institute of Standards and Technology
<i>NUT</i>	Número de Unidades de Transferência
<i>ORNL</i>	Oak Ridge National Laboratory
<i>PEBD</i>	Polietileno de Baixa Densidade
<i>SA – ASHP</i>	Solar Assisted - Air Source Heat Pump
<i>SA – DSHP</i>	Solar Assisted - Dual Source Heat Pump
<i>SA – HP</i>	Solar Assisted Heat Pump
<i>SA – WSHP</i>	Solar Assisted - Water Source Heat Pump
<i>SEL</i>	Solar Energy Laboratory
<i>ST</i>	Short Tube
<i>SWERA</i>	Solar and Wind Energy Resource Assessment
<i>TEV</i>	Thermostatic Expansion Valves
<i>TMY</i>	Typical meteorological year
<i>TRNSYS</i>	Transient System Simulation Tool

1 Introdução

O Brasil é o segundo país do mundo em número de piscinas, atrás apenas dos Estados Unidos. De acordo com a Associação Nacional dos Fabricantes e Construtores de Piscinas e Produtos Afins (ANAPP) estima-se que o Brasil possua 1,4 milhões de piscinas em casas e edifícios. Embora o número de piscinas não seja um dado exato, os profissionais do setor conseguem mensurar o ritmo de crescimento do mercado de equipamentos de construção e produtos químicos para conservação da água. Com base nesses dados, estima-se que nos últimos dez anos as vendas destes produtos cresceram a uma taxa média de 10% ao ano (VEJA ON-LINE, 2004; PISCINAS.COM, 2012).

Nas regiões Sul e Sudeste do Brasil, onde a temporada de calor é reduzida (Dezembro a Março), é necessário algum sistema de aquecimento para manter a água da piscina a uma temperatura agradável, assim aumentando a temporada de banho. Por outro lado, segundo a Federação Internacional de Natação (FINA), a água da piscina deve ser mantida entre 25 e 28 °C para assegurar uma condição de conforto térmico aos usuários (FINA, 2013). Para garantir essa condição o sistema de aquecimento deve suprir uma grande demanda térmica, o que pode apresentar um elevado custo de operação, dependendo do sistema de aquecimento empregado.

Os sistemas comumente utilizados são os aquecedores elétricos, aquecedores a óleo ou a gás, aquecedores solares e bombas de calor. Os dois primeiros sistemas, além de apresentarem os maiores impactos ambientais, apresentam um baixo rendimento. Por conseguinte, esses sistemas apresentam um elevado consumo de combustível por potência de aquecimento e, portanto, alto custo para operá-los. Os aquecedores solares possuem uma baixa eficiência, no entanto esta é compensada por um baixo custo de operação. Por sua vez, as bombas de calor não operam por meio da conversão direta de energia elétrica em energia térmica. Esses equipamentos transferem energia de um reservatório térmico a baixa temperatura para um reservatório tér-

mico a alta temperatura, como essa transferência de calor não ocorre de forma espontânea é necessário fornecer alguma fonte de energia para operá-la, comumente energia elétrica.

Devido às características do ciclo de compressão mecânica de vapores que caracteriza as bombas de calor, o efeito de aquecimento é 3 a 5 vezes superior ao consumo de energia elétrica necessário para o seu acionamento. Por conseguinte, esses equipamentos apresentam um baixo custo de operação, podendo proporcionar uma economia superior à 50% no consumo de energia, em relação as outras alternativas de aquecimento.

Os aquecedores solares e as bombas de calor apresentam um alto custo inicial, quando comparados ao aquecedor elétrico, além disso o desempenho dos mesmos está sujeito às flutuações das condições ambientais. Por conseguinte, podem não atender a demanda de aquecimento da piscina quando houver condições meteorológicas desfavoráveis. Tais como, baixa insolação (dias nublados) para o sistema solar e baixa temperatura ambiente para o sistema com bomba de calor. Uma forma de mitigar as desvantagens desses sistemas é combiná-los em uma configuração denominada bomba de calor assistida por energia solar (SA-HP)¹.

O conceito das bombas de calor assistidas por energia solar não é novo, os estudos desta configuração aplicada ao aquecimento de ambientes são do início da década dos 80 (FREEMAN *et al.*, 1979; HATHEWAY; CONVERSE, 1981). A combinação de uma bomba de calor com um sistema solar tende a amenizar várias das desvantagens desses sistemas quando operados separadamente. No inverno, a energia absorvida pelos coletores solares fornece água a uma temperatura muito baixa para ser utilizada no aquecimento direto, mas esta pode ser utilizada como fonte térmica para uma bomba de calor. Além disso, a operação do sistema solar a temperaturas baixas proporciona uma maior eficiência dos coletores solares, viabilizando a utilização de coletores sem cobertura (e.g coletores poliméricos), reduzindo o custo do sistema. Nesse contexto, o sistema combinado pode compensar tanto a redução de desempenho do sistema solar convencional durante períodos nublados como a baixa capacidade de aquecimento da bomba de calor em períodos frios.

¹Solar assisted heat pump

1.1 Escopo do trabalho

A utilização de bombas de calor assistidas por energia solar no aquecimento de piscinas tem um grande potencial como solução técnica. Entretanto, a sua viabilidade econômica é altamente dependente do desempenho do sistema, por conseguinte necessita-se um sistema otimizado e uma análise detalhada da sua operação. Nesse sentido, no presente estudo analisam-se quatro configurações de aquecimento de piscina através de bombas de calor assistidas por energia solar. As quatro configurações escolhidas foram definidas a partir de uma prospecção de trabalhos científicos publicados na área e descritas a seguir.

Padrão (Referência): Essa é a configuração mais simples dentre as consideradas neste estudo, composta apenas por uma bomba de calor ar-água que fornece calor à água da piscina. Essa configuração é considerada como um caso de referência e é denominada *Air Source Heat Pump* (ASHP).

Paralelo: Nesta configuração, o sistema de aquecimento solar é conectado em paralelo à bomba de calor ar-água. Neste caso, a bomba de calor opera como um sistema de aquecimento complementar ao sistema de aquecimento solar de piscina convencional. Essa configuração denomina-se *Solar Assisted - Air Source Heat Pump* (SA-ASHP).

Série: Na configuração em série, o sistema de aquecimento solar é conectado em série com uma bomba de calor água-água. Os coletores solares térmicos são conectados diretamente no evaporador da bomba de calor e operam fornecendo água a baixa temperatura como fonte de calor. Possibilita-se também o aquecimento direto da piscina pelos coletores, através de um sistema de *by-pass*. Essa configuração é denominada como *Solar Assisted - Water Source Heat Pump* (SA-WSHP).

Dual-source: Esta configuração é a combinação das últimas duas. Ou seja, o sistema de aquecimento solar é conectado em série com a bomba de calor água-água, ao mesmo tempo que é conectado em paralelo com uma bomba de calor ar-água. Dessa forma, para utilizar apenas um equipamento, faz-se necessário contar um com uma bomba de calor que opere com duas fontes térmicas, ou seja, dois evaporadores

ligados em paralelo no circuito de refrigerante. Essa configuração é denominada *Solar Assisted - Dual Source Heat Pump* (SA-DSHP).

O presente trabalho tem por escopo analisar a viabilidade da utilização de bombas de calor assistidas por energia solar no aquecimento de piscinas domésticas. A fim de analisar as quatro configurações, utiliza-se uma ferramenta computacional de simulação transiente, na qual simula-se a operação do sistema. O modelo de simulação é composto pela piscina, um aquecedor complementar, a bomba de calor, o sistema de controle e o sistema de aquecimento solar. Considera-se uma piscina de 36m^3 , com uma superfície de 24m^2 , localizada em Florianópolis - Santa Catarina e objetiva-se mantê-la aquecida entre 27 à 28°C durante o ano inteiro.

Investiga-se também a utilização dos coletores solares como trocadores de calor, de modo que estes absorvam calor do ambiente por convecção durante a madrugada. Desta forma, há a possibilidade de o sistema de aquecimento operar continuamente durante o dia, sem a necessidade de desligamento quando não houver radiação solar. Esse modo de operação é somente possível devido à utilização da bomba de calor conectada em série aos coletores, uma vez que esta fornece água a uma temperatura abaixo da temperatura ambiente, por conseguinte tem-se um gradiente térmico que possibilita os coletores absorverem calor do ar.

As simulações são desenvolvidas adotando a metodologia utilizada pelo Laboratório de Energia Solar da Universidade de Winconsin-Madison (SEL²). Nesse sentido, faz-se necessário implementar um modelo para a simulação em regime permanente de bombas de calor água-água e ar-água. Esse modelo deve ter a capacidade de gerar os dados de desempenho que serão utilizados no ambiente de simulação transiente e, na medida do possível, deve ser válido a ponto de reproduzir dados de equipamentos comerciais. Entretanto, o modelo deve ser simples e preferencialmente independente de dados experimentais dos componentes (e.g. compressor, válvula de expansão).

1.2 Organização do texto

O presente trabalho é organizado conforme os seguintes capítulos, iniciando por esta introdução.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica com foco em sistemas de aquecimento com bombas de calor assistidas por energia solar, na metodologia de simulações transiente, na metodologia

²*Solar Energy Laboratory*

para avaliação econômica de sistemas solares e em modelos propostos na literatura para ciclos de compressão de vapores e para a piscina. A revisão serve de orientação na escolha e na adaptação dos modelos matemáticos do ciclo de compressão de vapores e no desenvolvimento dos modelos de simulação das configurações.

No Capítulo 3 apresentam-se os modelos matemáticos adotados para a simulação dos coletores solares, da bomba de calor e da piscina. Além disso, para o coletor solar, descrevem-se as suas características e os aspectos relacionados a operação do campo para absorver calor do ambiente por convecção. Para a bomba de calor, descrevem-se os fenômenos termodinâmicos e de transporte do ciclo, o processo de calibração com dados obtidos de catálogo e os resultados do modelos para o caso da bomba de calor água-água e ar-água. Para a piscina, descrevem-se as diferentes fenômenos de transferência de calor envolvidas no balanço térmico da piscina, os parâmetros adotados neste estudo e os resultados obtidos no balanço térmico da piscina.

No Capítulo 4, faz-se uma síntese dos modelos de simulação das quatro configurações. Apresenta-se uma descrição de diversos componentes e aspectos dos modelos não discutidos nos capítulos anteriores. Além disso, detalham-se os sistemas de controles utilizado em cada configuração, os quais são demonstrados a partir dos resultados das simulações.

No Capítulo 5 são apresentadas algumas das possíveis análises com a metodologia de simulação utilizada neste estudo. O desempenho de cada configuração é analisada em termos da utilização da cobertura da piscina, inclinação dos coletores, vazão mássica nos coletores, eficiência do coletor, capacidade de aquecimento da bomba de calor e área do campo de coletores. Por fim, apresenta-se uma avaliação econômica das configurações, no contexto de quatro cenários econômicos. Para avaliar as premissa adotadas e aumentar a amplitude de análise, apresenta-se uma análise de sensibilidade em termos dos parâmetros econômicos, tais como: taxa de desconto, tarifas da energia elétrica e do combustível do aquecedor auxiliar e do custo dos coletores solares.

Finalmente no Capítulo 6 são apresentadas as conclusões obtidas do presente estudo, além de recomendações para trabalhos futuros.

2 Revisão bibliográfica

Encontra-se na literatura técnica um grande número de publicações que tratam sobre os componentes dos sistemas de aquecimento de piscinas e bombas de calor assistidas por energia solar. Dessa forma, uma das contribuições deste estudo é a revisão desses trabalhos visando escolher modelos adequados para cada componente. Nesse contexto, este capítulo expõe as informações mais relevantes obtidas através de uma revisão bibliográfica focada nesses sistemas e na metodologia para uma simulação transiente de sistema térmicos, e ainda, em modelos de simulação de bombas de calor e piscinas.

2.1 Simulação de sistemas com bombas de calor assistidas por energia solar

Segundo o melhor conhecimento do autor, Freeman *et al.* (1979) conduziram um dos primeiros estudos comparativo de algumas configurações de bombas de calor assistidas por energia solar para aquecimento de ambientes e de água para uso doméstico. Esses autores utilizaram o *software* (TRNSYS¹) para simular e comparar cinco configurações desse sistema, sendo estas: solar convencional; apenas uma bomba de calor ar-ar; solar combinado com uma bomba de calor ar-ar em paralelo com o reservatório térmico; solar combinado com uma bomba de calor água-ar em série com o reservatório; e solar combinado com uma bomba de calor *dual-source* (ar/água-ar). Os resultados do trabalho mencionado indicam que a configuração em paralelo é a solução mais prática para esse sistema. O desempenho térmico dessa configuração, para uma área de coletores fixa, é superior ao desempenho do sistema em série e do sistema *dual-source*.

Hatheway e Converse (1981) fizeram uma análise econômica de quatro sistemas com bomba de calor assistidas por energia solar para aquecimento de ambientes. O estudo se baseou em simulações das

¹*Transient System Simulation Program*

configurações, junto a dados experimentais obtidos a partir do monitoramento de uma instalação existente em Quechee, Vermont. Nesse estudo considerou-se as seguintes configurações: solar convencional; apenas uma bomba de calor ar-ar; solar combinado em série e solar combinado em paralelo. Todavia, esses quatro sistemas consideraram um sistema de aquecimento complementar a óleo. Na análise econômica, os autores consideraram um cenário com tarifa diferenciada da energia elétrica para os horários de pico. Dessa forma, a bomba de calor ar-ar com o aquecedor auxiliar operando nos horários de pico constituiu-se como a configuração mais atrativa. Por outro lado, no cenário sem diferenciação na tarifa, a configuração mais atrativa foi a bomba de calor ar-ar com o aquecedor auxiliar operando apenas em períodos de baixa temperatura ambiente.

Starke (2011) desenvolveu uma ferramenta de simulação transiente adequada para a quantificação do desempenho de quatro configurações do sistema de aquecimento de piscinas, a qual constitui a base do presente trabalho. Uma vez definidos os dados climáticos, a configuração (e.g geometria, dimensão do campo de coletores e cobertura) e a estratégia de controle, a ferramenta fornece uma estimativa do consumo de energia elétrica, uma estimativa da energia absorvida do ambiente (seja solar ou calor do ar) e uma estimativa do coeficiente de desempenho da bomba de calor. Além disso, a ferramenta permite determinar qual é a configuração mais eficiente e a estimativa dos parâmetros do sistema de forma a maximizar o desempenho global. A principal conclusão desse trabalho foi que as configurações em série e *dual-source* têm o maior potencial para a economia de energia elétrica, sendo a última a solução mais robusta em termos de confiabilidade. Além disso, o autor mostrou que o desempenho do sistema é consideravelmente dependente da capacidade de aquecimento da bomba de calor. Embora os resultados sejam aceitáveis, o modelo simplificado, empregado pelo autor para calcular a matriz de desempenho da bomba de calor pode acarretar em erros significativos.

2.2 Metodologia

Para analisar as quatro configurações do sistema utilizou-se a ferramenta de simulação transiente desenvolvida no trabalho prévio de Starke (2011). A metodologia adotada nesse estudo é similar à utilizada pelo Laboratório de Energia Solar da Universidade de Winconsin-Madison (SEL), o qual desenvolveu os *softwares* TRNSYS (KLEIN; AL-

VARADO, 2010) e EES² (KLEIN; ALVARADO, 2011). No âmbito de estudos de centrais heliotérmicas, Patnode (2006) e McMahan (2006) introduziram no ambiente de simulação TRNSYS modelos de ciclos de potência, possibilitando a simulação da operação de uma planta solar completa. Modelos de ciclos de potência em regime permanente foram implementados no EES para estimar o desempenho em diferentes condições de operação e gerar polinômios de desempenho do ciclo. A partir desses polinômios, os autores desenvolveram módulos (*Types*) para o TRNSYS, possibilitando a introdução desses ciclos de potência no ambiente de simulação transiente.

Segundo McMahan (2006), a utilização do EES é ideal para simular um ciclo de potência e obter as curvas de carga parcial, mas é impróprio para simulações de longo prazo e para a utilização de dados meteorológicos. Por outro lado, o TRNSYS foi desenvolvido para simulações de longo períodos, mas é inadequado para a solução das equações não-lineares de um ciclo. Portanto, a utilização dos dois *softwares* é adequada, uma vez que estes se complementam, ao combinar as suas vantagens e minimizar as deficiências encontradas quando utilizados individualmente.

A plataforma de simulação TRNSYS é uma ferramenta flexível que permite simular a operação transiente de sistemas energéticos, tendo ênfase nos sistemas térmicos. As primeiras versões do TRNSYS focavam na análise do comportamento dinâmico de sistemas de aquecimento solar de água doméstica, dessa forma o *software* é próprio para o estudo global do sistema e não para a análise detalhada de um componente (e.g. coletor solar) (WENDEL, 2010).

O TRNSYS contém uma biblioteca de módulos (*Types*) com modelos matemáticos consolidados para a maioria dos componentes dos sistemas estudados, tais como: coletor solar, bomba de circulação de água, válvulas e controladores. Entretanto, a biblioteca padrão não contém módulos que descrevem os principais componentes do sistema, como a bomba de calor e a piscina. Portanto, para o último utiliza-se um módulo comercializado pela empresa *TRANSSOLAR - Klimaengineering* (AUER, 1996a). Esse módulo contém o modelo matemático em regime transiente desenvolvido por Hahne e Kubler (1994), referente ao balanço térmico da piscina. Por outro lado, para a bomba de calor opta-se pela modelagem termodinâmica do ciclo de compressão mecânica de vapores, possibilitando estimar o desempenho do equipamento fora da condição nominal e gerar uma matriz de desempenho composta por 1 a 5 variáveis de desempenho, em função de 1 a

²Engineering Equation Solver

3 parâmetros de operação. Essa matriz de desempenho é inserida no TRNSYS, por meio de um módulo genérico, afim de simular a operação transiente da bomba de calor.

A modelagem termodinâmica da bomba de calor é realizada no EES. Esse programa é uma ferramenta robusta para a solução de sistemas de equações algébricas, sendo que um grande número de equações não - lineares acopladas podem ser resolvidas eficientemente. Como vantagem tem-se que não é necessário implementar um método numérico para a resolução do sistema de equações, uma vez que o EES conta com um *solver* interno baseado em uma variação do método de Newton. O mesmo programa também possui uma vasta biblioteca de funções matemáticas, de correlações termodinâmicas e de transporte para diversos fluidos, como ar, água e vários fluidos refrigerantes.

2.3 Bomba de calor

A análise do ciclo de compressão mecânica de vapores é baseada na revisão da literatura clássica de termodinâmica (VANWYLEN *et al.*, 2003; BEJAN, 2006; STOECKER, 1985). Radermacher e Hwang (2005) apresentam aspectos históricos e técnicos, assim como modelos matemáticos detalhados para os componentes de uma bomba de calor acionada por compressão mecânica. Esses modelos consideram tendências atuais, como a utilização de misturas de fluidos refrigerantes.

Um ciclo básico é constituído pelo compressor, dispositivo de expansão e dois trocadores de calor. Os modelos desses quatro componentes servem como blocos de construção para a modelagem do ciclo. A seguir apresenta-se uma revisão dos principais modelos matemáticos para tais componentes.

2.3.1 Trocadores de Calor

Segundo Qiao *et al.* (2010), a partir do ponto de vista de modelagem, os modelos de trocadores de calor podem ser classificados em quatro categorias: modelos de parâmetros agrupados (*lumped parameter models*), modelos de zona ou de fronteira móvel, modelos de parâmetros distribuídos ou de volumes finitos, e modelos de tubo-por-tubo.

Nos modelos de parâmetros agrupados aplica-se um único volume de controle e utiliza-se um valor constante para a condutância térmica (UA). Nesse contexto, dois métodos são utilizados para modelar os equipamentos: o método de diferença logarítmica de tempe-

ratura e o método efetividade - NUT (ε - NUT). Esses métodos não contabilizam a mudança de fase e a variação local das propriedades dos fluidos, por conseguinte a precisão é baixa e sua aplicação é restrita.

Nos modelos de zona ou de fronteira móvel o trocador de calor é subdividido em regiões, onde a definição destas é baseada na localização dos processos de mudança de fase. Desta forma, considera-se os diferentes comportamentos físicos que ocorrem nos escoamentos de fluidos sub-resfriado, bifásico, superaquecido e supercrítico. Cada região é calculada utilizando a abordagem dos modelos de parâmetros agrupados, onde deve-se considerar, para cada região, um valor médio para a condutância térmica. Os modelos de zonas são mais precisos que os modelos de parâmetros agrupado e ainda apresentam uma resolução simples, que resulta em uma baixa necessidade de recurso computacional.

Os modelos de parâmetros distribuídos ou modelos de elementos finitos consistem em dividir o trocador de calor em um número finito de elementos, sendo a divisão realizada independentemente da mudança de fase. Esses modelos necessitam de uma estratégia para definir o número adequado de elementos, posto que a partir de um patamar a variação dos resultados é desprezível com o aumento do número de elementos, entretanto, o número de elementos influencia consideravelmente na demanda de recurso computacional. Dentre os trabalhos sobre parâmetros distribuídos, destacam-se os trabalhos de Quadir *et al.* (2002) e Garcia-Cascales *et al.* (2010).

Os modelos de tubos-por-tubo permitem simular o comportamento detalhado do trocador de calor, permitindo avaliar a influência do arranjo do circuito de tubos e distribuição do fluido refrigerante. Nesses modelos considera-se um volume de controle para cada tubo ou pode-se dividi-lo em vários segmentos, afim de considerar o escoamento bi-dimensional e não-uniforme através do trocador de calor, a variação das propriedades termofísicas do fluido e do coeficiente de transferência de calor. Em comparação aos outros, os modelos tubos-por-tubo são os de maior exatidão, entretanto são dispendiosos em termos de recursos computacionais. Dentre os trabalhos na área, vale destacar os principais modelos de tubos-por-tubo, os quais foram desenvolvidos por Domanski (1999), Jiang *et al.* (2002) e Singh *et al.* (2008).

Oskarsson *et al.* (1990) analisaram, usando três modelos diferentes, a operação de um evaporador aletado. Nesse contexto, um modelo de elementos finitos foi utilizado para analisar o comportamento do coeficiente de transferência de calor local e o efeito da queda de pressão

do refrigerante; e um modelo de zonas com três regiões foi elaborado para a análise e projeto de evaporadores. Além disso, desenvolveram um modelo paramétrico para ser utilizado em simulações de bombas de calor, o qual descreve o desempenho a partir das características físicas e de um parâmetro de efetividade. Os modelos foram verificados comparando os seus resultados com dados experimentais. Os autores concluíram que as simplificações do modelo de zonas, sem queda de pressão no escoamento de refrigerante e sem desumidificação na região de superaquecimento, são razoáveis, pois ao comparar esse modelo ao modelo de elementos finitos observou-se desvios de 2% na taxa de transferência de calor. Porém, esse valor pode aumentar consideravelmente à baixas taxas de desumidificação, embora, a aderência entre os valores absolutos do coeficiente de transferência de calor, calculados pelo modelo de zonas e elementos finitos, indique uma boa concordância. O modelo de zonas é bem mais rápido para ser resolvido que o modelo de elementos finitos, assim sendo adequado para pesquisas de evaporadores e simulações.

2.3.2 Compressores

O compressor é o principal componente de uma bomba de calor, o qual junto ao dispositivo de expansão determinam a vazão de fluido refrigerante que circula nos trocadores de calor, e por conseguinte a capacidade do sistema. Portanto, a determinação do desempenho do compressor é essencial para a simulação do sistema, pois os erros associados a determinação do fluxo mássico são propagados para os modelos dos outros componentes. Um grande número de modelos matemáticos para compressores pode ser encontrado na literatura técnica, e segundo Rasmussen e Jakobsen (2000), em geral, estes podem ser classificados em três categorias: *black-box models*, *gray-box models* e *white-box models*. Essa classificação é baseada no nível de informação necessário para empregar o modelo. Os modelos que requerem a menor quantidade de informação são denominados de *black-box* e os modelos que requerem o maior, são denominados de *white-box*. Todos os modelos que estão entre estes limites são denominados *Gray-box*.

Os modelos *black-box* ou *Map-based* são correlações estatísticas baseadas em dados de desempenho de compressores ou sistemas. Estes modelos geralmente proporcionam valores precisos de fluxo de massa, potência consumida e temperatura de descarga. Entretanto, não proporcionam informação adequada para as condições fora da região de teste (JAHNIG *et al.*, 2000). Um dos modelos mais utilizados é o ARI

10, o qual é apresentado pela norma ARI (1999). Como estes modelos são independentes de parâmetros físicos e geométricos, são indicados para simulações de sistemas. Porém, os mesmos dependem do fluido refrigerante, caso as correlações sejam determinadas em função da temperatura de saturação em vez da pressão.

Os modelos *gray-box* ou de eficiência são baseados no processo de compressão ideal e utilizam fatores de eficiência (e.g isentrópica e volumétrica) baseados em expressões empíricas ou semi-empíricas para descrever o desempenho energético, de capacidade e térmico do compressor. Esses modelos apresentam maior fundamentação física, por isso apresentam maior precisão quando extrapolados a condições fora da região de teste ou validação (JABARDO *et al.*, 2002). O modelo de eficiência politrópica é interessante pois considera uma série de não idealidades de forma simples. Além do que, esse modelo é a base dos modelos desenvolvidos por Welsby *et al.* (1988), Domanski e McLinden (1992). Por outro lado, Winkler (2009) salienta que o modelo politrópico é mais consistente para uma maior gama de aplicações que o modelo isentrópico. Entretanto, o coeficiente politrópico, principal parâmetro de entrada do modelo, normalmente não é conhecido com exatidão e é altamente dependente do fluido refrigerante. Contudo, o coeficiente politrópico para um fluido em particular é difícil ser encontrado na literatura especializada.

Rasmussen e Jakobsen (2000) recomendam a utilização da eficiência isentrópica juntamente com a eficiência exergetica para determinar o desempenho energético do compressor. Enquanto que a utilização do modelo politrópico com um coeficiente politrópico constante não é recomendado, pois não proporciona maior informação que o modelo isentrópico.

Os modelos *white-box* ou detalhados simulam praticamente todos os processos do compressor, entre eles o processo de compressão, transferência de calor entre o refrigerante e os componentes do compressor, vazamentos internos ou balanço global de energia no compressor. Nesses modelos, as equações da energia, quantidade de movimento e continuidade são simplificadas e resolvidas. Esse tipo de modelo é útil para o projeto de compressores, mas não é indicado para a simulação de sistemas (CHEN *et al.*, 2002; CHEN *et al.*, 2004; RIGOLA *et al.*, 2005; MATHISON *et al.*, 2008).

2.3.3 Dispositivos de Expansão

O objetivo do dispositivo de expansão é reduzir a pressão do fluido refrigerante e, conseqüentemente, a temperatura deste, possibilitando a absorção de calor no evaporador. O modelo matemático mais simples para um dispositivo de expansão é o modelo de expansão adiabática, onde assume-se uma expansão isentálpica, conseqüentemente, o modelo é independente das características físicas do dispositivo. Os outros modelos são baseados nos aspectos construtivos dos dispositivos, sendo os principais: tubos capilares, tubos curtos (STs), válvulas de expansão termostática (TEVs), válvulas de expansão eletrônica (EEVs) e válvulas dosadoras. Para selecionar o tipo de dispositivo de expansão deve-se considerar aspectos como a capacidade e o modo de operação. Todavia, em geral tubos capilares e STs são utilizados em equipamentos de refrigeração de baixa e média capacidade, respectivamente. Enquanto que TEVs e EEVs são utilizados em equipamentos de refrigeração e aquecimento de grande capacidade.

De uma forma geral, os modelos podem ser divididos em modelos baseados em correlações e modelos de parâmetros distribuídos. Nos modelos baseados em correlações calcula-se o fluxo de massa em função das condições de entrada e pressão de saída. Esses modelos utilizam equacionamento simples e apresentam boa precisão quando utilizados dentro do intervalo dos dados utilizados na regressão. Entretanto, a precisão do modelo não pode ser garantida quando extrapolados, além do que as correlações dependem do refrigerante utilizado.

Os modelos de parâmetros distribuídos são desenvolvidos a partir da fundamentação teórica, desta forma calcula-se o fluxo de massa a partir da análise detalhada do escoamento bifásico através do dispositivo de expansão. A partir da análise do escoamento bifásico, pode-se dividir os modelos em modelos de fluxo homogêneo e de fluxo separado. Nos últimos anos, um considerável número de pesquisas buscaram desenvolver modelos de parâmetros distribuídos para tubos capilares e tubos curtos, entre as quais destacam-se as contribuições de Kim e O'Neal (1995), Zhang e Ding (2001), Zhang e Yang (2005), Madsen *et al.* (2005).

Aaron e Domanski (1990) desenvolveram um modelo semi-empírico para tubos curtos a partir de dados experimentais utilizando o refrigerante R-22. O modelo considera a pressão de entrada, grau de sub-resfriamento na entrada, pressão de saída, comprimento e diâmetro do tubo e a dimensão do chanfro na entrada. Posteriormente, Kim e O'Neal (1993) modificaram o modelo de Aaron e Domanski, de modo a satisfazer as condições de escoamento incompressível e bloqueado.

Recentemente, vários trabalhos investigam a utilização de diferentes fluidos em STs. Payne e O'Neal (1998) investigaram a utilização dos fluidos R-407C e posteriormente o fluido R-410A (PAYNE; O'NEAL, 1999), como misturas puras e em misturas com o óleo. Os autores ajustaram o modelo previamente definido por Kim e O'Neal aos dados experimentais, de modo a obter correlações para fatores de correção para esses fluidos.

Choi *et al.* (2003) desenvolveram uma correlação generalizada para calcular o fluxo mássico de refrigerantes através de tubos capilares. A correlação foi desenvolvida a partir de parâmetros adimensionais baseados em dados experimentais para os fluidos R-22, R-290 e R-470C. Os parâmetros adimensionais foram obtidos através da teoria de Pi-Buckingham (FOX *et al.*, 2006), onde foram considerados os efeitos da condição de entrada no tubo, a geometria e as propriedades dos fluidos. A correlação apresentou boa aderência aos dados experimentais, tanto àqueles obtidos pelos autores, quanto aos dados obtidos na literatura técnica para os fluidos R-12, R-134a, R-152a, R-410a e R-600a.

Segundo Li *et al.* (2004), as válvulas de expansão com área ajustável (ATAEV)³ (e.g TEV e EEV) proporcionam um maior desempenho no ciclo de compressão mecânica de vapores, em comparação aos dispositivos de expansão com orifício fixo (e.g tubos capilares e ST). Apesar de as ATAEV serem utilizadas frequentemente, poucos modelos são encontrados nas referências técnicas afins, onde os modelos disponíveis são baseados em correlações ou bastante simplificados. Nesse contexto, Li *et al.* propuseram um modelo geral, preciso e eficaz ao longo de uma maior faixa de operação. Os autores desenvolveram modelos para três tipos de TEVs a partir de aspectos construtivos e parâmetros obtidos de dados de desempenho de fabricantes. Além disso, os modelos foram validados utilizando dados experimentais e comparados com resultados reportados na literatura técnica.

Park *et al.* (2007) desenvolveram uma correlação empírica para o fluxo de massa dos refrigerantes R-22 e R-410A através de EEVs. O estudo experimental consistiu em analisar a influência do grau de abertura da válvula, as pressões de entrada e saída e o grau de sub-resfriamento, no fluxo de massa, mensurado a partir de testes em seis EEVs. Os autores modificaram o modelo de tubos curtos de Aaron e Domanski (1990) substituindo o coeficiente do orifício por uma correlação generalizada que engloba correções empíricas. Esta foi desenvolvida a partir de seis grupos adimensionais, obtidos pela teoria de Pi-Buckingham, que incorporam as variáveis com maior influência

³Adjustable throat-area expansion valves

na vazão mássica. Este modelo proporciona resultados satisfatórios para várias EEVs, entretanto, não pode-se garantir a precisão quando a correlação é aplicada fora da faixa recomendada pelo estudo.

2.3.4 Ferramentas para simulação de ciclos

Encontram-se disponíveis um grande número de ferramentas computacionais para a simulação de ciclos de compressão mecânica de vapores. Entretanto, a maioria dessas ferramentas foram desenvolvidas para fins acadêmicos e seu uso é restrito ao seus desenvolvedores ou progrediram para programas disponíveis comercialmente (WINKLER, 2009). Por esse motivo, optou-se em implementar um modelo de simulação no EES, em vez de utilizar uma dessas ferramentas, para gerar a matriz de desempenho da bomba de calor.

O *Oak Ridge National Laboratory* (ORNL) foi o pioneiro no desenvolvimento de ferramentas de simulação para ciclos de compressão de vapores, com o desenvolvimento do *Heat Pump Design Model* (HPDM) em 1978. Essa ferramenta consiste de um modelo detalhado para a análise em regime permanente da bomba de calor ar-ar e condicionadores de ar (RADERMACHER; HWANG, 2005; WINKLER, 2009). Fisher e Rice (apud RADERMACHER; HWANG, 2005) lançaram a primeira versão principal do HPDM, denominada *Mark I*. Além disso, o HPDM continua em uso e é constantemente atualizado e melhorado, estando na sétima versão (*Mark VII*). Essa última versão inclui compressores de rotação variável, novos fluidos (como R-410A, R-407C, R404A e propano) e análise da carga de fluido refrigerante.

O *National Institute of Standards and Technology* (NIST) desenvolveu vários modelos de simulação teórica de ciclos. McLinden (apud RADERMACHER; HWANG, 2005) desenvolveu o *Cycle 7*, que considera um ciclo com 7 estados termodinâmicos. Posteriormente, este modelo foi melhorado dando origem ao *Cycle 11*, o qual considera um ciclo com 11 estados (DOMANSKI; MCLINDEN, 1992 apud RADERMACHER; HWANG, 2005). Atualmente o NIST comercializa o programa *CYCLE_D*, que tem o objetivo de analisar o desempenho de ciclos com refrigerantes puros ou misturas, mas não tem a intenção de ser uma ferramenta para a análise detalhada de ciclos de compressão de vapores (DOMANSKI *et al.*, 2003).

Richardson (1996) desenvolveu o *VapCyc*, uma ferramenta de simulação em regime permanente para a modelagem e otimização de ciclos de compressão mecânica de vapores. O programa utiliza uma estrutura modular, possibilitando ao usuário construir e modificar ciclos,

além do que possui uma vasta biblioteca com dados experimentais de componentes (e.g compressor, trocadores de calor). O VapCyc é distribuído pelo *Integrated Systems Optimization Consortium* (ISOC) do *Center for Environmental Energy Engineering* (CEEE) na *University of Maryland*. Entretanto, a versão completa do programa é disponibilizada apenas para os membros do ISOC.

2.4 Piscina

No estudo desenvolvido por Hahne e Kubler (1994), é demonstrado um modelo matemático em regime transiente para o cálculo da temperatura da água de piscinas em ambientes externos. Nesse modelo são consideradas as trocas térmicas por convecção, evaporação, radiação de onda curta, radiação de onda longa, água de reposição, condução ao solo e ganho térmico devido ao sistema de aquecimento. Além disso, considera-se a utilização de coberturas para atenuar as perdas térmicas. A aderência do modelo foi analisada comparando os resultados de simulação de um sistema de aquecimento de piscinas a dados experimentais. Os autores analisaram três piscinas localizadas na cidade de Leonberg, que totalizavam 2882m² de área de piscina, e duas piscinas na cidade Möhringue com 1350m², ambas cidades localizadas na região de Stuttgart, Alemanha. Os sistemas de aquecimento solar nessas duas cidades apresentaram uma economia de 28% e 14%, com uma área de coletores de 1358m² e 650m², para Leonberg e Möhringue, respectivamente. As análises realizadas a partir dessas simulações mostraram que a redução da temperatura de *set-point* da piscina, de 24 °C para 22 °C nos períodos de baixa utilização da piscina e baixa temperatura ambiente, aumentou a economia de 28% para 50%, em Leonberg.

Hahne e Kubler analisaram diferentes correlações para o cálculo das perdas evaporativas. Essa análise determinou que as correlações de Rowher (1931) e Richter (1979)⁴ proporcionaram um desvio padrão inferior a 0,5K entre os dados medidos e simulados de temperatura da água da piscina. para as cidades de Möhringue e Leonberg, respectivamente. Entretanto, os autores concluem que a maior fonte de incertezas não provém da correlação utilizada, mas da utilização de dados de velocidade de vento medidos a uma altura diferente daquelas necessárias na correlação.

Recentemente, Ruiz e Martinez (2010) utilizaram o modelo de Hahne e Kubler (1994) para simular um sistema de aquecimento solar

⁴Ver seção 3.3.1

de uma piscina externa de 50m² no TRNSYS, para a cidade de Alicante na Espanha. Os autores conduziram um experimento em escala real, de forma que o modelo de simulação pudesse ser validado. Foram utilizadas seis correlações para calcular as perdas por evaporação, a fim de determinar a correlação mais adequada. Os resultados obtidos mostraram que a correlação de Richter (1979) é a mais adequada, posto que proporcionou os menores desvios entre as temperaturas medidas e as calculadas pela simulação.

2.5 Análise econômica

Em geral, os sistemas solares são caracterizados por um alto custo inicial e um baixo custo operacional. Dessa forma, a análise econômica consiste em comparar o investimento inicial conhecido com a estimativa dos futuros ganhos financeiros devido a não utilização de sistemas convencionais.

Os sistemas solares convencionais são compostos por um sistema para absorver a energia solar e uma fonte auxiliar, de modo que a demanda seja atendida com a combinação dessas duas fontes. Por conseguinte, os custos para operar os sistemas são estimados conhecendo-se as frações energéticas fornecidas pelo sistema solar e auxiliar. No caso de um sistema solar, o objetivo da análise econômica é determinar a dimensão do sistema solar que gerará o menor custo necessário para atingir a demanda.

Há vários métodos para avaliar economicamente os sistemas solares, entretanto, neste estudo, adota-se o método *Life-Cycle Saving* (LCS). O LCS é definido como a diferença entre os dispêndios durante o ciclo de vida do sistema convencional e os dispêndios durante o ciclo de vida do sistema solar (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Esse método considera o valor do dinheiro no tempo utilizando o conceito do valor presente (PW⁵), que consiste em determinar o valor presente de todos os ganhos e despesas futuras associados ao sistema.

Para determinar o LCS utiliza-se o método P_1 e P_2 , (DUFFIE; BECKMAN, 2006), o qual é um método simples e eficaz para realizar os cálculos e é expresso pela seguinte expressão,

$$LCS = P_1 C_{F1} L \mathcal{F} - P_2 (C_A A_c + C_E) \quad (2.1)$$

onde C_{F1} é a tarifa da energia auxiliar no primeiro ano, L é a demanda

⁵Present Worth

anual de aquecimento e \mathcal{F} é a fração solar anual do sistema. O termo $(C_A A_c + C_E)$ é o custo total associado ao sistema solar, expresso em função da área de coletores A_c , onde C_E é a parcela do custo que é independente da área de coletores e C_A a parcela do custo que é dependente da área. O termo P_1 é a relação entre o ganho referente a redução do consumo da energia auxiliar durante o período de vida e o custo da energia auxiliar no primeiro ano. Enquanto que, o termo P_2 é a relação entre os custos incorridos durante o período de vida devido ao investimento adicional de capital e o investimento inicial. O termo P_1 é expresso conforme segue,

$$P_1 = (1 - C\bar{f}) \cdot PWF(N_e, i_F, d) \quad (2.2)$$

onde a função $PWF(N, i, d)$ é o fator que calcula o valor presente de uma série de pagamentos, definido como:

$$PWF(N, i, d) = \sum_{j=1}^N \frac{(1+i)^{j-1}}{(1+d)^j} = \begin{cases} \frac{1}{d-i} \left[1 - \left(\frac{1+i}{1+d} \right)^N \right] & \text{se } i \neq d \\ \frac{N}{N+1} & \text{se } i = d \end{cases} \quad (2.3)$$

Por sua vez, o termo P_2 é expresso na forma,

$$\begin{aligned} P_2 = & D + (1 - D) \cdot \frac{PWF(N_{min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \\ & - \bar{f}(1 - D) \cdot \left[PWF(N_{min}, m, d) \left(m - \frac{1}{PWF(N_L, 0, m)} \right) + \frac{PWF(N_{min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \right] \\ & + M_s(1 - C\bar{f}) \cdot PWF(N_e, i, d) + t_i V(1 - \bar{f}) \cdot PWF(N_e, i, d) \\ & - \frac{C\bar{f}}{N_D} \cdot PWF(N'_{min}, 0, d) - \frac{R_v}{(1+d)^{N_e}} \cdot (1 - C\bar{f}) \end{aligned} \quad (2.4)$$

onde

C – é um booleano, indica se o empreendimento é comercial ou não - comercial (1 ou 0, respectivamente)

i – é a taxa geral de inflação

i_F – é a taxa de inflação do combustível da fonte de energia auxiliar

d – é a taxa de desconto anual do mercado

m – é a taxa anual de juros do financiamento

t_i – é o imposto patrimonial baseado no valor de avaliação

\bar{t} – é a taxa efetiva de imposto de renda

N_e – é o período da análise econômica

N_L – é o prazo de amortização

N_D – é o período de depreciação

N_{min} – é o período em que a amortização do financiamento contribui na análise (normalmente é o valor mínimo entre N_e e N_L)

N'_{min} – é o período em que a depreciação contribui na análise (normalmente é o valor mínimo entre N_e e N_D)

D – é a razão entre o adiantamento do financiamento e o investimento inicial

M_s – é a razão entre os custos diversos no primeiro ano (e.g seguro e manutenção) e o investimento inicial

V – é a razão entre o valor patrimonial do sistema avaliado no primeiro ano e o investimento inicial

R_v – é a razão entre o valor de revenda no final da vida útil e o investimento inicial

Na equação 2.4, o primeiro termo à direita da igualdade representa o pagamento da entrada. Os demais termos representam o valor presente dos pagamentos ou série de pagamentos que incorrem durante o período de análise, sendo estes expressos por razões proporcionais ao valor inicial. O segundo termo representa os encargos do financiamento (parcela mais juros); o terceiro, dedução do imposto de renda referente aos juros; quarto, custos diversos como seguro e manutenção; quinto, imposto patrimonial; sexto, dedução do imposto de renda devido a depreciação pelo método linear; e o sétimo, valor presente do valor de revenda dos equipamentos no final do período de análise.

2.6 Conclusões

No presente capítulo apresentou-se uma revisão das referências técnicas da aplicação de bombas de calor assistidas por energia solar no aquecimento de ambientes e da metodologia empregada para a simulação desses sistemas. Apresentou-se ainda, uma revisão do modelo para a simulação transiente da piscina e da modelagem de ciclos de compressão de vapores, juntamente com os principais aspectos sobre os modelos matemáticos de cada componente do ciclo. Além disso, são apresentadas as principais características das ferramentas de simulação de bombas de calor disponíveis comercialmente. Por fim, com o intuito de analisar a viabilidade econômica das configurações analisadas neste trabalho, apresentou-se a revisão do método *LCS*, sendo este um método consolidado para a análise econômica de sistemas solares.

A partir desta revisão, observou-se três bombas de calor assistidas por energia solar que poderiam ser empregadas no aquecimento de piscinas. Dessa forma, optou-se em realizar a simulação de quatro configurações (ASHP, SA-ASHP, SA-WSHP e SA-DSHP), na qual a primeira é o caso de referência e as demais utilizam as três bombas de calor observadas na literatura técnica. Visto isso, optou-se em realizar a simulação das quatro configurações na plataforma de simulação TRNSYS, enquanto que o modelo de simulação da bomba de calor é incorporado no TRNSYS por uma matriz de desempenho. A escolha do TRNSYS é justificada por tratar-se de um programa indicado para a simulação transiente de sistema térmicos. Enquanto que a escolha de implementar um modelo de simulação no EES para gerar a matriz de desempenho, em vez de utilizar uma das ferramentas de simulação encontradas na literatura, é justificada pelo fato dessas ferramentas serem de uso exclusivo dos seus desenvolvedores ou comercializadas.

3 Modelagem dos componentes

Neste capítulo apresenta-se uma síntese dos modelos matemáticos empregados na simulação do sistema de aquecimento para piscinas. Nesse sentido, o capítulo é dividido em três partes. Na primeira delas, descreve-se o modelo para o coletor solar térmico. Em seguida é descrito o modelo de simulação implementado para a geração da matriz de desempenho da bomba de calor. Por fim, apresenta-se o modelo matemático, em regime transiente, para o balanço térmico da piscina.

3.1 Coletor solar

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

3.1.1 Modelo matemático

O ganho térmico do coletor solar (\dot{Q}_u) é descrito pela expressão que segue,

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_c c_p (T_{c,o} - T_{c,i}) = A_c G_T \eta_c \quad (3.1)$$

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

$$\eta_c = F_R \left[(\tau\alpha)_n - U_L \frac{\Delta T}{G_T} - U_{LT} \frac{\Delta T^2}{G_T} \right] \quad (3.2)$$

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

$$\eta_c = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{G_T} - a_2 \frac{\Delta T^2}{G_T} \quad (3.3)$$

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

Fatores de correção para a curva de eficiência

Três fatores de correção devem ser aplicados nos parâmetros da curva de eficiência dos coletores. O primeiro é referente aos efeitos da incidência oblíqua da radiação solar no coletor. O outro fator é referente a utilização do coletor com uma vazão diferente daquela utilizada no teste para determinação dos parâmetros. O último, refere-se aos efeitos associados à utilização dos coletores em série (DUFFIE; BECKMAN, 2006; KLEIN *et al.*, 2010). Para aplicar as últimas duas correções deve-se reescrever a equação 3.2 na forma linear. Para isso, define-se um coeficiente modificado de perdas térmicas, conforme segue:

$$U'_L = U_L + U_{LT}\Delta T \quad (3.4)$$

Logo, obtém-se a seguinte equação para a curva de eficiência:

$$\eta_c = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U'_L \frac{\Delta T}{G_T} \quad (3.5)$$

Modificador do ângulo de incidência: Outra informação que deve ser determinada pelos testes de coletores é referente aos efeitos da incidência oblíqua da radiação solar no coletor. Dessa forma, deve-se incluir na curva de eficiência um fator modificador do ângulo de incidência ($K_{\tau\alpha}$). Nesse contexto, para coletores planos este fator pode ser aproximado pela equação que segue,

$$K_{\tau\alpha} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)^2 \quad (3.6)$$

onde θ é o ângulo de incidência e b_0 e b_1 são os coeficientes de primeira e segunda ordem do modificador do ângulo de incidência.

Correção da vazão: Em condições reais de operação dos coletores, normalmente utiliza-se uma vazão diferente (\dot{m}_{use}) da vazão de teste (\dot{m}_{test}), na qual a curva de eficiência foi determinada. Dessa forma, é necessário corrigir os parâmetros utilizados na equação 3.2 através do fator de correção da vazão, expresso como segue,

$$r_1 = \frac{[F_R U'_L]_{use}}{[F_R U'_L]_{test}} = \frac{[F_R (\tau\alpha)_n]_{use}}{[F_R (\tau\alpha)_n]_{test}} = \frac{\left[\frac{\dot{m}C_p}{A_c F' U_L} \left(1 - \exp \frac{-A_c F' U_L}{\dot{m}C_p} \right) \right]_{use}}{\left[\frac{\dot{m}C_p}{A_c F' U_L} \left(1 - \exp \frac{-A_c F' U_L}{\dot{m}C_p} \right) \right]_{test}} \quad (3.7)$$

onde o parâmetro $F' U_L$, tanto para a condição de uso, quanto para a condição de teste, deve ser calculado pela expressão que segue,

$$F' U_L = - \frac{\dot{m}C_p}{A_c} \ln \left(1 - \frac{A_c F_R U'_L}{\dot{m}C_p} \right) \quad (3.8)$$

Correção de coletores em série Os parâmetros $F_R (\tau\alpha)_n$ e $F_R U'_L$ devem ser modificados analiticamente para contabilizar a operação dos coletores montados em série. Define-se a seguinte expressão para

esse fator de correção:

$$r_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{A_c F_R U'_L}{\dot{m} C_p}\right)^{N_s}}{N_s \frac{A_c F_R U'_L}{\dot{m} C_p}} \quad (3.9)$$

onde N_s é o número de coletores em série.

Uma vez determinados os fatores de correção, determina-se o ganho térmico do coletor. Para isso, substitui-se a equação 3.5 na equação 3.1 e aplica-se os fatores de correção, conforme segue,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_u &= \dot{m}_c C_p (T_{c,o} - T_{c,i}) = r_1 r_2 A_c \left[G_T K_{\tau\alpha} F_R (\tau\alpha)_n - F_R U'_L \Delta T \right] \\ &= r_1 r_2 A_c \left[G_T K_{\tau\alpha} F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \Delta T - F_R U_{LT} \Delta T^2 \right] \\ &= r_1 r_2 A_c \left[G_T K_{\tau\alpha} a_0 - a_1 \Delta T - a_2 \Delta T^2 \right] \end{aligned} \quad (3.10)$$

Finalmente, a partir da segunda igualdade da equação 3.10 pode-se calcular a temperatura de saída do coletor solar:

$$T_{c,o} = \frac{r_1 r_2 A_c \left[G_T K_{\tau\alpha} F_R (\tau\alpha)_n - F_R U'_L \Delta T \right]}{\dot{m}_c C_p} + T_{c,i} \quad (3.11)$$

3.1.2 Características do coletor solar

O presente estudo considera o coletor polimérico ALO-SOLAR 1002 fabricado pela empresa ALPINA Termoplásticos Ltda. As características físicas desse coletor estão resumidas na Tabela 3.1, conforme apresentado por Abreu e Basto (2001). Destaca-se que o coletor ALO-SOLAR 1002 é fabricado inteiramente em polietileno de baixa densidade, não possui cobertura de vidro na superfície superior e não possui isolamento térmico na superfície inferior. Dessa forma, esse coletor apresenta uma menor eficiência em comparação aos coletores metálicos, normalmente utilizados no aquecimento de água doméstica. Devido as suas características, o coletor ALO-SOLAR 1002 é recomendado para o aquecimento de piscinas.

Abreu e Basto (2001) apresentam também a curva de eficiência, obtida empiricamente para o coletor ALO-SOLAR 1002 conforme a equação 3.5. Dessa forma, a eficiência é estimada pela expressão que

Tabela 3.1: Características do coletor ALO SOLAR 1002 (ABREU; BASTO, 2001).

Área de abertura/total	1,1 m ²
Massa em vazio	5 kg
Volume de líquido	0,008 m ³
Vazão máxima	0,227 m ³ /(h m ²)
Máxima pressão admissível	245,15 kPa
Material	PEBD
Fluido térmico	água

segue,

$$\eta_c = 0,73274 - 19,2888 \frac{\Delta T}{G_T} \quad (3.12)$$

Por se tratar de um coletor sem cobertura, não há a necessidade de aplicar o fator modificador do ângulo de incidência, desta forma os coeficientes b_0 e b_1 (Eq. 3.6) são considerados nulos. A Figura 3.1 apresenta as curvas da eficiência do coletor, geradas pela equação 3.12 para diferentes níveis de radiação. Os valores negativos de ΔT foram calculados para demonstrar o aumento da eficiência do coletor quando o mesmo opera com água a uma temperatura inferior a temperatura ambiente. É digno de nota que nessa condição o coletor solar pode apresentar uma eficiência superior a 100%, visto que o coletor absorve simultaneamente, radiação solar e calor por convecção. A Tabela 3.2 resume os coeficientes das equações 3.3 e 3.6 que são adotados neste estudo.

Tabela 3.2: Coeficientes da curva de eficiência e do fator modificador do ângulo de incidência.

a_0	0,73274
a_1	19,2888 W/(m ² K)
a_2	0 W/(m ² K ²)
\dot{m}''_{test}	0,01818 kg/(s m ²)
b_0	0
b_1	0

A energia absorvida pelo coletor, quando o mesmo opera absorvendo calor por convecção, é calculada pela equação 3.10. Nesse contexto, desconsidera-se os fatores de correção r_1 e r_2 , considera-se um valor nulo para a radiação solar incidente (G_T) e os coeficientes apre-

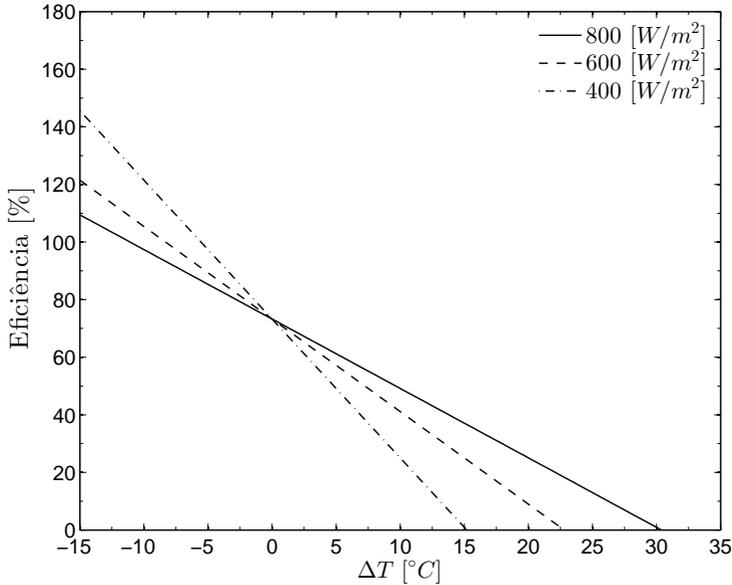


Figura 3.1: Curva de eficiência do coletor ALO SOLAR - 1002 para diferentes níveis de radiação solar incidente no coletor.

sentados na Tabela 3.2. Dessa forma, obtém-se a seguinte expressão para o fluxo de calor,

$$\dot{Q}_u'' = \frac{\dot{Q}_u}{A_c} = -a_1 \Delta T = -19,2888 (T_{c,i} - T_{amb}) \quad (3.13)$$

onde T_{amb} é a temperatura do ambiente. Ao comparar a equação 3.13 à lei de resfriamento, percebe-se que a constante 19,2888 é equivalente ao coeficiente de transferência de calor (h). Ou seja, durante esse modo de operação o coletor solar é modelado como um trocador de calor. Além disso, como a temperatura de entrada no coletor ($T_{c,i}$) é inferior à temperatura ambiente, a diferença de temperatura é negativa e o fluxo de calor torna-se positivo. Curvas para o fluxo de calor do coletor, obtidas pela equação 3.13 e pela equação 3.10 para diferentes níveis de radiação, são exibidas na Figura 3.2.

Observa-se na Figura 3.2 que o coletor opera com um fluxo de calor entre 100 a 400 W/m², quando não há radiação solar e é alimentado com água fria. Esses valores são baixos quando comparados aos fluxos de calor obtidos quando há disponibilidade de radiação solar. Entretanto, segundo Incropera e DeWitt (2002) o coeficiente global de troca térmica

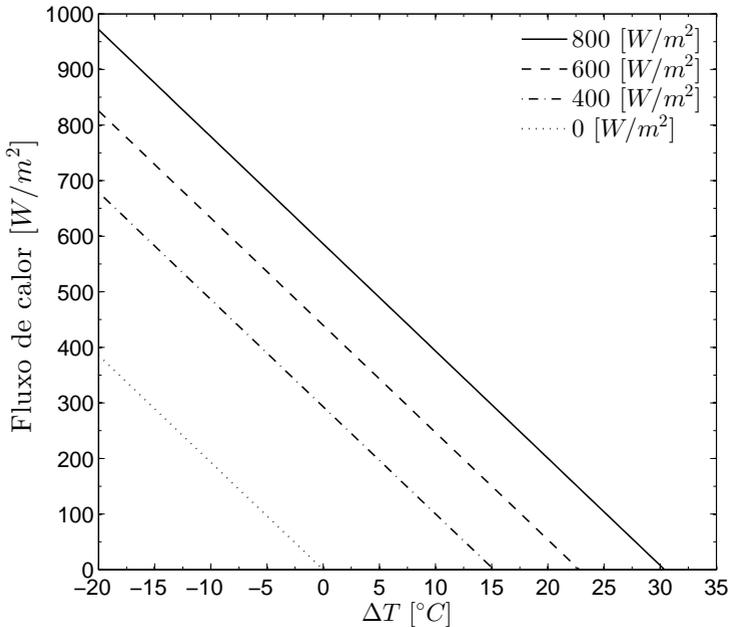


Figura 3.2: Fluxo de calor do coletor para diferentes níveis de radiação solar.

de um trocador de calor com tubos aletados (água nos tubos e ar no escoamento cruzado) encontra-se na faixa de 25 a 50 $W/(m^2 K)$. Portanto, os valores que o coletor apresenta são comparáveis a um trocador desse tipo.

3.2 Bomba de calor

Na revisão bibliográfica apresentada no capítulo anterior, foram descritos trabalhos relevantes sobre os modelos matemáticos dos quatro principais componentes de uma bomba de calor. Conforme observado anteriormente, os modelos detalhados e mais precisos são recomendados para o projeto individual dos componentes e não para análise de ciclos. Por outro lado, os modelos simplificados são baseados em correlações empíricas, que normalmente são obtidas para um determinado fluido refrigerante ou um equipamento específico. Contudo, como objetiva-se um modelo termodinâmico simples e preferencialmente independente de dados experimentais, foram considerados modelos que atendam esses requisitos. Dessa forma, nesta seção detalha-se o ciclo de compressão de vapores adotado neste estudo, as-

sim como os modelos matemáticos escolhidos. Por fim, compara-se os resultados do modelo com dados de desempenho apresentados em um catálogo de uma bomba de calor.

3.2.1 Modelo Matemático

Fundamenta-se a modelagem da bomba de calor na revisão da literatura clássica de termodinâmica sobre ciclos de compressão de vapores (VANWYLEN *et al.*, 2003; BEJAN, 2006; STOECKER, 1985). O sistema de equações que governam os fenômenos ao longo do ciclo são resolvidas simultaneamente no *software* EES (KLEIN; ALVARADO, 2011). As propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, por sua vez, são determinadas a partir da biblioteca de propriedades termodinâmicas do mesmo.

Descrição do Ciclo

A seguir, descreve-se o funcionamento do ciclo adotado neste estudo, com base nas Figuras 3.3 e 3.4. A primeira figura ilustra a disposição dos componentes da bomba de calor e a segunda é a representação do ciclo no diagrama temperatura-entropia. Os pontos numerados indicam os estados termodinâmicos do fluido de trabalho e das correntes externas, e servem como referência para a descrição do ciclo.

Como ponto de partida considera-se a saída do evaporador, onde o fluido de trabalho encontra-se no estado de vapor superaquecido à baixa pressão (ponto 1). Através de um processo de compressão, o qual neste estudo é considerado adiabático, o compressor eleva a pressão do fluido até a pressão do condensador no estado de vapor superaquecido (ponto 2). No condensador, o vapor superaquecido a alta pressão perde calor sensível até atingir o estado de vapor saturado (ponto 3) e em seguida condensa até o estado de líquido saturado (ponto 4) sob um processo de rejeição de calor à pressão constante. No dispositivo de expansão, o fluido sofre um processo de expansão adiabática até a pressão do evaporador, sendo descarregado no estado de saturação com um determinado título (x) (ponto 5). No evaporador, calor latente e sensível é fornecido por uma fonte externa fazendo com que o fluido seja vaporizado, a uma pressão constante, até o estado inicial de vapor superaquecido à baixa pressão (ponto 1). Para manter um grau de superaquecimento praticamente constante e melhorar o desempenho do ciclo é comum a utilização de uma válvula de expansão termostática (TEV) como dispositivo de expansão.

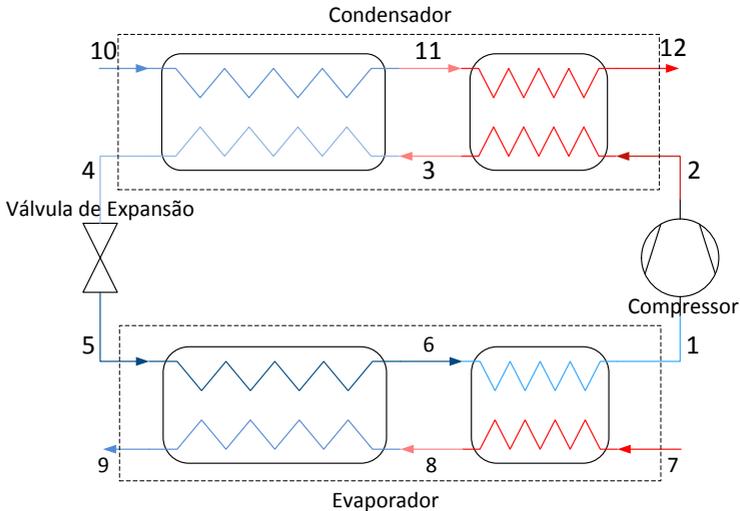


Figura 3.3: Disposição dos principais componentes da bomba de calor.

O processo de transferência de calor ao longo do condensador possui duas etapas: desaquecimento e condensação. No desaquecimento, o fluido de trabalho rejeita calor sensível para uma corrente externa de água e passa do estado de vapor superaquecido (ponto 2) para o estado de vapor saturado (ponto 3). Na condensação, o fluido de trabalho rejeita calor latente para a corrente externa de água e passa do estado de vapor saturado (ponto 3) para líquido saturado (ponto 4). Para a corrente externa de água, admite-se ganho de calor sensível em estado líquido (do ponto 10 ao ponto 12), sendo esse aquecimento o objetivo da operação da bomba de calor.

O processo de transferência de calor ao longo do evaporador também possui duas etapas: evaporação e superaquecimento. Na evaporação, o fluido de trabalho absorve calor latente da corrente externa e passa do estado de saturação (ponto 5) para o estado de vapor saturado (ponto 6). Finalmente, no superaquecimento, o fluido de trabalho absorve calor sensível e alcança o estado de vapor superaquecido (ponto 1). Dependendo da bomba de calor utilizada, ar-água ou água-água, admite-se ar atmosférico seco ou água no estado líquido para o fluido térmico da corrente externa, respectivamente. Em ambos os casos, admite-se transferência de calor sensível da corrente externa para o fluido refrigerante (do ponto 7 ao ponto 9).

As linhas tracejadas que englobam o condensador e evaporador na Figura 3.3, ressaltam que as etapas de desaquecimento e condensação

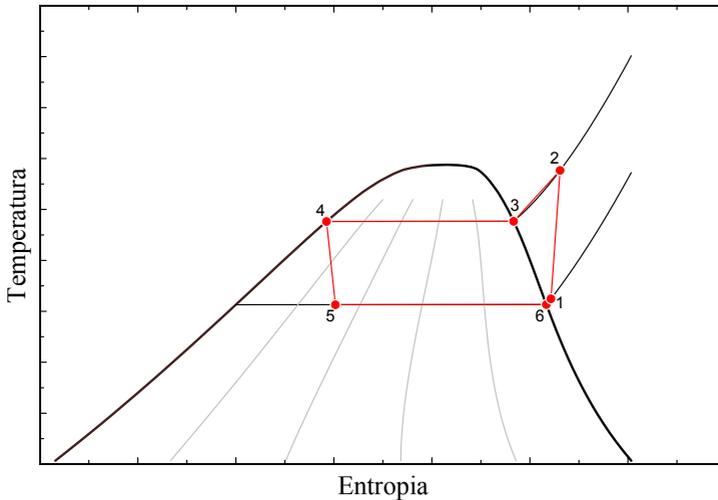


Figura 3.4: Estados do ciclo básico de uma bomba de calor.

compartilham a mesma área de troca de calor no condensador e que as etapas de evaporação e superaquecimento compartilham a mesma área de troca de calor no evaporador. Dessa forma, a área (extensão) ocupada por cada processo dentro do trocador de calor varia segundo as condições de operação.

Hipóteses Simplificativas

Para estabelecer o modelo matemático do ciclo da bomba de calor, as seguintes hipóteses simplificativas são admitidas: o ciclo opera em regime permanente; não há perda de carga nas tubulações e trocadores de calor, assim o ciclo opera em dois níveis de pressão, P_c e P_e ; a variação da energia cinética e potencial são desprezíveis; não há perda de calor para o ambiente nas tubulações, compressor, válvula de expansão e trocadores de calor.

Admite-se estado de líquido saturado na saída do condensador (ponto 4). Considera-se uma eficiência isentrópica constante para o compressor, enquanto que a eficiência volumétrica é estimada a partir de uma expressão descrita na seção 3.2.1. Admite-se que o escoamento através da TEV não será bloqueado (*choked flow*). Por fim, considera-se que o ciclo opera com a carga ótima de fluido refrigerante, ou seja, não se considera os efeitos da carga de fluido refrigerante (massa total de fluido).

As hipóteses definidas anteriormente são justificadas pela carência de informações sobre os equipamentos, uma vez que deseja-se implementar um modelo independente de dados experimentais e das características pontuais dos equipamentos. Entretanto, a consideração de escoamento não bloqueado para a TEV é baseada no estudo de Li *et al.* (2004). Embora, os erros associados a essas hipóteses sejam desconhecidos, os resultados do modelo completo são comparados a dados experimentais obtidos do catálogo de uma bomba de calor.

Compressor

Entre os modelos de compressor descritos na seção 2.3.2, preferiu-se os modelos da categoria *gray-box*, uma vez que os modelos dessa categoria vão ao encontro do objetivo deste estudo. Os principais modelos dessa categoria são os modelos isentrópico e politrópico, sendo o último mais indicado quando dispõe-se do coeficiente politrópico (η) para o fluido refrigerante e para as diferentes condições de operação. Em contrapartida, a utilização desse modelo com um coeficiente politrópico constante não proporciona maior informação que o modelo isentrópico (RASMUSSEN; JAKOBSEN, 2000). Dessa forma, adotou-se o modelo isentrópico para determinar o desempenho energético do compressor, uma vez que, do melhor conhecimento do autor, não há referências na literatura com valores para os coeficientes politróticos para os fluidos empregados nesse estudo. É digno de nota que o coeficiente politrópico pode ser estimado a partir da eficiência politrópica (η_p) e do coeficiente de expansão adiabático (γ), sendo este calculado a partir de relações termodinâmicas. Entretanto, é desconhecido o erro associado a utilização do coeficiente politrópico estimado analiticamente.

O processo de compressão adiabática irreversível é modelado definindo um valor constante para a eficiência isentrópica, o qual deve ser fornecido como um parâmetro de entrada ao modelo. Define-se a eficiência isentrópica do compressor (η_{comp}) pela seguinte expressão (VANWYLEN *et al.*, 2003),

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.14)$$

onde h_1 e h_2 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída compressor, respectivamente. O $h_{2,s}$ é a entalpia específica na saída do compressor para o caso ideal de compressão isentrópica. Segundo VanWylen *et al.* (2003), compressores adiabáticos de pequeno e médio porte apresentam uma eficiência isentrópica entre 0,7 e 0,88.

A potência mecânica de compressão (\dot{W}_{comp}) relaciona-se com a diferença entre as entalpias da saída e entrada do compressor, conforme a seguinte expressão,

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{refri} (h_2 - h_1) \quad (3.15)$$

onde \dot{m}_{refri} é a vazão do fluido refrigerante, a qual é calculada através da expressão que segue,

$$\dot{m}_{refri} = \eta_{vol} \frac{\dot{v}}{v_1} \quad (3.16)$$

onde v_1 é o volume específico no estado de entrada do compressor, e \dot{v} e η_{vol} representam a taxa de deslocamento volumétrico e a eficiência volumétrica do compressor, respectivamente. Segundo Domanski e McLinden (1992), a eficiência volumétrica pode ser calculada pela seguinte relação,

$$\eta_{vol} = C_{leak} \left[1 - C_{cv} \left[\left(\frac{P_o}{P_i} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] \right] \quad (3.17)$$

onde P_i e P_o são, respectivamente, as pressões de entrada e saída do compressor, C_{leak} é um coeficiente empírico relativo aos vazamentos internos de fluido no compressor e C_{cv} é um coeficiente empírico relativo ao volume morto ou nocivo (*clearance volume*). O coeficiente de expansão adiabático (γ) é calculado pela razão entre os calores específicos à pressão e volume constante, avaliados no estado de entrada do compressor.

Por fim, a potência elétrica consumida pelo compressor é calculada assumindo uma eficiência de conversão eletro-mecânica constante (η_{ele}), obtendo-se a seguinte expressão,

$$\dot{W}_{comp,ele} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{ele}} \quad (3.18)$$

Condensador e Evaporador

Como o objetivo do presente trabalho não considera o projeto dos trocadores de calor, adota-se o modelo de zonas para a avaliação térmica dos mesmos. Dessa forma, cada trocador de calor (condensador e evaporador) é subdividido em duas regiões, sendo essa divisão ba-

seada nos processos de transferência de calor que ocorrem em cada equipamento. Portanto, no condensador têm-se a região de desaquecimento e condensação e no evaporador a região de evaporação e superaquecimento. Para cada processo aplica-se o método (ϵ - NUT), conforme,

$$\dot{Q} = \epsilon \dot{Q}_{max} \quad (3.19)$$

onde \dot{Q} é a taxa de calor trocado, ϵ é a efetividade referente a cada processo e \dot{Q}_{max} é a máxima taxa de calor que pode ser transferida, a qual é calculada pela expressão que segue,

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} \Delta T_{max} \quad (3.20)$$

onde \dot{C}_{min} é a mínima taxa de capacidade térmica do trocador de calor e ΔT_{max} representa a maior variação de temperatura possível no trocador de calor, sendo esta calculada pela expressão que segue,

$$\Delta T_{max} = (T_{q,i} - T_{f,i}) \quad (3.21)$$

onde os índices q e f representam as correntes quente e fria, respectivamente, e o índice i representa a extremidade de entrada de cada corrente. Por sua vez, a mínima taxa de capacidade térmica é estimada comparando-se as taxas de capacidade térmica das correntes fria e quente, \dot{C}_f e \dot{C}_q , respectivamente, portanto,

$$\dot{C}_{min} = \min(\dot{C}_f, \dot{C}_q). \quad (3.22)$$

As taxas de capacidade térmica de cada corrente são calculadas pelo produto entre a vazão (\dot{m}) e o calor específico a pressão constante (c_p), logo,

$$\dot{C}_f = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \quad (3.23)$$

$$\dot{C}_q = \dot{m}_q \cdot c_{p,q} \quad (3.24)$$

onde os calores específicos são avaliados na pressão do escoamento e na temperatura média, sendo esta a média aritmética entre as temperatura de entrada (T_i) e de saída (T_o) de cada corrente. Para os processos de

evaporação e condensação, \dot{C}_{min} é igual ao valor da taxa de capacidade térmica da corrente externa ao ciclo, uma vez que a taxa de capacidade térmica do fluido refrigerante durante os processos de evaporação e condensação é considerada infinita (INCROPERA; DEWITT, 2002).

Para calcular o calor transferido em cada processo, aplica-se um balanço de energia assumindo que não há perdas de calor para o ambiente, obtendo-se a seguinte expressão,

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (3.25)$$

onde h_i e h_o são as entalpias específicas do fluido na entrada e saída para cada processo, respectivamente. Deve-se aplicar a Equação 3.25 para ambos os lados do trocador (quente e frio), sendo que os resultados de cada lado serão idênticos em magnitude, porém com sinais opostos. Por fim, o calor transferido pelo trocador de calor é calculado pela soma do calor transferido em cada processo, dessa forma para o evaporador e condensador têm-se,

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{e,evap} + \dot{Q}_{e,sup} \quad (3.26)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{c,cond} + \dot{Q}_{c,des} \quad (3.27)$$

onde os subíndices e e c representam o evaporador e condensador, respectivamente. Enquanto que os subíndices $evap$, sup , $cond$ e des representam os processos de evaporação, superaquecimento, condensação e desaquecimento, respectivamente.

Para avaliar o desempenho dos trocadores de calor utilizou-se o número de unidades de transferência (NUT), sendo este um parâmetro adimensional utilizado para a análise de trocadores e definido pela expressão que segue,

$$NUT = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad (3.28)$$

Para qualquer trocador de calor é possível mostrar que o NUT é uma função de três parâmetros (SHAH; SEKULIC, 2003):

$$NUT = f\left(\epsilon, C^* = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}, \text{arranjo das correntes}\right) \quad (3.29)$$

onde \dot{C}_{max} é a máxima taxa de capacidade térmica, calculada de forma

análoga ao \dot{C}_{min} , e C^* é a razão entre a mínima e a máxima taxa de capacidade térmica. O arranjo das correntes é um parâmetro de projeto que indica a disposição das correntes no trocador de calor, sejam em contra-corrente, correntes paralelas ou cruzadas. Uma vez definido o arranjo das correntes do trocador de calor, obtém-se da literatura técnica a unidade funcional f e calcula-se o valor de NUT como uma função de ϵ e C^* . Neste estudo, adotou-se um arranjo de contra-corrente para os trocadores água-refrigerante e um arranjo de correntes cruzadas para o trocador ar-refrigerante. Nesse último caso, considerou-se que o escoamento do ar é não-misturado, enquanto que o escoamento do fluido refrigerante é considerado misturado. A Tabela 3.3 mostra as expressões do NUT segundo os arranjos adotados.

Tabela 3.3: Relações de NUT para os arranjos adotados neste estudo (SHAH; SEKULIC, 2003).

Arranjo de correntes	Relação
Todos ($C^* = 0$)	$NUT = \ln\left(\frac{1}{1-\epsilon}\right) \quad (3.30)$
Contra-corrente ($C^* < 1$)	$NUT = \frac{1}{C^*-1} \ln \frac{\epsilon-1}{\epsilon C^*-1} \quad (3.31)$
Corrente cruzada (passe único)	
C_{max} (misturado), C_{min} (não-misturado)	$NUT = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C^*}\right) \ln(1 - \epsilon C^*)\right] \quad (3.32)$
C_{min} (misturado), C_{max} (não-misturado)	$NUT = -\left(\frac{1}{C^*}\right) \ln[C^* \ln(1 - \epsilon) + 1] \quad (3.33)$

Válvula de expansão

No presente estudo, adotou-se uma válvula de expansão termostática (TEV) como dispositivo de expansão. Esta escolha é baseada na revisão de catálogos de bombas de calor, na qual constatou-se que as

TEVs são comumente empregadas nesses equipamentos. As TEVs são dispositivos mecânicos que utilizam um controle proporcional realimentado de uma única variável, para manter o grau de superaquecimento praticamente constante na saída do evaporador. Essas válvulas controlam o fluxo de massa variando a área do orifício de expansão como uma função do grau de superaquecimento.

O modelo de Li *et al.* (2004) para TEVs utiliza a seguinte expressão como formato geral para o modelo,

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{\rho_{up} (P_{up} - P_{down})} \quad (3.34)$$

onde C_d é o coeficiente de descarga; A é a área da garganta variável, em m^2 ; ρ é a massa específica no estado de entrada, em kg/m^3 ; e P_{up} e P_{down} são as pressões de entrada e de saída, em Pa.

A Equação 3.34 é similar à utilizada em dispositivos de expansão com orifício fixo (e.g. o modelo de Aaron e Domanski (1990)), com exceção da área que é variável. Portanto, a sua aplicação é restrita para dispositivos em que o escoamento não é bloqueado. Li *et al.* (2004) confirmaram essa hipótese para TEVs e validaram esse formato de modelo.

Existem três principais geometrias para TEVs, sendo estas ilustradas na Figura 3.5. Nas duas primeiras geometrias a área da garganta é uma função de segunda ordem da posição da válvula, por conseguinte, os seus modelos são não-lineares. Por outro lado, na terceira geometria a área da garganta varia linearmente com a posição da válvula, de modo que o seu modelo é linear.

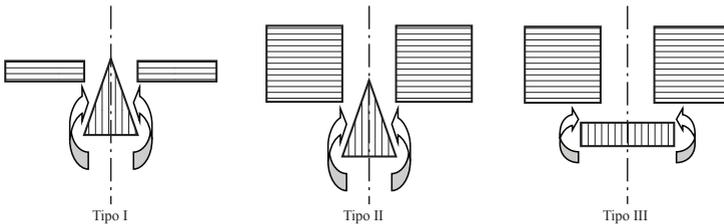


Figura 3.5: Três principais geometrias de válvulas de expansão termostática. Adaptado de: (Li *et al.*, 2004).

Para simplificar o processo de determinação dos parâmetros do modelo, adotou-se uma geometria do tipo III para a TEV, ou seja, um modelo linear. Dessa forma, a vazão mássica através da válvula de

expansão termostática é determinada pela equação que segue,

$$\dot{m}_{refri} = C \left[\frac{(\Delta T_{sh,operating} - \Delta T_{sh,static})}{(\Delta T_{sh,rating} - \Delta T_{sh,static})} \right] \sqrt{\rho_{up} (P_{up} - P_{down})} \quad (3.35)$$

onde C é o produto entre coeficiente de descarga (C_d) e a área da garganta na condição nominal (A_{rating}), $\Delta T_{sh,operating}$ é o grau de superaquecimento durante a operação do ciclo, $\Delta T_{sh,static}$ é o grau de superaquecimento mínimo necessário para abrir a válvula e $\Delta T_{sh,rating}$ é o grau de superaquecimento na condição nominal da válvula. O grau de superaquecimento é definido pela diferença entre a temperatura do vapor superaquecido na saída do evaporador (temperatura do ponto 1) e a temperatura de saturação durante o processo de evaporação (temperatura do ponto 6) ($\Delta T_{sh} = T_1 - T_6$). O grau de superaquecimento que proporciona a máxima abertura da válvula ($\Delta T_{sh,max}$) é calculado pela expressão que segue,

$$\frac{(\Delta T_{sh,rating} - \Delta T_{sh,static})}{(\Delta T_{sh,max} - \Delta T_{sh,static})} \approx 1 - res_cap \quad (3.36)$$

onde res_cap é um fator de reserva de capacidade. Dessa forma, o dispositivo possui uma reserva para operar acima da condição nominal ($\Delta T_{sh,rating}$). O ASHRAE Handbook recomenda um fator de reserva de capacidade na faixa 10 a 40% (LI *et al.*, 2004). A curva da vazão mássica através de uma TEV, para uma queda de pressão fixa, é ilustrada na Figura 3.6

Conforme ilustrado na Figura 3.6, a vazão mássica aumenta linearmente com o superaquecimento até atingir o grau de superaquecimento correspondente à máxima abertura ($\Delta T_{sh,max}$). O fluxo de massa quando a válvula está totalmente aberta é superior ao fluxo na condição nominal, uma vez que há uma reserva de capacidade. Além disso, com um grau de superaquecimento inferior a $\Delta T_{sh,static}$ o fluxo de massa é nulo.

A Equação 3.35 é derivada a partir da equação da continuidade, por conseguinte necessita-se de uma equação adicional para modelar o processo de expansão. Para isto, aplica-se um balanço de energia considerando que a expansão é adiabática e não há realização de trabalho. Dessa forma, tem-se que o expansão ocorre de forma isentálpica, por conseguinte,

$$h_5 = h_4 \quad (3.37)$$

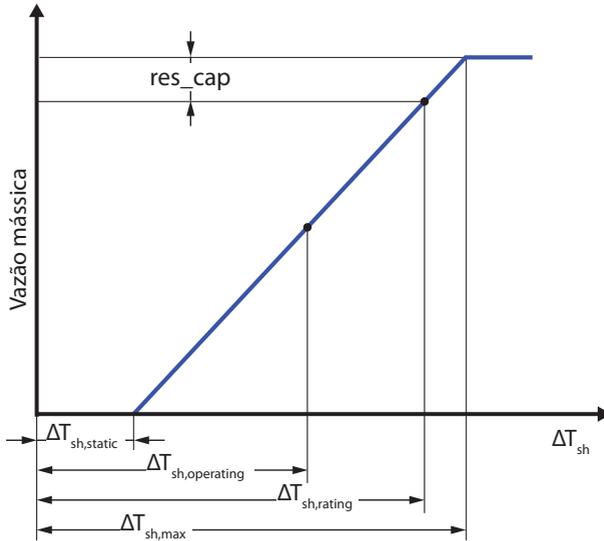


Figura 3.6: Vazão mássica através de uma TEV em função do grau de superaquecimento e a uma queda de pressão fixa. Adaptado de: (LI *et al.*, 2004).

Indicadores de desempenho

Define-se o coeficiente de desempenho (COP) da bomba de calor como a razão entre a potência térmica de aquecimento (\dot{Q}_c), sendo esta a taxa de calor trocado no condensador, e a potência elétrica consumida pelo equipamento ($\dot{W}_{hp,ele}$). Dessa forma, tem-se a seguinte expressão,

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{hp,ele}} \quad (3.38)$$

Para a bomba de calor água-água, a potência elétrica consumida pela mesma é igual a potência elétrica consumida pelo compressor, de modo que $\dot{W}_{hp,ele} = \dot{W}_{comp,ele}$. Por outro lado, a potência elétrica consumida pela bomba de calor ar-água é composta pelo consumo do compressor ($\dot{W}_{comp,ele}$) e pelo consumo do ventilador do evaporador ($\dot{W}_{vent,ele}$), portanto, $\dot{W}_{hp,ele} = \dot{W}_{comp,ele} + \dot{W}_{vent,ele}$.

A potência elétrica do ventilador em kW é estimada pela equação

linear que segue,

$$\dot{W}_{vent,ele} = 0,0507 + 0,175 \cdot \dot{m}_{ar} \quad (3.39)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar através do evaporador, em kg/s. Os coeficientes da equação 3.39 foram determinados a partir da regressão linear de dados do catálogo de ventiladores de refrigeração (ASTEN, 2012).

Outro indicador utilizado para avaliar o desempenho do ciclo é a eficiência de segunda lei, definida pela expressão que segue (BEJAN, 2006),

$$\eta_{II} = COP \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right) \quad (3.40)$$

onde T_H é a temperatura de condensação do ciclo (ponto 3) e T_L é a temperatura de evaporação do ciclo (ponto 6), ambas em escala absoluta. A eficiência de segunda lei pode assumir valores no intervalo de 0 a 1, onde o limite superior indica um ciclo reversível.

3.2.2 Resumo do modelo do ciclo

A Figura 3.7 ilustra a interação entre as principais equações utilizadas para modelar o ciclo de compressão de vapores. A fim de melhorar a visualização do diagrama, omitiu-se as equações secundária utilizadas para calcular as temperatura médias, calores específicos, NUT e indicadores de desempenho. Entretanto, tanto as equações listadas no diagrama como as secundárias são resolvidas simultaneamente pelo EES, de modo a determinar todos os estados termodinâmicos do ciclo e das correntes externas, além do desempenho da bomba de calor.

A Tabela 3.4 lista os parâmetros de entrada para o modelo da bomba de calor, necessários para a solução do sistema de equações. Onze parâmetros estão associados às características de projeto do equipamento, enquanto que os outros cinco estão associados à condição de operação da bomba de calor. Nota-se que as efetividades do processo de evaporação e condensação não são parâmetros de entrada, posto que os estados de entrada e saída do fluido refrigerante são conhecidos (pontos 3, 4, 5, e 6)¹. Os valores das efetividades são calculados durante o processo de solução do sistema de equações e servem como restrições ao modelo, pois pela definição devem estar compreendidos

¹Os pontos 3, 4, e 6 são restrições do modelo, enquanto que o ponto 5 é determinado pela válvula de expansão.

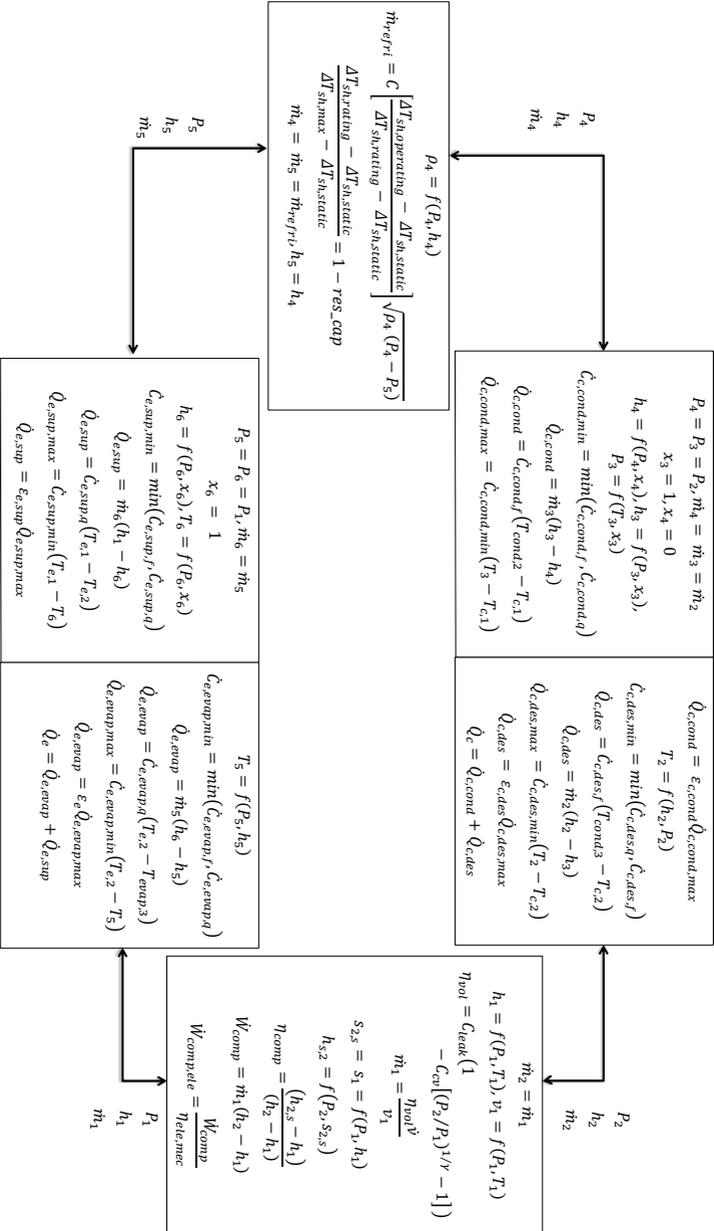


Figura 3.7: Interação entre as principais equações do modelo do ciclo.

no intervalo de 0 a 1. Isso significa que a área de troca térmica, ou a extensão, necessária para realizar a evaporação e condensação variam com as condições de operação.

Tabela 3.4: Parâmetros de entrada do modelo.

Fluido de trabalho (refrigerante)	
Equipamento	
Eficiência isentrópica do compressor	η_{comp}
Taxa de deslocamento volumétrico do compressor	\dot{v}
Coefficiente de vazamento do compressor	C_{leak}
Coefficiente de volume morto do compressor	C_{cv}
Eficiência de conversão do motor do compressor	η_{ele}
Efetividade do superaquecimento	$\epsilon_{e,sup}$
Efetividade do desaquecimento	$\epsilon_{c,des}$
Coefficiente da TEV	C
Grau de superaquecimento mínimo da TEV	$\Delta T_{sh,static}$
Grau de superaquecimento nominal da TEV	$\Delta T_{sh,rating}$
Fator de reserva de capacidade da TEV	res_cap
Operação	
Vazão da corrente externa no evaporador	\dot{m}_e
Vazão da corrente externa no condensador	\dot{m}_c
Temperatura do fluido externo na entrada do evaporador	$T_{e,i}$
Temperatura do fluido externo na entrada do condensador	$T_{c,i}$

3.2.3 Calibração

Para determinar os parâmetros do modelo, a fim de que se reproduza adequadamente os dados de um equipamento real, realizou-se um processo de calibração. Esse processo consiste em variar os parâmetros relacionados ao projeto de equipamentos, e em seguida, para cada conjunto de parâmetros, avalia-se a aderência dos resultados do modelo às curvas de desempenho de um catálogo. Finalmente, adota-se para o modelo da bomba de calor o conjunto de parâmetros que proporciona a melhor aderência. Há duas justificativas para a adoção dessa metodologia: em primeiro lugar, os parâmetros são determinados para condições de funcionamento de um ciclo real; em segundo, pode-se avaliar as hipóteses adotadas e a capacidade do modelo para representar adequadamente o funcionamento do ciclo.

Para a avaliação de aderência utilizaram-se os dados de desempenho extraídos do catálogo da empresa Carrier, para a linha de produtos AQUAZONE™ Water Source Heat Pumps (modelos 50PSW/036-360), do qual escolheu-se a bomba de calor modelo 50PSW036. Essa bomba de calor água-água utiliza o fluido refrigerante R-410A, uma válvula de expansão termostática, um compressor do tipo *Scroll* e possui uma capacidade de aquecimento nominal de 12,9 kW (CARRIER CORPORATION, 2009).

Os dados de desempenho extraídos do catálogo são a taxa de transferência de calor no evaporador e condensador, e a potência elétrica consumida pelo equipamento. Para essa avaliação considera-se apenas os efeitos da variação da temperatura da água na entrada do evaporador e condensador, e por conseguinte define-se um valor constante para as vazões mássicas nos trocadores de calor. Os valores de temperatura e os valores de vazões escolhidas para a análise são apresentados na Tabela 3.5. Escolheu-se esses valores para as temperaturas, pois englobam a faixa de operação dos sistemas estudados neste trabalho. Considerando todas as combinações possíveis entre as temperaturas de operação, totalizam-se 12 pontos de operação. Por outro lado, para as vazões de água nos trocadores de calor, considerou-se o maior valor disponível no catálogo, uma vez que o sistema em estudo deverá operar com vazões superiores a 1 kg/s^2 .

Tabela 3.5: Valores de vazão e temperatura escolhidos para a avaliação de aderência do modelo.

Vazão da água no evaporador e condensador [kg/s]	0,567
Temperatura da água na entrada do evaporador [°C]	10; 15,6; 21,1 e 26,7
Temperatura da água na entrada do condensador [°C]	25; 26,7 e 30

Ao analisar os dados de desempenho extraídos do catálogo, notou-se que estes dados obedecem o balanço de energia conforme segue,

$$\dot{Q}_{e,r}^* = \dot{Q}_{c,r} - \dot{W}_{hp,ele,r} \quad (3.41)$$

onde $\dot{Q}_{c,r}$ é a taxa de transferência de calor no condensador e $\dot{W}_{hp,ele,r}$ é a potência elétrica consumida pelo equipamento. Enquanto que $\dot{Q}_{e,r}^*$ é

²Ver seção 4.2.

denominada taxa modificada de transferência de calor no evaporador, sendo essa uma taxa de transferência de calor líquida que considera as perdas de todos os componentes do equipamento. É inquestionável que um equipamento real apresenta perdas térmicas em seus dispositivos internos e que existam perdas por conversão eletro-mecânica do motor que aciona o compressor. Portanto, para que a equação 3.41 seja válida, $\dot{Q}_{e,r}^*$ não pode ser a taxa de transferência de calor no evaporador. Dessa forma, acredita-se que ao determinar os dados do catálogo, o valor de $\dot{Q}_{e,r}^*$ tenha sido calculado a partir da equação 3.41 e dos valores medidos de $\dot{Q}_{c,r}$ e $\dot{W}_{comp,ele,r}$, sendo essas as grandezas de interesse de uma bomba de calor. O índice r (real) das variáveis da equação 3.41 refere-se aos dados extraídos do catálogo.

Para que a avaliação do modelo seja coerente, as variáveis de desempenho do modelo devem ter um sentido físico similar ao dados de desempenho do catálogo. Dessa forma, aplica-se a metodologia de cálculo adotada no catálogo, conforme a expressão de balanço que segue,

$$\dot{Q}_{e,t}^* = \dot{Q}_{c,t} - \dot{W}_{hp,ele,t} \quad (3.42)$$

onde $\dot{Q}_{c,t}$ é a taxa de transferência de calor no condensador, $\dot{W}_{hp,ele,t}$ é a potência elétrica consumida pela bomba de calor e $\dot{Q}_{e,t}^*$ é a taxa modificada de transferência de calor no evaporador. O índice t (teórico) refere-se ao dados calculados pelo modelo matemático implementado neste estudo.

Para quantificar a aderência do modelo aos dados de desempenho do catálogo, adota-se como índice a média quadrática das diferenças entre os valores reais e teóricos para as taxas de transferência de calor e a potência elétrica (E), conforme a seguinte expressão,

$$E = \left(\frac{\sum_{i=1}^N (\dot{Q}_{c,r,j} - \dot{Q}_{c,t,j})^2 + \sum_{i=1}^N (\dot{Q}_{e,r,j}^* - \dot{Q}_{e,t,j}^*)^2 + \sum_{i=1}^N (\dot{W}_{hp,ele,r,j} - \dot{W}_{hp,ele,t,j})^2}{3N} \right)^{1/2} \quad (3.43)$$

onde N é o numero de pontos de operação (igual a 12).

Uma vez definido um índice para quantificar a aderência do modelo, realiza-se o procedimento de determinação do conjunto de parâmetros do modelo. Para esta finalidade, utiliza-se a ferramenta de

minimização do EES, a qual utilizou-se um método de trajetória para determinar o ponto de mínimo para o erro médio quadrático (E). A fim de diminuir o número de graus de liberdade e, conseqüentemente, aumentar a velocidade computacional durante o processo de busca do conjunto de parâmetros, optou-se por determinar valores constantes para 4 dos 11 parâmetros referentes ao projeto do equipamento. Nesse contexto, a Tabela 3.6 lista os parâmetros considerados constantes, bem como os valores adotados.

Tabela 3.6: Parâmetros constantes adotados para o processo de calibração.

Fluido de trabalho (refrigerante)		R-410A	
Equipamento			
Coeficiente de vazamento do compressor	C_{leak}		0,04
Coeficiente de volume morto do compressor	C_{cv}		0,96
Eficiência de conversão do motor do compressor	η_{ele}		0,75
Fator de reserva de capacidade da TEV	res_cap		0,1

Os valores listados na Tabela 3.6 foram escolhidos a partir da revisão da literatura técnica, com exceção do fluido refrigerante que é determinado em função do equipamento escolhido para a calibração. O valor do fator de reserva é definido conforme recomendado por Li *et al.* (2004). Para o valor da eficiência de conversão do motor, adota-se o valor recomendado por Winkler (2009). Além disso, ao realizar o processo de calibração com valores diferentes ao adotado, constatou-se que o valor de 0,75 apresenta o menor erro quadrático, ou seja, o melhor ajuste.

Para os coeficientes de vazamento e volume morto do compressor utilizou-se os valores definidos por Domanski e McLinden (1992), os quais são comumente observados em compressores alternativos. Embora esses coeficientes não sejam para um compressor *scroll*, os resultados da eficiência volumétrica obtidos por estes corroboram os resultados experimentais de Cuevas e Lebrun (2009), Cuevas *et al.* (2010), Liu *et al.* (2010), principalmente em baixas razões de pressões (menor que 3), como as apresentadas neste trabalho.

O conjunto de parâmetros que proporcionaram o menor erro médio quadrático é apresentado na Tabela 3.7, juntamente com o respectivo erro. Observa-se que o valor para o grau de superaquecimento mínimo necessário para abertura da válvula ($\Delta T_{sh,static}$) é negativo, e dessa forma não possui significado físico. De acordo com Li *et al.*

(2004), o valor negativo para esse parâmetro não significa que o modelo está incorreto, mas que uma linearização local foi utilizada para o modelo da TEV. Por outro lado, um valor positivo para $\Delta T_{sh,static}$, juntamente à determinação adequada dos parâmetros C e $\Delta T_{sh,rating}$ proporciona uma linearização global do modelo.

Tabela 3.7: Conjunto de parâmetros de projeto que oferecem o menor erro médio quadrático, para a bomba de calor água-água.

η_{comp}	0,794
\dot{v}	$1,728 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
$\epsilon_{e,sup}$	0,775
$\epsilon_{c,des}$	0,856
C	$2,739 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
$\Delta T_{sh,static}$	-6°C
$\Delta T_{sh,rating}$	13°C
E	0,147 kW

Os resultados do modelo e os dados de desempenho do fabricante são comparado nas Figuras 3.8 a 3.10, as quais apresentam as curvas teóricas e os pontos extraídos do catálogo para as taxas de transferência de calor e a potência elétrica, em função da temperatura da água na entrada do evaporador e do condensador.

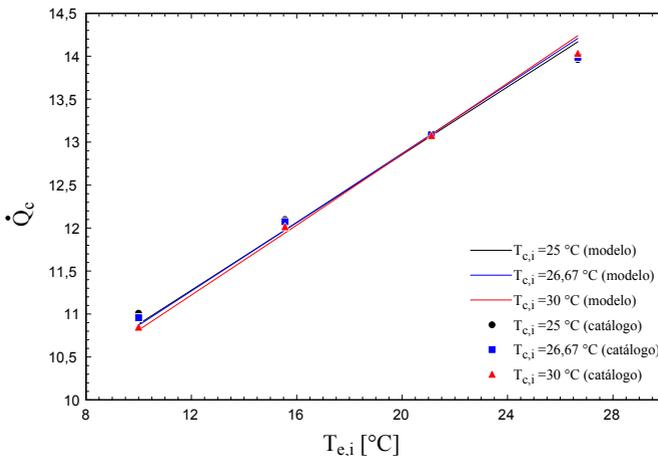


Figura 3.8: Comparação entre a taxa de transferência de calor no condensador do modelo teórico e os dados de catálogo.

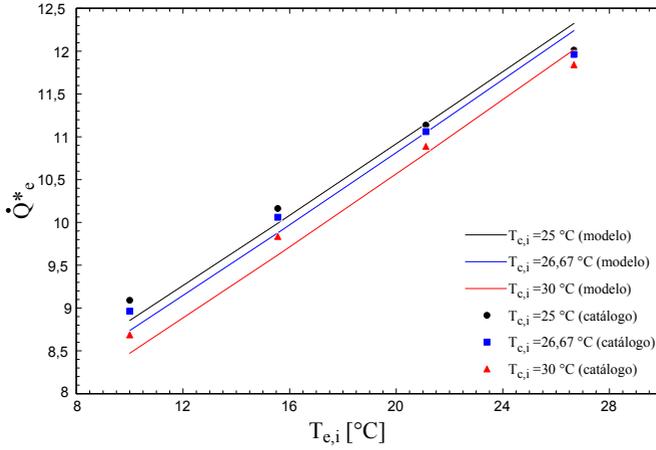


Figura 3.9: Comparação entre a taxa modificada de transferência de calor no evaporador do modelo teórico e os dados de catálogo.

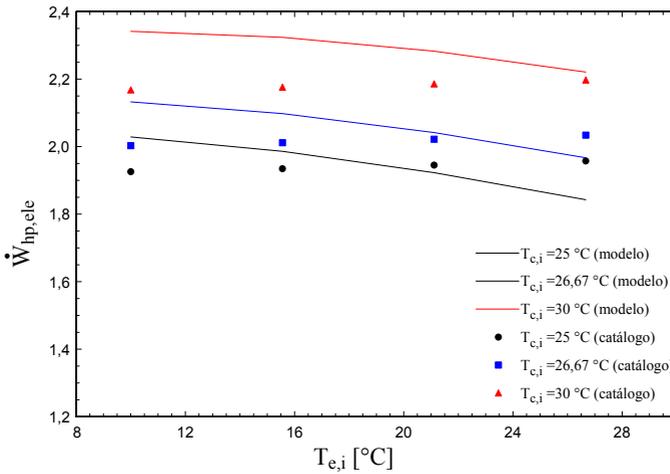


Figura 3.10: Comparação entre a potência elétrica do modelo teórico e os dados de catálogo.

De um modo geral, nota-se boa aderência entre os resultados do modelo teórico e os dados do equipamento real, principalmente para a estimativa das taxas de transferência de calor. Os maiores desvios são apresentados nas estimativas da potência elétrica consumida pelo compressor (Fig. 3.10). Evidencia-se que a curva teórica da potência elétrica tende a diminuir com o aumento da temperatura da água na entrada do evaporador, no entanto, nos dados do catálogo a potência permanece praticamente constante. Acredita-se que o principal motivo para essa diferença no comportamento da potência elétrica é a utilização de um valor contante para a eficiência isentrópica do compressor. Dessa forma, o modelo desconsidera os efeitos da variação da eficiência em função da razão de pressão do compressor e da temperatura na entrada do compressor, resultando na diminuição da potência elétrica com o aumento da temperatura da água na entrada do evaporador.

Para quantificar a dispersão dos dados de desempenho teórico em relação ao dados do catálogo calculou-se o erro relativo de cada estimativa, conforme a expressão que segue,

$$E\% = \frac{(X_t - X_r)}{X_r} \cdot 100 \quad (3.44)$$

onde X é a variável em que o erro está sendo calculado. Na Figura 3.11 são apresentados 36 valores de erros relativos, 12 para cada taxa de transferência de calor e 12 para a potência elétrica. Observa-se que as taxas de transferência de calor apresentam erros dentro do intervalo -3 a 3% , indicando boa concordância entre o modelo e os dados do catálogo. Por outro lado, a potência elétrica apresenta os maiores erros, entre -6 a 8% , sendo a maioria desses valores positivos, indicando que o modelo superestima a potência elétrica.

O conjunto de parâmetros que foi determinado nesta seção é válido para uma bomba de calor água-água. Entretanto, utiliza-se o mesmo conjunto para a bomba de calor ar-água, sendo apenas necessário modificar o valor da efetividade do superaquecedor. Esse valor é modificado para que ambos os modelos trabalhem na mesma faixa de valores dos parâmetros de operação, sem apresentarem problemas de convergência. Destaca-se que um trocador de calor ar-água, com dimensão similar a um trocador água-água, apresenta um valor de efetividade menor que o trocador água-água. Por conseguinte, determinou-se para a efetividade do superaquecedor a ar, um valor menor do que aquele atribuído ao superaquecedor a água, tal que garantisse a convergência do modelo. A Tabela 3.8 ilustra o conjunto de

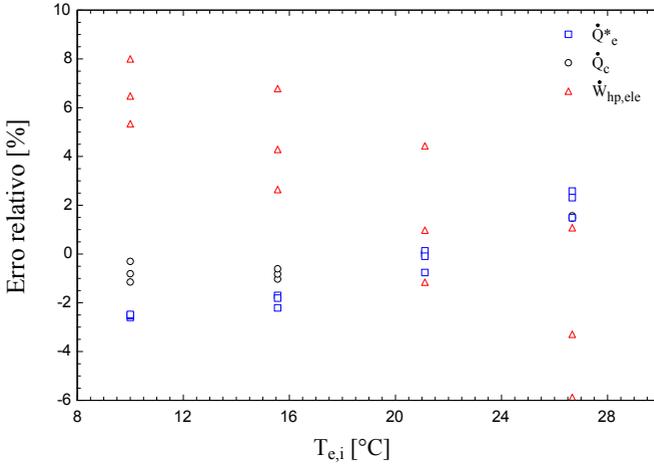


Figura 3.11: Erros relativos entre as taxas de transferência de calor e potência elétrica do modelo e os dados de catálogo.

parâmetros adotados para a bomba de calor ar-água. Embora não se conheça o erro associado a essa escolha, ela é necessária, pois a simulação da bomba de calor *dual-source* é realizada utilizando os dados de desempenho gerados pelo modelo da bomba de calor a ar e os dados da bomba de calor a água, sendo que os modelos que geraram os dados devem utilizar os mesmos parâmetros para o compressor, condensador e dispositivo de expansão, equipamentos que são comuns na bomba de calor *dual-source*.

Tabela 3.8: Conjunto de parâmetros adotados para a bomba de calor ar-água.

η_{comp}	0,794
\dot{v}	$1,728 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
$\epsilon_{e,sup}$	0,400
$\epsilon_{c,des}$	0,856
C	$2,739 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
$\Delta T_{sh,static}$	-6°C
$\Delta T_{sh,rating}$	13°C

Os parâmetros determinados nesta seção para os modelos das bombas de calor (Tabelas 3.6, 3.7 e 3.8) são utilizados para realizar as análises propostas neste estudo. Entretanto, para a otimização da capacidade de aquecimento da bomba de calor é necessário modificar a taxa de deslocamento volumétrico do compressor (\dot{v}) e o coeficiente

C da TEV, os quais serão definidos durante a análise.

3.2.4 Resultados

A fim de analisar os resultados do modelo e comparar o desempenho entre as bombas de calor água-água e ar-água, adota-se um caso de referência, o qual utilizou os parâmetros de projeto das Tabelas 3.7 e 3.8, e estabelece-se os parâmetros de operação apresentados na Tabela 3.9. Os resultados dos modelos para a bomba de calor água-água e para a ar-água são apresentados na Tabela 3.10.

Tabela 3.9: Parâmetros de operação estabelecidos para o caso de referência.

Vazão da corrente externa no evaporador	\dot{m}_e	1,5kg/s
Vazão da corrente externa no condensador	\dot{m}_c	1,5kg/s
Temperatura do fluido externo na entrada do evaporador	$T_{e,i}$	15°C
Temperatura do fluido externo na entrada do condensador	$T_{c,i}$	28°C

Como esperado, a capacidade da bomba de calor ar-água é inferior a capacidade da bomba de calor água-água, além disso a potência elétrica consumida pela primeira é 18,27% superior à potência elétrica consumida pela última. No entanto, deve-se esse aumento a potência elétrica do ventilador do evaporador, uma vez que a potência elétrica dos compressores são praticamente iguais. Em termos de desempenho, a bomba de calor água-água apresenta um *COP* 30% superior ao *COP* da bomba de calor ar-água. Em termos da eficiência de segunda lei (η_{II}), a bomba de calor água-água apresenta um valor 15,6% superior ao valor da bomba de calor a ar, indicando que bomba de calor a água opera em uma condição mais próxima do ciclo reversível.

Vale destacar que as maiores diferenças entre os resultados dos dois equipamentos encontram-se no evaporador, enquanto que a operação do condensador praticamente não sofre alteração. Devido ao menor valor da capacidade térmica do ar, necessita-se um trocador de calor mais efetivo para garantir a evaporação do fluido refrigerante. Por conseguinte, a efetividade do processo de evaporação da bomba de calor a ar é 2,6 vezes superior ao valor calculado pelo modelo da bomba de calor à água. O mesmo comportamento é observado para o valor do *NUT* do processo de evaporação. Por outro lado, a diminuição do *NUT* do processo de superaquecimento ocorre devido à diminuição do valor da efetividade para esse mesmo processo.

Tabela 3.10: Resultados dos modelos da bomba de calor água-água e ar-água para o caso de referência.

	água-água	ar-água	
Compressor			
\dot{W}_{comp}	1,511	1,552	kW
$\dot{W}_{comp,ele}$	2,014	2,069	kW
$\dot{W}_{hp,ele}$	2,014	2,382	kW
\dot{m}_{refri}	0,0585	0,0529	kg/s
η_v	0,933	0,928	
T_1	13,2	8,0	°C
T_2	54,7	55,2	°C
TEV			
$\Delta T_{sh,operating}$	6,3	4,7	°C
$\Delta T_{sh,max}$	15,1	15,1	°C
T_4	33,4	33,3	°C
T_5	6,8	3,3	°C
Evaporador			
P_e	984,0	884,8	kPa
$T_{evap,o}$	13,4	8,9	°C
$\dot{W}_{vent,e}$	-	0,313	kW
\dot{Q}_e	10,360	9,204	kW
$\dot{Q}_{e,sup}$	9,927	8,925	kW
$\dot{Q}_{e,evap}$	0,429	0,279	kW
$\epsilon_{e,evap}$	0,194	0,513	
$NUT_{e,sup}$	1,499	0,720	
$NUT_{e,evap}$	0,215	0,516	
Condensador			
P_c	2052	2049	kPa
$T_{cond,o}$	29,9	29,7	°C
\dot{Q}_e	11,871	10,763	kW
$\dot{Q}_{c,des}$	1,752	1,614	kW
$\dot{Q}_{c,cond}$	10,115	9,142	kW
$\epsilon_{c,cond}$	0,292	0,267	
$NUT_{c,des}$	1,949	1,947	
$NUT_{c,cond}$	0,3456	0,311	
Desempenho			
COP	5,892	4,515	
η_{II}	0,512	0,443	

No Apêndice A apresenta-se uma análise de sensibilidade do desempenho da bomba de calor água-água e ar-água, com respeito aos parâmetros de operação definidos na Tabela 3.9.

3.3 Piscina

Para simular o comportamento transiente da piscina utiliza-se o modelo desenvolvido por Auer (1996a), o qual é comercializado pela empresa *TRANSOLAR - Klimaengineering* como um módulo adicional para o TRNSYS (*Type 144 - Indoors and outdoors swimming pool models*). O modelo de Auer baseia-se no modelo de Hahne e Kubler (1994) e tem a capacidade de simular piscinas internas e externas, como também considera a utilização de uma cobertura para atenuar as perdas térmicas. Justifica-se a adoção deste modelo no presente estudo, pois trata-se de um modelo validado e disponível na plataforma de simulação TRNSYS. Nesta seção, descreve-se o modelo matemático para a simulação de uma piscina externa com e sem cobertura.

3.3.1 Modelo matemático

As taxas de transferência de calor consideradas no modelo de Auer (1996a) são ilustradas nas Figuras 3.12 e 3.13.

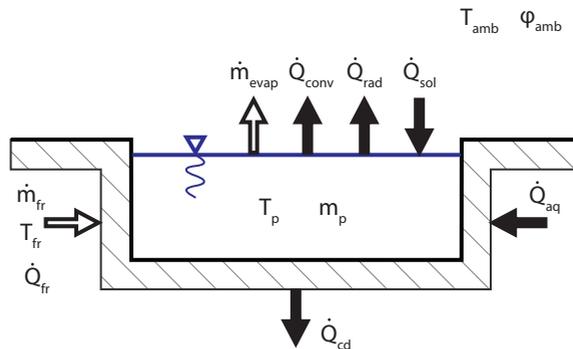


Figura 3.12: Taxas de transferência de calor e de massa na piscina descoberta.

onde,

\dot{Q}_{evap} – Taxa de transferência de calor por evaporação da água;

\dot{Q}_{conv} – Taxa de transferência de calor por convecção;

\dot{Q}_{sol} – Taxa de transferência de calor por radiação de onda curta;

\dot{Q}_{rad} – Taxa de transferência de calor por radiação de onda longa;

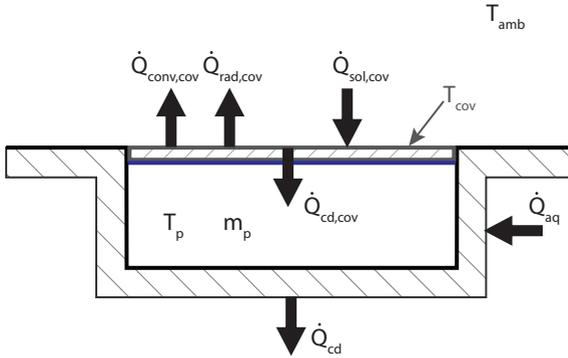


Figura 3.13: Taxas de transferência de calor na piscina coberta.

\dot{Q}_{fr} – Taxa de transferência de calor causada pela água de reposição;

\dot{Q}_{aq} – Taxa de transferência de calor fornecido pelo sistema de aquecimento;

\dot{Q}_{cd} – Taxa de transferência de calor por condução para o solo;

$\dot{Q}_{cd,cov}$ – Taxa de transferência de calor por condução pela cobertura da piscina;

Desconsidera-se a perda de calor por condução para o solo (\dot{Q}_{cd}), pois a sua contribuição é inferior a 1% no balanço global de energia (AUER, 1996a). Além disso, é complicado estimar de forma exata essa taxa de calor, uma vez que a composição do solo e suas propriedades térmicas são desconhecidas. A seguir, descreve-se a metodologia de cálculo de cada uma das taxas de transferência de calor.

Taxa de transferência de calor por evaporação

A taxa de transferência de calor associada ao fluxo de massa de água que evapora da piscina é calculado por uma expressão semi-empírica. Essa expressão utiliza como força motriz a diferença da pressão de vapor na superfície da água e no ar ambiente, e uma expressão empírica para calcular o coeficiente de evaporação. Dessa forma, a taxa de transferência de calor por evaporação é expressa conforme segue,

$$\dot{Q}_{evap} = A_p \alpha_{evap} [P_{v,p}(T_p) - P_{v,amb}(T_{amb})] \quad (3.45)$$

onde A_p é a área da superfície de água da piscina, α_{evap} é denominado coeficiente modificado de evaporação, $P_{v,p}(T_p)$ é a pressão de vapor da película de ar adjacente à superfície da água a qual se encontra a temperatura (T_p), enquanto que $P_{v,amb}(T_{amb})$ é a pressão de vapor do ar ambiente que se encontra à temperatura T_{amb} .

Considera-se que a película de ar adjacente à superfície da água encontra-se com uma umidade relativa de 100%, de modo que a pressão de vapor da película ($P_{v,p}(T_p)$) seja igual à pressão de saturação da água ($P_{w,sat}(T_p)$) à temperatura da piscina T_p . A pressão de saturação da água, em kPa, em função da temperatura, em °C, é calculada pela seguinte expressão empírica (AUER, 1996b),

$$P_{w,sat}(T) = (4,802 \cdot 10^{-3} + 7,104 \cdot 10^{-4}T - 3,52 \cdot 10^{-6}T^2 + 7,22 \cdot 10^{-7}T^3) \cdot 100 \quad (3.46)$$

Entretanto, a pressão de vapor para o ar ambiente é calculada conforme segue,

$$P_{v,amb}(T_{amb}) = \phi_{amb}P_{w,sat}(T_{amb}) \quad (3.47)$$

onde ϕ_{amb} é a umidade relativa do ambiente e $P_{w,sat}(T_{amb})$ é a pressão de saturação da água avaliada à temperatura ambiente (T_{amb}).

O coeficiente modificado de evaporação é função do coeficiente total de evaporação (análogo ao coeficiente de transferência de massa) e da entalpia de evaporação. Contudo, este coeficiente é comumente calculado por uma expressão empírica em função da velocidade do vento, conforme segue,

$$\alpha_{evap} = a + b \cdot w^n \quad (3.48)$$

onde w é a velocidade do vento, em m/s, medida a uma altura z , enquanto que a , b e n são coeficientes obtidos empiricamente. Um grande número de correlações para o coeficiente modificado de evaporação podem ser encontradas na literatura especializada. A Tabela 3.11 apresenta os coeficientes estimados por diferentes autores. A Figura 3.14 compara os valores para o coeficiente modificado de evaporação calculados a partir dos coeficientes listados nessa tabela.

No presente estudo adotou-se a correlação de Richter (1979), uma vez que esta proporcionou os melhores resultados nos estudos desenvolvidos por Hahne e Kubler (1994) e Ruiz e Martinez (2010), conforme

Tabela 3.11: Coeficientes para a equação 3.48 (HAHNE; KUBLER, 1994; RUIZ; MARTINEZ, 2010).

Autor	a [W/(kPa m ²)]	b [Ws/(kPa m ³)]	n	z [m]
Rowher (1931)	85,00	50,80	1,0	0,3
Richter (1969) ^a	45,23	50,88	0,84	0,5 - 2,0
McMillan (1971)	36,00	25,00	1,0	3
Richter (1979) ^b	42,29	56,52	0,5	3
Smith et al. (1994)	63,80	66,90	1,0	0,3
ISO/TC 180 (1995)	50,58	66,90	1,0	0,3
ASHARE (2003)	89,00	78,20	1,0	0,3

^a Unidade do coeficiente b [Ws^{0.84}/(kPa m^{2.84})]

^b Unidade do coeficiente b [Ws^{0.5}/(kPa m^{2.5})]

apresentado na seção 2.4.

Como pode ser observado na Figura 3.14, os valores do coeficiente diferem por um fator de 2 quando a velocidade do vento é nula e por um fator de 2,5 quando a velocidade do vento é elevada. Deve-se essa grande diferença, aos diferentes valores da altura da velocidade do vento na qual a correlação foi baseada. Portanto, ao utilizar uma correlação deve-se tomar o cuidado de utilizar a velocidade do vento na altura especificada na correlação, sendo esta indicada na quinta coluna da Tabela 3.11.

A restrição da altura da velocidade do vento acarreta em um problema no tocante aos dados disponíveis da velocidade do vento, uma vez que estes são normalmente medidos a uma altura de 10 m. Dessa forma, necessita-se calcular a velocidade do vento a um altura desejada, a partir do dados medidos na altura padrão. Auer (1996a) recomenda a seguinte expressão para corrigir a velocidade do vento,

$$\frac{w}{w_0} = \left(\frac{z}{z_0} \right)^{(1/F_{surr})} \quad (3.49)$$

onde w é a velocidade do vento corrigida para uma altura z , w_0 é a velocidade do vento medida a uma altura z_0 e F_{surr} é um coeficiente empírico que considera a influência dos objetos nos arredores do local da medição da velocidade. Na Tabela 3.12 são apresentados valores recomendados por Auer (1996a) para o coeficiente F_{surr} . A Figura 3.15 ilustra a velocidade do vento corrigida a partir de uma velocidade do vento de 5 m/s, medida a 10 m de altura.

Como pode ser observado na Figura 3.15, a correção da veloci-

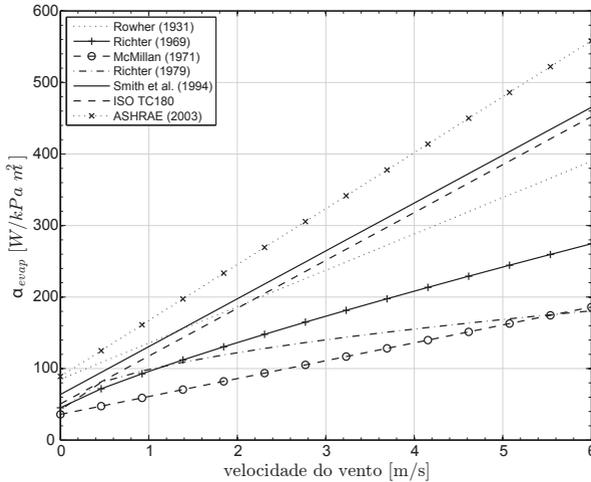


Figura 3.14: Coeficiente modificado de evaporação em função da velocidade do vento, para diferentes autores.

Tabela 3.12: Valores tradicionais para o fator F_{surr} da equação 3.49

Aplicação	F_{surr}
Área com alta densidade de construções	2
Área com mediana densidade de construções	2 - 4
Área com floresta ou morros	3 - 6
Planícies livres	6 - 8
Grandes superfícies de água	8 - 10

dade do vento diminui consideravelmente o seu valor, principalmente se considerar valores baixos para o fator de arredores. Portanto, a utilização da correção é fundamental, uma vez que a utilização da velocidade do vento a uma altura diferente da estabelecida pela correlação resultará em um coeficiente modificado de evaporação superestimado, e conseqüentemente, um valor superestimado da taxa de transferência de calor por evaporação.

Por fim, calcula-se a vazão mássica de água evaporada através de um balanço de energia realizado na interface da superfície de água, no qual considera-se a taxa em que a água deixa a superfície e a energia necessária para causar a evaporação. Dessa forma, obtém-se a seguinte expressão,

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} h_{lv}(T_p) \quad (3.50)$$

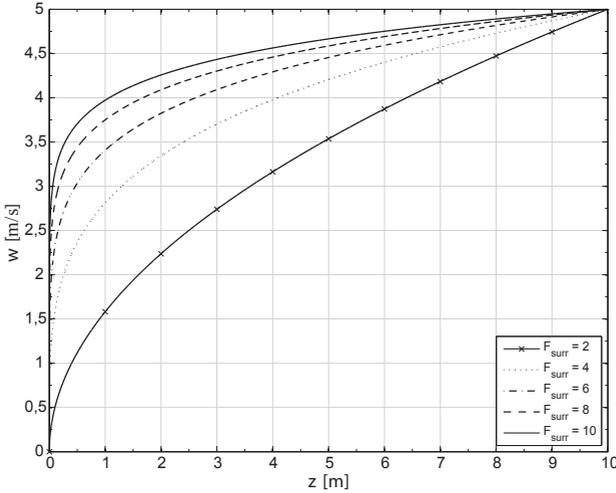


Figura 3.15: Velocidade do vento corrigida em função da altura (z) e do coeficiente de arredores F_{surr} .

Rearranjando a equação 3.50, obtém-se a expressão para a vazão mássica de água evaporada, na forma que segue,

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_{lv}(T_p)} \quad (3.51)$$

onde \dot{Q}_{evap} é a taxa de transferência de calor por evaporação calculada pela equação 3.45 e $h_{lv}(T_p)$ é a entalpia de vaporização da água, em J/kg, a uma temperatura T_p , em °C. A entalpia de vaporização da água é calculada pela diferença entre a entalpia do vapor saturado e a entalpia de líquido saturado, ou pela equação empírica que segue (AUER, 1996b),

$$h_{lv}(T) = (2500,6 - 2,366 \cdot T) \cdot 1000 \quad (3.52)$$

Taxa de transferência de calor por convecção

A taxa de transferência de calor por convecção da piscina descoberta é estimada pela expressão que segue,

$$\dot{Q}_{conv} = \bar{h}_{conv} A_p (T_p - T_{amb}) \quad (3.53)$$

onde \bar{h}_{conv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção e pode ser calculado pela expressão empírica formulada por Czarnecki (apud AUER, 1996a), em $W/(m^2 K)$, como segue,

$$\bar{h}_{conv} = 3,1 + 4,1 \cdot w \quad (3.54)$$

Similarmente ao coeficiente modificado de evaporação, a velocidade do vento utilizada na equação 3.54 deve ser corrigida pela equação 3.49.

Analogamente, a taxa de transferência calor por convecção da cobertura é calculado pela seguinte expressão,

$$\dot{Q}_{conv,cov} = \bar{h}_{conv} A_p (T_{cov} - T_{amb}) \quad (3.55)$$

onde T_{cov} é a temperatura do topo da cobertura e \bar{h}_{conv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção calculado pela equação 3.54.

Taxa de transferência de calor por radiação de onda longa

A taxa de transferência calor por radiação de onda longa da piscina é calculada pela lei de Stefan-Boltzmann, onde para a piscina descoberta considera-se as trocas de calor entre a superfície da piscina e o céu. Dessa forma, tem-se a seguinte expressão,

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon_w A_p \sigma (T_p^4 - T_{sky}^4) \quad (3.56)$$

onde ϵ_w a emissividade da superfície da água para a região de onda longa, σ é a constante de Stefan-Boltzmann e T_{sky} é a temperatura efetiva do céu.

A temperatura efetiva do céu é a estimativa da temperatura da atmosfera considerando-a como um corpo negro ideal. O TRNSYS possui um módulo, *Type 69b - Effective Sky Temperature*, para estimar esta temperatura em função da temperatura ambiente, umidade do ar, pressão atmosférica local e um fator de cobertura de nuvens (C_{cover}). Desta forma, a temperatura efetiva do céu, em escala absoluta, é calculada conforme a seguinte expressão (KLEIN *et al.*, 2010),

$$T_{sky} = T_{amb} (\epsilon_0 + 0,8(1 - \epsilon_0) C_{cover})^{0,25} \quad (3.57)$$

onde T_{amb} é a temperatura ambiente em escala absoluta e ϵ_0 é a emi-

tância do céu limpo, que é estimada pela expressão que segue,

$$\begin{aligned} \epsilon_0 = & 0,711 + 0,005T_{dew} + 7,35 \times 10^{-5}T_{dew}^2 \\ & + 0,013 \cos \left[2\pi \frac{t}{24} \right] + 12 \times 10^{-5} (P_{atm,L} - P_{atm,0}) \end{aligned} \quad (3.58)$$

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

$$P_{atm,L} = P_{atm,0} \exp \left(\frac{g\rho_0 L}{P_{atm,0}} \right) \quad (3.59)$$

onde g é a aceleração da gravidade, em m/s^2 , e ρ_0 é a massa específica do ar ao nível do mar, em kg/m^3 .

O fator de cobertura de nuvens durante o dia é expresso como segue,

$$C_{cover} = \left(1,4286 \cdot \frac{G_d}{G} - 0,3 \right)^{0,5} \quad (3.60)$$

onde G_d e G são, respectivamente, a radiação difusa incidente na superfície horizontal e a radiação global incidente na superfície horizontal. Durante a noite utiliza-se a média do fator durante a tarde, uma vez que a equação 3.60 não pode ser utilizada devido aos valores nulos da radiação.

A taxa de transferência de calor por radiação de onda longa na cobertura da piscina é calculada de forma similar ao caso da piscina descoberta (Eq. 3.56). Entretanto, consideram-se as trocas térmicas entre o topo da cobertura e o céu, segundo a seguinte expressão,

$$\dot{Q}_{rad,cov} = \epsilon_{cov} A_p \sigma (T_{cov}^4 - T_{sky}^4) \quad (3.61)$$

onde ϵ_{cov} é a emissividade da cobertura e T_{sky} é a temperatura efetiva do céu calculada pela equação 3.57.

Taxa de transferência de calor por radiação de onda curta

A taxa de transferência de calor por onda curta está associada à incidência de radiação solar na superfície de água e nas superfícies da piscina. Dessa forma, a taxa de transferência de calor por radiação

de onda curta absorvida pela piscina é estimada a partir de um valor efetivo para a absorptância da piscina e pode ser estimada pela expressão que segue,

$$\dot{Q}_{sol} = \alpha_p \cdot A_p \cdot G \quad (3.62)$$

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

A radiação solar absorvida pela cobertura é calculada de forma similar (Eq. 3.62), sendo necessário apenas modificar o valor da absorptância. Por conseguinte, tem-se a seguinte expressão para a cobertura,

$$\dot{Q}_{sol,cov} = \alpha_{cov} \cdot A_p \cdot G \quad (3.63)$$

sendo α_{cov} a absorptância da cobertura da piscina.

Taxa de transferência de calor causada pela água de reposição

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

$$\dot{Q}_{fr} = \dot{m}_{fr} c_{p,w} (T_p - T_{fr}) \quad (3.64)$$

onde \dot{m}_{fr} é a vazão mássica de água repostada na piscina, $c_{p,w}$ é o calor específico à pressão constante da água e T_{fr} é a temperatura da água de reposição. Neste estudo, a única perda de massa da piscina está associada à massa de água evaporada, por conseguinte a vazão mássica de água repostada é equivalente à vazão mássica de água evaporada (Eq. 3.51).

Taxa de transferência de calor fornecido pelo sistema de aquecimento

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

seguinte expressão,

$$\dot{Q}_{aq} = \dot{m}_{aq} c_{p,w} (T_{aq} - T_p) \quad (3.65)$$

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

Taxa de transferência de calor por condução através da cobertura

A taxa de transferência de calor por condução através da cobertura da piscina é calculada segundo a lei de Fourier expressa conforme segue,

$$\dot{Q}_{cd,cov} = \frac{\kappa_{cov}}{\delta_{cov}} A_p (T_{cov} - T_p) \quad (3.66)$$

onde κ_{cov} é condutividade térmica do material da cobertura e δ_{cov} é a espessura.

Cálculo da temperatura da água da piscina

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

$$\rho_w c_{p,w} V_p \frac{dT_p}{dt} = \sum (\dot{Q}_i - \dot{Q}_o) \quad (3.67)$$

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

A seguir descreve-se as taxas de energia térmica consideradas na equação de balanço (Eq. 3.67), tanto para o caso da piscina descoberta,

quanto coberta. Dessa forma, são estabelecidas as equações necessárias para calcular a temperatura da piscina em ambos os casos.

Piscina sem cobertura As taxas de transferência de calor envolvidas na piscina descoberta podem ser identificadas com o auxílio da Figura 3.12. Conforme mostra essa figura, são consideradas as perdas térmicas por evaporação (\dot{Q}_{evap}), convecção (\dot{Q}_{conv}), reposição de água (\dot{Q}_{fr}) e radiação de onda longa (\dot{Q}_{rad}). Como também os ganhos térmicos por radiação de onda curta (\dot{Q}_{sol}) e pelo sistema de aquecimento (\dot{Q}_{aq}). Dessa forma, a equação 3.67 é reescrita na forma,

$$\rho_w c_{p,w} V_p \frac{dT_p}{dt} = \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{aq} - \dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{fr} - \dot{Q}_{rad} \quad (3.68)$$

onde \dot{Q}_{sol} , \dot{Q}_{aq} , \dot{Q}_{evap} , \dot{Q}_{conv} , \dot{Q}_{fr} e \dot{Q}_{rad} são as taxas de transferência de calor calculadas pelas equações 3.62, 3.65, 3.45, 3.53, 3.64 e 3.56, respectivamente.

Piscina com cobertura A cobertura reduz as perdas térmicas da piscina, principalmente evitando a evaporação da água. Portanto, quando a piscina está coberta não há a necessidade de repor a água evaporada. Dessa forma, as taxas de transferência de calor pela superfície são reduzidas aos efeitos de convecção ($\dot{Q}_{conv,cov}$), radiação de onda longa ($\dot{Q}_{rad,cov}$) e radiação de onda curta ($\dot{Q}_{sol,cov}$). Disso resulta uma temperatura no topo da cobertura e uma taxa de transferência de calor por condução ($\dot{Q}_{cd,cov}$) do topo da cobertura para a água da piscina. As taxas de transferência de calor na piscina coberta são ilustradas na Figura 3.13.

Como a cobertura é delgada e normalmente fabricada em um material polimérico, pode-se considerar que não há acúmulo de energia no material, devido a sua pequena massa. Dessa forma, assume-se que em qualquer instante de tempo forma-se um perfil de temperatura estacionário ao longo da seção transversal da cobertura. Portanto, a temperatura no topo da cobertura (T_{cov}), para cada instante, é calculada através da equação de balanço de energia no volume de controle que engloba a cobertura, estabelecendo a expressão que segue,

$$\dot{Q}_{sol,cov} - \dot{Q}_{cd,cov} - \dot{Q}_{conv,cov} - \dot{Q}_{rad,cov} = 0 \quad (3.69)$$

onde $\dot{Q}_{conv,cov}$, $\dot{Q}_{rad,cov}$, $\dot{Q}_{cd,cov}$ e $\dot{Q}_{sol,cov}$ são as as taxas de transferência de calor calculadas através das equações 3.55, 3.61, 3.66 e 3.63,

respectivamente.

Uma vez calculada a temperatura do topo da cobertura, pode-se estabelecer uma equação para a temperatura da água da piscina coberta. Dessa forma, reescreve-se a equação 3.67 na forma que segue,

$$\rho_w c_{p,w} V_p \frac{dT_p}{dt} = \dot{Q}_{aq} + \dot{Q}_{cond,cov} \quad (3.70)$$

3.3.2 Dados do modelo

Os dados do modelo são divididos em parâmetros e dados de entrada. Os parâmetros englobam as variáveis que são constantes ao longo da simulação, enquanto que os dados de entrada são as variáveis que precisam ser atualizadas em cada *time step* da simulação. A Tabela 3.13 lista os dados de entrada do modelo e a Tabela 3.14 lista os valores numéricos adotados para os parâmetros.

Tabela 3.13: Dados de entrada do modelo.

Temperatura efetiva do céu	T_{sky}
Temperatura do ambiente	T_{amb}
Umidade relativa do ambiente	ϕ_{amb}
Velocidade do vento à 10 metros de altura	w_0
Radiação solar global no plano horizontal	G
Vazão mássica da corrente de aquecimento	\dot{m}_{aq}
Temperatura da água de aquecimento	T_{aq}
Indicador da cobertura	f_{cov}

Os dados de entrada listados na Tabela 3.13, em sua maioria, são dados meteorológicos que devem ser fornecidos ao modelo ou calculados a partir deles. Além disso, deve-se informar um valor booleano para o indicador da cobertura (0 para descoberta e 1 para coberta). Além disso, deve-se fornecer o valor da vazão mássica e da temperatura da água de aquecimento, os quais são fornecidos pelo modelo da bomba de calor.

Os valores definidos na Tabela 3.14 foram determinados com base na revisão da literatura técnica descrita na seção 2.4. Os valores da emissividade da superfície da água, absorvância efetiva da piscina, massa específica da água, calor específico da água e a constante de Stefan-Boltzmann foram extraídos do manual do módulo TRNSYS da piscina (AUER, 1996a).

Tabela 3.14: Parâmetros adotados para o modelo da piscina.

Emissividade da água	ϵ_w	0,9
Absortância efetiva da piscina	α_p	0,9
Emissividade do material cobertura	ϵ_{cov}	0,92
Absortividade do material cobertura	α_{cov}	0,92
Fator de arredores	F_{surr}	10
Temperatura inicial da água da piscina	$T_{p,0}$	28 °C
Temperatura da água de reposição	T_{fr}	23 °C
Altura de medição da velocidade do vento	z_0	10 m
Espessura da cobertura	δ_{cov}	3,26 mm
Área da superfície de água da piscina	A_p	24 m ²
Volume de água	V_p	36 m ³
Massa específica da água	ρ_w	998 kg/m ³
Calor específico da água	$c_{p,w}$	4190 J/(kg K)
Condutividade térmica da cobertura	κ_{cov}	0,02856 W/(m K)
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	$5,67 \times 10^{-8}$ W/(m ² K ⁴)

O valor para a absorptância efetiva vai ao encontro da recomendação de Hahne e Kubler (1994), que sugere um valor superior a 0,85. Para a emissividade da superfície da água, Auer (1996a) sugere a adoção de um valor conservador (0,9), em contraste com o valor de 0,96 sugerido por Hahne e Kubler. Os valores para a massa específica e calor específico da água são valores médios e sofrem pouca variação na faixa de temperatura de operação da piscina.

Os valores para o volume e área da superfície de água da piscina são restrições do presente trabalho. Para a altura de medição da velocidade do vento assume-se o valor no qual os dados utilizados neste estudo foram medidos. Para o fator de arredores adota-se o valor que refere-se a grandes superfícies de água, pois a localização específica da piscina é desconhecida.

A temperatura inicial da água da piscina é a temperatura na qual a piscina se encontra no início da simulação, sendo o valor adotado correspondente à piscina aquecida. Assim, investiga-se a conservação da temperatura da piscina em uma faixa, e não o aquecimento de uma condição de água fria até a temperatura objetivo. Para a temperatura da água de reposição assume-se um valor igual ao valor numérico da temperatura da água fornecida pela rede de abastecimento.

Neste estudo, escolheu-se uma cobertura térmica que flutua sobre a água, de fácil instalação e que não necessita de amarras. Essa cobertura térmica é confeccionada por um filme de polietileno de baixa densidade, sendo que a superfície superior é lisa e a superfície infe-

rior possui bolsas de ar para aumentar a flutuação da cobertura. Na ausência dos dados da emitância e absorvância da cobertura utiliza-se os valores da emissividade e absorvância do material. Além disso, assume-se que a lei de Kirchhoff é válida, de modo que o valor da absorvância seja igual ao da emissividade, sendo o seu valor extraído de Henninger (1984). Para determinar a condutividade térmica da cobertura, considera-se uma condutividade térmica equivalente da bolha, a qual é calculada pela expressão para circuitos térmicos equivalentes que segue,

$$\frac{\delta_{cov}}{\kappa_{cov}} = \frac{\delta_{pe}}{2\kappa_{pe}} + \frac{\delta_{ar}}{\kappa_{ar}} + \frac{\delta_{pe}}{2\kappa_{pe}} \quad (3.71)$$

onde δ_{pe} e κ_{pe} são a espessura e a condutividade térmica do filme de polietileno, respectivamente. Enquanto, δ_{ar} é a espessura da camada de ar e κ_{ar} é a condutividade térmica do mesmo. Além disso, sabe-se que $\delta_{cov} = \delta_{pe} + \delta_{ar}$. A equação 3.71 representa a associação em série das resistências condutivas da camada superior de polietileno, da camada de ar e da camada inferior de polietileno. Dessa forma, admite-se que na camada de ar não haverá advecção, por conseguinte, a transferência de calor ocorre exclusivamente por condução de calor. De acordo com Incropera e DeWitt (2002), essa hipótese é verificada pela relação $L/\delta \gg 1$, onde L e δ são o comprimento e a espessura da cavidade, respectivamente.

A partir dos catálogos Solar Forte (2009) e ATCO Plásticos (2013), definiu-se a geometria da bolha e a espessura do filme de polietileno, onde: $L_{bolha} = 12\text{ mm}$, $\delta_{ar} = 3\text{ mm}$ e $\delta_{pe} = 0,26\text{ mm}$. A condutividade térmica do polietileno é extraída da norma ABNT (2005) ($k_{pe} = 0,40\text{ W/(mK)}$), enquanto que a condutividade do ar à $27,5^\circ\text{C}$ e à pressão atmosférica é calculada pelo EES Klein e Alvarado (2011) ($k_{ar} = 0,02643\text{ W/(mK)}$). Uma vez definidas as propriedades da bolha de ar, pode-se estimar a condutividade térmica da cobertura. Primeiramente, testa-se a hipótese para a condução de calor do ar, $L_{bolha}/\delta_{ar} = 12/3 = 4 \gg 1$. Em seguida, aplica-se a equação 3.71, obtendo o valor $k_{cov} = 0,02856\text{ W/(mK)}$.

3.3.3 Resultados

Para quantificar a ordem de grandeza das perdas e ganhos térmicos, e verificar se o modelo proporciona resultados coerentes, implementou-se no ambiente TRNSYS uma simulação contendo apenas o módulo da piscina e os módulos necessários para acessar os dados

meteorológicos, de modo que a única fonte de aquecimento seja a radiação solar. Esta simulação foi configurada utilizando os parâmetros da Tabela 3.14, com a piscina localizada em Florianópolis-SC, para o dia primeiro de janeiro.

Dois cenários são considerados: no primeiro não se considera a utilização da cobertura, no segundo considera-se que a piscina é coberta nos períodos de baixa utilização (no intervalo das 0 às 6h e das 20 às 24h). Os resultados dessa análise são apresentados na Figura 3.16, em termos das contribuições de cada fenômeno de transferência de calor nas perdas térmicas. Observa-se que as contribuições de cada fenômeno não sofrem variações significativas ao cobrir a piscina. Destaca-se que em ambos os cenários, as perdas térmicas por evaporação são as principais fontes de perdas, com cerca de 69% do total da energia perdida durante o dia. Por outro lado, as perdas por convecção e radiação de onda longa contribuem, com cerca de 15% e 11%, respectivamente. Enquanto que as perdas por água de reposição apresentam uma contribuição inferior a 0,5%. É digno de nota, que esses valores são próximos ao apresentados por Hahne e Kubler (1994) para uma piscina sem cobertura, (57,1%; 13,6% e 24,8% para as perdas evaporativas, convectivas e radiativas, respectivamente).

Destaca-se que as variáveis Q_{conv} e Q_{rad} contabilizam somente as perdas térmicas nos períodos que a piscina está sem cobertura. Dessa forma, a redução nas contribuições das perdas por convecção e radiação, ao cobrir a piscina, é consequência da redução do tempo em que a piscina se encontra sem cobertura. As perdas térmicas da piscina, quando esta se encontra coberta, são representadas pela variável $Q_{cond,cov}$, a qual representa as perdas líquidas de energia pela cobertura (integral da taxa de transferência de calor por condução através da cobertura ($\dot{Q}_{cond,cov}$)). Portanto, não se conhecem as contribuições das perdas convectivas e radiativas nos períodos que a piscina está coberta, mas sim a contribuição de todas as perdas. Nesse contexto, observa-se na Figura 3.16, que as perdas pela cobertura correspondem aproximadamente à 7% do total das perdas durante o dia.

A Figura 3.17, por sua vez, apresenta os resultados dessa análise em termos das perdas e ganho térmico. Observa-se uma redução aproximada de 29% nas perdas evaporativas, ao cobrir a piscina. Pelos motivos descritos anteriormente, não se pode concluir muito em relação à redução das perdas convectivas e radiativas. Entretanto, ao somar as perdas convectivas e radiativas, no caso da piscina sem cobertura, e comparar à soma das perdas convectivas, radiativas e por condução, no caso da piscina com cobertura, nota-se uma redução aproximada

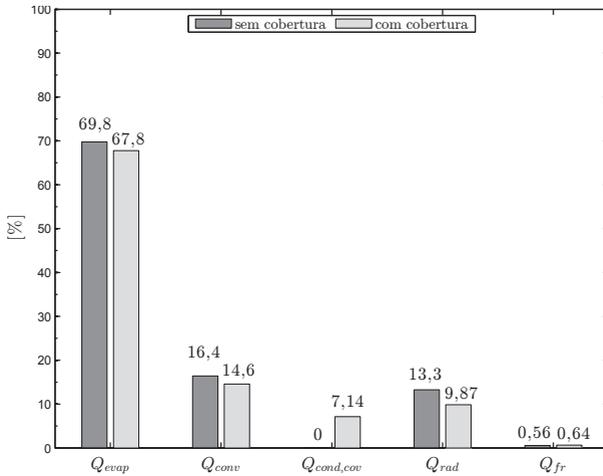


Figura 3.16: Distribuição das perdas térmicas da piscina, para o primeiro dia do ano.

de 22%. Os valores para o ganho térmico devido à radiação de onda curta são próximos, visto que, em ambos cenários, a piscina se encontra sem cobertura no período em que há radiação solar. Para o caso particular do primeiro dia do ano, ao realizar o balanço térmico em cada cenário, obtém-se que no caso sem cobertura a piscina apresenta um perda líquida de 54,2kWh, enquanto que no caso com cobertura a piscina apresenta uma perda líquida de 1,2kWh. Isso resulta em uma redução aproximada de 98% nas perdas líquidas de energia da piscina. Portanto, ao cobrir a piscina no primeiro dia do ano, não é necessário aquecimento complementar para manter a piscina aquecida.

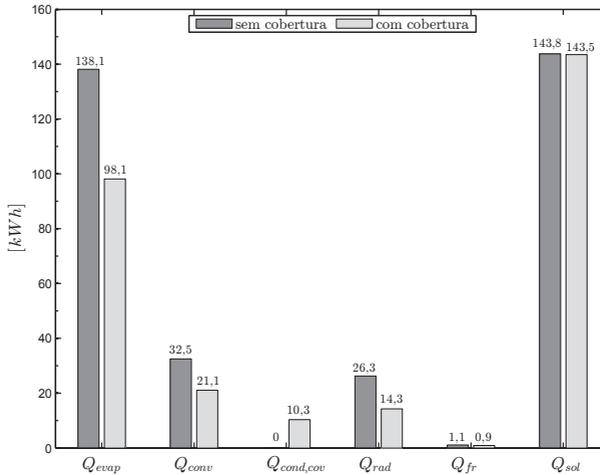


Figura 3.17: Perdas e ganhos térmicos da piscina, para o primeiro dia do ano.

3.4 Conclusões

Neste capítulo foram apresentados os modelos matemáticos para os três principais componentes do sistema analisados neste estudo, sendo eles, o coletor solar, a bomba de calor e a piscina. O modelo para o primeiro componente é de natureza empírica, baseado na curva de eficiência do coletor. Para a modelagem da bomba de calor, em cada componente, utilizou-se modelos matemáticos obtidos na revisão da literatura técnica. Na modelagem da piscina utilizou-se o modelo empregado no *Type 144*, o qual foi previamente validado (HAHNE; KUBLER, 1994; RUIZ; MARTINEZ, 2010).

O modelo da bomba de calor foi calibrado com dados experimentais extraídos de catálogo, apresentando erros entre -6 a 8% na potência elétrica consumida pelo equipamento. No entanto, as taxas de transferência de calor no evaporador e condensador apresentaram erros na faixa -3 a 3% . Devido à simplicidade do modelo, considera-se que os erros sejam baixos. Entretanto, destaca-se que esse modelo pode ser melhorado ao considerar uma eficiência isentrópica variável para o compressor. Além disso, o dimensionamento dos parâmetros do dispositivo de expansão pode ser melhorado, de modo que este opera com uma linearização global. Os resultados do modelo mostram que a bomba de calor água-água apresenta um maior desempenho em relação a bomba de calor ar-água. Portanto, na configuração *dual-source* prefere-se que a bomba de calor opere com o evaporador à água sempre

que possível.

No caso da piscina, os parâmetros do modelo foram determinados a partir da revisão de trabalhos técnicos. Através da simulação térmica da piscina, para o primeiro dia do ano, verificou-se que os resultados obtidos são próximos aos apresentados por Hahne e Kubler (1994). Além disso, verificou-se que a utilização da cobertura nos períodos 0 a 6 h e 20 a 24h proporciona reduções significativas nas perdas térmicas da piscina, evidenciando o potencial de economia de energia no sistema de aquecimento.

4 Síntese dos modelos de simulação

Neste estudo, adotou-se quatro configurações de sistemas de aquecimento de piscinas através de bombas de calor assistidas por energia solar, as quais foram descritas brevemente na seção 1.1. Em todas as configurações considera-se que a água da piscina seja mantida na faixa de 27 a 28 °C durante o ano inteiro. Para garantir essa condição, adiciona-se um aquecedor auxiliar. Dessa forma, se a capacidade de aquecimento da bomba de calor for inferior à demanda térmica da piscina, complementa-se a capacidade de aquecimento do sistema por uma fonte auxiliar. Além disso, a utilização do aquecedor auxiliar permite investigar a influência da capacidade de aquecimento da bomba de calor e da dimensão do campo de coletores, sem comprometer o conforto da piscina, ou seja, a sua temperatura.

Diferentemente daquilo considerado nos estudos sobre sistemas de aquecimento de ambientes e de água doméstica através de bombas de calor assistidas por energia solar, esse estudo não considerou a utilização de armazenamento térmico (FREEMAN *et al.*, 1979; HATHEWAY; CONVERSE, 1981; ANDERSON *et al.*, 1980; LI; YANG, 2010). Assume-se que o custo do sistema de armazenamento necessário para atender a demanda térmica é elevado em comparação aos custos associados ao aquecedor auxiliar.

Neste capítulo, faz-se uma síntese dos modelos de simulação de cada configuração. Primeiramente se descreve aspectos que não foram abordados nos capítulos anteriores, tais como: a disposição do campo de coletores, a capacidade de aquecimento da bomba de calor, as características do aquecedor auxiliar, os dados meteorológicos e os módulos do *software* TRNSYS (*Types*) utilizados para a modelagem do sistema. Por fim, cada configuração é descrita detalhadamente, incluindo as características de controle. Os modelos de simulação descritos neste capítulo servem como base para as análises apresentadas no Capítulo 5.

4.1 Campo de coletores

Para a simulação do campo de coletores adota-se o *Type 1a (Quadratic efficiency Collector - No incident Angle Modification)*, o qual contém o modelo matemático descrito na seção 3.1. Em relação ao arranjo dos coletores, opta-se em dividir o campo em n fileiras com 10 coletores em série, orientado ao equador. Para a análise das configurações, inicialmente adota-se um campo com 50 coletores, totalizando 55m^2 , com uma inclinação igual à latitude de Florianópolis ($\beta = 27,6^\circ$). A priori a vazão mássica nos coletores é calculada em função da área total do campo e da vazão de teste do coletor, conforme a expressão que segue,

$$\dot{m}_c = \dot{m}'_{test} A_c \quad (4.1)$$

Entretanto, nas configurações SA-WSHP e SA-DSHP a vazão mássica nos coletores deve ser superior à mínima vazão mássica admissível no evaporador da bomba de calor ($\dot{m}_{e,min}$), portanto utiliza-se a expressão que segue,

$$\dot{m}_c = \max(\dot{m}'_{test} A_c, \dot{m}_{e,min}) \quad (4.2)$$

Destaca-se que a influência da vazão mássica e da inclinação dos coletores no desempenho do sistema é analisada a fim de determinar a estratégia ótima de operação.

4.2 Bomba de calor

Para analisar a influência da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor no desempenho do sistema de aquecimento é necessário gerar uma matriz de desempenho para cada capacidade nominal que se deseja analisar. Nesse contexto, opta-se em alterar simultaneamente a taxa de deslocamento volumétrico do compressor (\dot{v}) e a constante da válvula de expansão termostática (C), a fim de variar a capacidade nominal no modelo da bomba de calor descrito na seção 3.2. Para realizar esse procedimento, toma-se como base os valores determinados no processo de calibração, os quais são multiplicados por um fator (FR), de modo que estes sejam alterados na mesma proporção, conforme as expressões que seguem,

$$\dot{v} = FR \cdot \dot{v}_{cal} \quad (4.3)$$

$$C = FR \cdot C_{cal} \quad (4.4)$$

onde \dot{v}_{cal} e C_{cal} são os parâmetros determinados no processo de calibração e apresentados na Tabela 3.7. A Tabela 4.1 apresenta os seis valores de FR adotados neste estudo, bem como as respectivas capacidades de aquecimento nominais das bomba de calor a água e a ar. Adota-se como condição nominal aquela determinada pelos parâmetros de operação especificados na Tabela 3.9. Quando a capacidade nominal da bomba de calor não for especificada, assume-se o valor respectivo a $FR = 1,0$.

Tabela 4.1: Capacidades nominais de aquecimento em função do fator FR .

FR	Capacidade nominal de aquecimento [kW]	
	bomba de calor água-água	bomba de calor ar-água
0,4	4,75	4,30
0,6	7,12	6,45
0,8	9,49	8,60
1,0	11,87	10,76
1,2	14,24	12,91
1,4	16,61	15,07

A simulação da bomba de calor no ambiente TRNSYS é realizada através do *Type 42 - Conditioning Equipment*, o qual permite utilizar uma matriz de desempenho composta por 1 a 5 variáveis de desempenho em função de 1 a 3 parâmetros de operação (variáveis independentes). Esse módulo permite que a faixa de operação do primeiro parâmetro seja discretizada por 10 pontos, enquanto que as faixas de operação dos outros dois parâmetros sejam discretizadas por 5 pontos.

Neste estudo, adotou-se uma matriz de desempenho com cinco variáveis de desempenho, sejam estas: a taxa de transferência de calor no condensador (\dot{Q}_c), a taxa de transferência de calor no evaporador (\dot{Q}_e), a potência elétrica consumida pelo equipamento ($\dot{W}_{hp,ele}$), a temperatura do fluido externo na saída do evaporador ($T_{e,o}$) e a temperatura do fluido externo na saída do condensador ($T_{c,o}$). Para a bomba de calor água-água, essas variáveis são determinadas em função de três parâmetros de operação: temperatura da água na entrada do evaporador ($T_{e,i}$) (10 pontos), vazão mássica de água no evaporador (\dot{m}_e)

(5 pontos) e temperatura da água na entrada do condensador ($T_{c,i}$) (5 pontos). Entretanto, para a bomba de calor ar-água, as variáveis de desempenho são determinadas em função de dois parâmetros de operação: temperatura do ar na entrada do evaporador ($T_{e,i}$) (10 pontos) e temperatura da água na entrada do condensador ($T_{c,i}$) (5 pontos).

Para a vazão mássica de água no condensador adota-se um valor constante, $\dot{m}_c = 1,5 \text{ kg/s}$, o qual proporciona valores aceitáveis para a efetividade do processo de condensação e para o *COP* do equipamento (Fig. A.4). Além disso, esse valor se encontra dentro da faixa recomendada para o circuito de filtragem da piscina, que recomenda a circulação de todo o volume da piscina em 6 a 8 h ($1,7 \text{ kg/s}$ e $1,25 \text{ kg/s}$, aproximadamente)¹. Dessa forma, possibilita-se conectar o condensador em série ao sistema de filtragem, e por conseguinte, utiliza-se a mesma bomba de circulação de água.

A partir do modelo da bomba de calor água-água, gera-se a matriz de desempenho com 250 pontos de operação, relativos à combinação entre os pontos de operação de cada parâmetro, os quais abrangem o domínio demarcado pelos limites especificados na Tabela 4.2. Para garantir os mesmos intervalos de temperatura, indiferente da capacidade de aquecimento, optou-se em aumentar o valor mínimo da faixa de operação da vazão com o incremento de *FR*. Além disso, essa abordagem garante um valor de efetividade do processo de evaporação inferior a 0,8, em todo o domínio considerado.

Tabela 4.2: Intervalos de operação para a bomba de calor água-água.

Parâmetro de operação	Intervalo					
	FR					
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
$T_{e,i}$ [°C]				6 a 30		
$T_{c,i}$ [°C]				24 a 30		
\dot{m}_e [kg/s]	0,5 a 3	0,5 a 3	0,5 a 3	0,6 a 3	0,8 a 3	0,8 a 3

A partir do modelo da bomba de calor ar-água, gera-se uma matriz de desempenho com 50 pontos de operação, relativos a combinação entre os pontos de operação de cada temperatura, os quais abrangem o domínio demarcado pelos limites especificados na Tabela 4.3.

Além desses intervalos, deve-se adotar um valor para a vazão mássica no evaporador que permita a utilização desses intervalos de temperatura, independentemente da capacidade de aquecimento. Nesse

¹Considerando um volume de 36 m^3 .

Tabela 4.3: Intervalos de operação para a bomba de calor ar-água.

Parâmetro de operação	Intervalo
$T_{e,i}$	6 a 35°C
$T_{c,i}$	24 a 30°C

contexto, a Tabela 4.4 lista os menores valores de vazão mássica admissíveis no evaporador da bomba de calor ar-água, para dois valores de temperatura do ar na entrada do evaporador. Destaca-se que para determinar esses valores considerou-se uma temperatura da água na entrada do condensador de 30°C e garantiu-se que uma efetividade do processo de evaporação inferior a 0,8, em todos os casos.

Tabela 4.4: Mínima vazão mássica de ar admissível no evaporador da bomba de calor ar-água, em função da capacidade nominal de aquecimento

FR	Vazão mássica [kg/s]	
	$T_{e,i} = 6^\circ\text{C}$	$T_{e,i} = 35^\circ\text{C}$
0,4	0,60	0,30
0,6	0,90	0,45
0,8	1,20	0,60
1,0	1,50	0,70
1,2	1,90	0,90
1,4	2,30	1,00

Naturalmente, ao aumentar a capacidade de aquecimento da bomba de calor, necessita-se uma maior vazão para garantir a operação do equipamento no mesmo intervalo de temperaturas. Principalmente no caso do ar, que possui baixo calor específico. A adoção dos valores de vazão respectivos à $T_{e,i} = 6^\circ\text{C}$ é suficiente para garantir a operação do equipamento nos intervalos de temperatura listados na Tabela 4.3. Entretanto, a adoção desses valores causa um consumo elevado na potência de ventilação, além do mais, esses valores de vazão não são necessários na maior parte do tempo de operação do equipamento. Por outro lado, o aumento da temperatura do ar na entrada do evaporador, para 35°C, diminui aproximadamente 50% a mínima vazão mássica, e conseqüentemente, a potência de ventilação. Portanto, com base nos dados da Tabela 4.4, implementa-se um controle para a vazão mássica de ar como uma função linear decrescente coma temperatura do ar na entrada do evaporador ($T_{e,i}$).

Para simular a bomba de calor *dual-source* no ambiente TRNSYS, considera-se uma bomba de calor água-água instalada em paralelo

com a bomba de calor ar-água. Por conseguinte, utilizam-se dois *Types* 42 e duas matrizes de desempenho, uma para cada bomba de calor. Considera-se admissível essa solução, visto que as bombas de calor nunca operam simultaneamente e os parâmetros de projeto utilizados no modelo matemático para a bomba de calor a ar são idênticos aos da bomba de calor a água.

4.3 Aquecedor auxiliar

Em todas as configurações do sistema de aquecimento de piscina, utiliza-se um aquecedor auxiliar na tubulação de entrada de água quente da piscina, o qual aquece a água por uma fonte complementar de energia até um nível especificado de temperatura. Para a modelagem do aquecedor auxiliar no ambiente de simulação TRNSYS, utiliza-se o *Type 6 - Auxiliary Heater*. Considera-se que esse aquecedor possui uma potência térmica suficientemente alta para garantir que a piscina seja mantida na temperatura especificada. Destaca-se que o valor calculado é o calor entregue para o fluido, não sendo consideradas as ineficiências ou perdas térmicas para o ambiente. Dessa forma, para calcular o consumo real de energia, deve-se considerar a eficiência do processo em particular, o qual será definido durante a análise dos resultados apresentados no Capítulo 5.

4.4 Dados meteorológicos

Para realizar a simulação do sistema deve-se fornecer ao modelo os dados meteorológicos para a localidade em que o sistema será simulado. Recomenda-se utilizar um conjunto de dados denominado *Typical Meteorological Year (TMY)* para realizar as simulações, visto que esses dados representam condições meteorológicas médias ao longo de períodos de até 30 anos. Para este trabalho utilizou-se o TMY para a cidade Florianópolis - Santa Catarina, disponibilizado pelo projeto *Solar and Wind Energy Resource Assessment (SWERA)* (SWERA, 2001). Esse arquivo contém os dados de radiação global no plano horizontal, radiação direta no plano normal, radiação difusa no plano horizontal, radiação extraterrestre no plano horizontal, temperatura ambiente, umidade relativa e velocidade do vento.

4.5 Consumo parasita

Não foram considerados as perdas de carga e o consumo de energia elétrica das bombas de circulação de água da piscina e dos coletores. Isto porque não se dispõe de informações suficientes para estimar a perda de carga nos circuitos e por conseguinte, a potência elétrica das bombas. Além disso, a bomba de circulação da água da piscina é utilizada em todas as configurações, bem como em piscinas sem aquecimento, no circuito de filtragem. Dessa forma, a energia consumida por essa bomba é comum em todas as configurações e pode ser desprezada na análise comparativa. No caso da bomba de circulação do campo de coletores, pressupõe-se que a energia elétrica consumida pela bomba seja desprezível quando comparada ao consumo de energia da bomba de calor e do sistema de aquecimento auxiliar.

4.6 Descrição das configurações

Em todas as configurações o controle de temperatura da água da piscina é realizado por um ciclo de histerese, o qual é configurado para ligar o sistema de aquecimento quando a temperatura da água atinge 27°C e desligá-lo quando a água alcançar o nível de 28°C.

Para todos os controladores utiliza-se o *Type 2b - Differential controller with hysteresis*, o qual é um controlador do tipo *on-off*, ou seja, o sinal de saída é um booleano. Esse módulo pode ser utilizado como um controlador diferencial ou como um simples termostato, ambos com histerese.

Em todas as configurações tem-se a possibilidade de utilizar a cobertura para atenuar as perdas térmicas. As simulações são configuradas para que a piscina seja coberta nos intervalos 0 às 6h e 20 às 24h, sendo estes, períodos de baixa utilização da piscina.

A seguir detalha-se as quatro configurações estudadas neste trabalho, bem como os controles utilizados.

4.6.1 ASHP

Nessa configuração, utiliza-se uma bomba de calor ar-água (ASHP - *air source heat pump*) como principal fonte de energia para a piscina. Apesar da configuração ASHP não utilizar uma bomba de calor assistida por energia solar, esta é considerada neste estudo pois trata-se do caso de referência. A Figura 4.1 apresenta a disposição dos componentes dessa configuração. A bomba de calor absorve calor do ambiente

através da circulação de ar através do evaporador, pontos 7 a 8. A água da piscina é aquecida por meio de uma corrente de água que circula pelo circuito 9; 10; 11 e 12, o qual contém o aquecedor auxiliar.

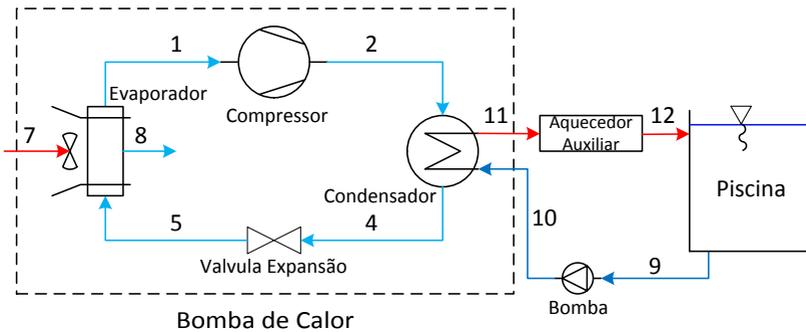


Figura 4.1: Disposição do componentes na configuração ASHP.

Controle

Essa configuração possui o sistema de controle mais simples dentre as quatro configurações adotadas nesse estudo. Necessita-se um controlador para ligar e desligar a bomba de calor e outro para atuar o aquecedor auxiliar, quando a bomba de calor não suprir a demanda de aquecimento. A Figura 4.2 ilustra os perfis de temperatura e vazão mássica obtidos na simulação da configuração ASHP, para o dia 25 de março.

Analisando a curva da vazão mássica de água no condensador (\dot{m}_c), nota-se que o sistema de aquecimento se encontra ligado nos períodos das 0 às 13h e das 20 às 24h. Além disso, a curva da vazão mássica de ar no evaporador (\dot{m}_e) ilustra que a bomba de calor se encontra ligada nesse período. Como mencionado anteriormente, o sistema de aquecimento é controlado por um ciclo de histerese com os níveis de temperatura de 28°C e 27°C . Observa-se o funcionamento desse controle analisando a temperatura da água da piscina (T_p). Quando esta atinge o valor $T_{p,off} = 28^\circ\text{C}$, aproximadamente às 13h, a bomba de calor é desligada. Por outro lado, aproximadamente às 20h, a água da piscina atinge o valor $T_{p,on} = 27^\circ\text{C}$, e então a bomba de calor é ligada novamente.

Ao analisar o perfil de temperatura na saída do aquecedor auxiliar (T_{aux}) percebe-se um degrau próximo ao intervalo das 3 às 5h, o qual indica que o aquecedor auxiliar foi ligado. Para controlar o aquecedor

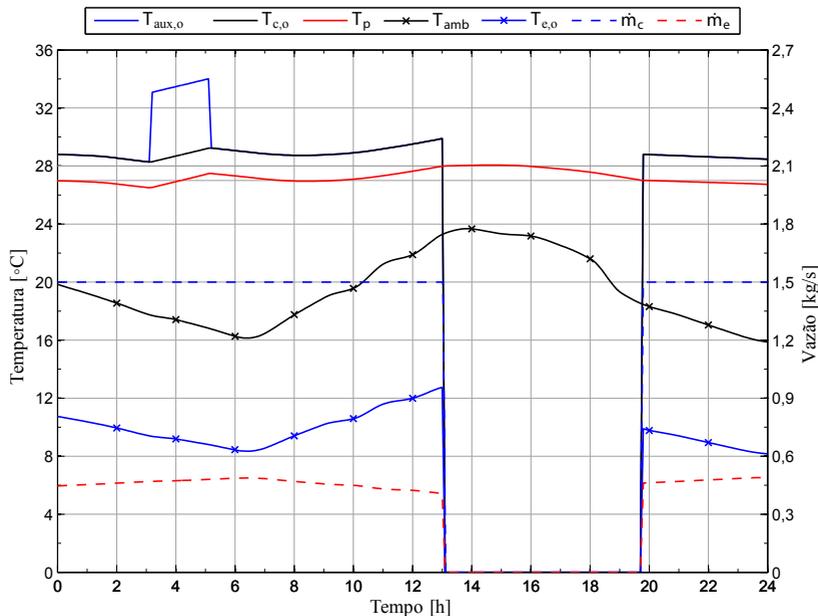


Figura 4.2: Perfis de temperatura e vazão mássica da configuração ASHP, para o dia 25 de março.

auxiliar utiliza-se um ciclo de histerese com os limites $26,5^{\circ}\text{C}$ e $27,5^{\circ}\text{C}$. Dessa forma, quando a temperatura da água da piscina atingir o valor $T_{aux,on} = 26,5^{\circ}\text{C}$ liga-se o aquecedor. Este permanecerá ligado até a água da piscina atingir o valor $T_{aux,off} = 27,5^{\circ}\text{C}$. Nota-se que o aquecedor auxiliar somente ligará quando a bomba de calor não atender a demanda de aquecimento da piscina, uma vez que $T_{p,on} > T_{aux,on}$.

Como descrito na seção 4.2 a bomba de calor a ar possui um controle para a vazão mássica de ar no evaporador (\dot{m}_e). O efeito desse controle é ilustrado na Figura 4.2, na qual nota-se o aumento da vazão mássica de ar com a diminuição da temperatura do ar (T_{amb}).

4.6.2 SA-ASHP

Na configuração *Solar assisted - air source heat pump* (SA-ASHP), o sistema de aquecimento solar é instalado em paralelo com a bomba de calor ar-água, de modo que a última complementa a capacidade de aquecimento do sistema solar. Na Figura 4.3 ilustra-se a disposição dos componentes dessa configuração. A bomba de calor e o aquecedor auxiliar aquecem a água da piscina de forma similar ao caso anterior (circuito 9; 10; 11; 12; 16 e 17). No entanto, quando houver radiação solar suficiente para proporcionar ganho térmico nos coletores, a bomba de calor é desligada e a piscina é aquecida pelo circuito de *by-pass* (circuito 9; 13; 14; 15; 16 e 17).

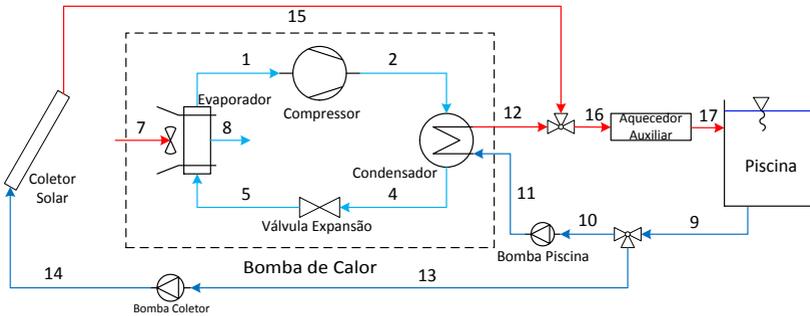


Figura 4.3: Disposição do componentes na configuração SA-ASHP.

Controle

A base do sistema de controle desta configuração é idêntica ao caso anterior, com um controlador para determinar a necessidade de aquecimento da piscina e um controlador para acionar o aquecedor auxiliar. Entretanto, como há o circuito de *by-pass*, é necessário um controlador adicional para determinar se o campo de coletores proporciona um ganho térmico suficiente para aquecer a piscina diretamente. Para essa finalidade, utiliza-se um controlador diferencial com histerese, o qual é configurado para analisar a diferença entre a temperatura de saída e entrada do coletor ($\Delta T_c = T_{c,o} - T_p$). Esse controlador considera as diferenças de temperatura $\Delta T_{c,on}$ e $\Delta T_{c,off}$ como limites do ciclo de histerese. Dessa forma, quando ΔT_c é maior que $\Delta T_{c,on}$, há ganho térmico no campo de coletores e a piscina é aquecida pelo circuito de *by-pass*. Por sua vez, desliga-se essa modalidade de aquecimento quando ΔT_c

é menor que $T_{c,off}$, ou seja, quando não há ganho térmico no campo de coletores. Naturalmente, se o aquecimento por *by-pass* é desligado e a piscina necessita de aquecimento, este é realizado pela bomba de calor. Os valores para os limites desse ciclo de histerese são determinados a partir das recomendações de Duffie e Beckman (2006) e de simulações computacionais, ao qual buscou-se determinar valores que evitassem que o sistema ligasse e desligasse repetidamente. Os valores determinados são $\Delta T_{c,on} = 2,5^\circ\text{C}$ e $\Delta T_{c,off} = 0,5^\circ\text{C}$.

Os sinais de controle de cada equipamento são determinados a partir da combinação entre os sinais dos três controladores descritos anteriormente, por exemplo, a bomba de calor será ligada se não houver ganho térmico no campo de coletores (sinal do terceiro controlador) e se a piscina precisar ser aquecida (sinal do primeiro controlador). Além disso, para ligar a bomba de calor é necessário um sinal de controle para a bomba de calor, bomba de circulação de água da piscina e para as válvulas. No caso da utilização do *by-pass*, deve-se desligar a bomba de calor, desligar a bomba de circulação, atuar as válvulas de três vias e acionar a bomba de circulação do campo de coletores.

Para detalhar o sistema de controle dessa configuração, utilizam-se os perfis de temperatura e de vazão mássica obtidos na simulação dessa configuração, sendo estes apresentados na Figura 4.4. Analisando a curva da vazão mássica de ar no evaporador (\dot{m}_e), nota-se que a bomba de calor se encontra ligada nos períodos das 0 às 8h e das 20 às 24h, aproximadamente. Além disso, a curva de vazão mássica de água nos coletores (\dot{m}_{col}) ilustra que a piscina é aquecida pelo circuito de *by-pass* no período das 8 às 11h. Similarmente a configuração ASHP, no período das 3 às 5h, aproximadamente, o aquecedor elétrico se encontra ligado.

Naturalmente, não há ganho térmico no campo de coletores no período das 0 às 6h, por conseguinte a piscina é aquecida pela bomba de calor. Aproximadamente às 8h, começa a se dispor de radiação solar suficiente para desligar a bomba de calor e aquecer a piscina diretamente pelo campo de coletores. Percebe-se isso pelo aumento da temperatura da água na saída do coletor ($T_{col,o}$) no início da manhã. Esse modo de aquecimento é mantido até as 13h, instante aproximado ao qual a água da piscina atinge a temperatura de desligamento do sistema ($T_{p,off} = 28^\circ\text{C}$). Similarmente a configuração ASHP, aproximadamente às 20h a água da piscina atinge o valor $T_{p,on} = 27^\circ\text{C}$, e então a bomba de calor é ligada novamente.

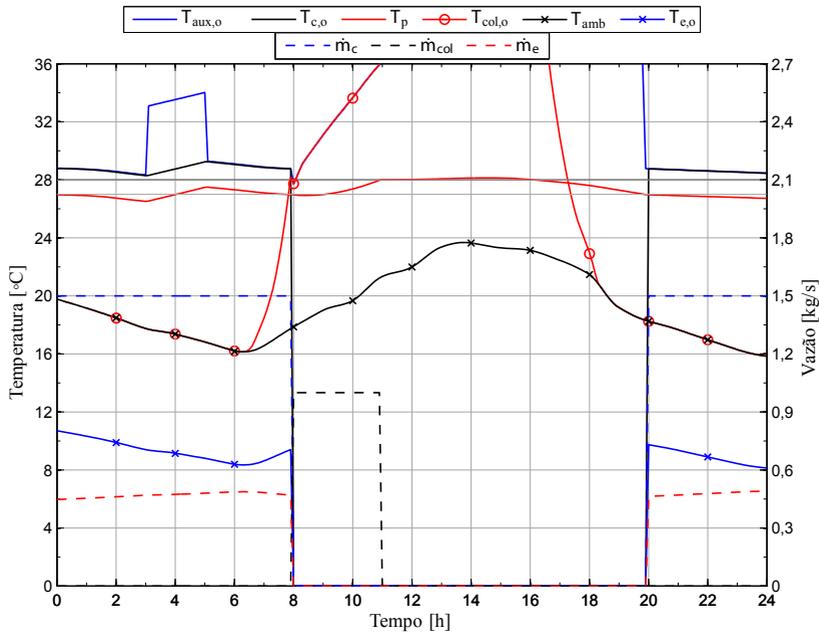


Figura 4.4: Perfis de temperatura e vazão mássica da configuração SA-ASHP, para o dia 25 de março.

4.6.3 SA-WSHP

Na configuração *Solar assisted - water source heat pump* (SA-WSHP), os coletores solares são instalados em série com a bomba de calor água-água, fornecendo uma corrente de água aquecida como fonte de calor para o evaporador da bomba de calor. Além disso, através de um circuito de *by-pass* possibilita-se o aquecimento direto da piscina pelos coletores. É importante destacar que nesta configuração os coletores solares são a fonte de energia da bomba de calor, por conseguinte se não houver ganho térmico nos coletores a bomba de calor não pode operar.

A Figura 4.5 apresenta a disposição dos componentes nessa configuração. Observa-se que há três modalidades de aquecimento, na primeira, realiza-se o aquecimento da piscina pelos coletores através do circuito 9; 17; 18; 19; 20; 21; 22 e 23. Na segunda, realiza-se o aquecimento pela bomba de calor, por meio do circuito 9; 10; 11; 12; 13; 16; 22 e 23, sendo que o campo de coletores fornece energia para a bomba de calor através dos circuito 8; 18; 19; 20 e 7. Na última modalidade, realiza-se o aquecimento da piscina somente pelo aquecedor auxiliar,

por meio do circuito 9; 10; 11; 14; 16; 22 e 23. Essa modalidade é necessária nos períodos em que a bomba de calor ou *by-pass* não podem operar. É digno de nota que o aquecedor auxiliar também pode operar para complementar o aquecimento nas duas primeiras modalidades de aquecimento.

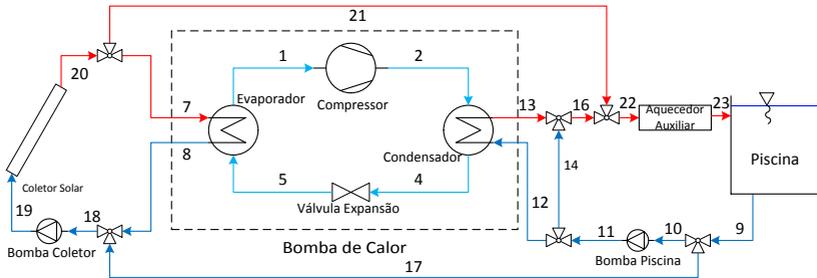


Figura 4.5: Disposição do componentes na configuração SA-WSHP.

Controle

Esta configuração utiliza cinco controladores, dos quais três são idênticos àqueles definidos no caso anterior e utilizados para as mesmas finalidades: identificar se a piscina precisa de aquecimento, identificar se há ganho térmico no campo de coletores a fim de determinar se o aquecimento da piscina será realizado pela bomba de calor ou pelo campo de coletores, e por fim, definir se é necessário utilizar o aquecedor auxiliar.

Nessa configuração, há ganho térmico nos coletores tanto pela absorção de radiação, quanto pela absorção de calor por convecção. Dessa forma, necessita-se de um controlador adicional para controlar o circuito de *by-pass*, sendo este realizado por um ciclo de histerese com os limites de temperatura $T_{valve,on}$ e $T_{valve,off}$. Dessa forma, quando a temperatura na saída do coletor ($T_{c,\rho}$) for superior a um valor numérico igual a 30°C , pode-se iniciar o *by-pass*. Sendo essa modalidade de aquecimento mantida até a temperatura na saída do coletor atingir um valor numérico inferior a 28°C .

O quinto controlador é necessário para prevenir a ocorrência do congelamento na corrente de água do evaporador. Nesse contexto, desliga-se a bomba de calor quando a temperatura na saída do coletor atingir um nível inferior a $T_{hp,min,off}$, sendo esta mantida desligada até a água na saída do evaporador atingir um nível superior a $T_{hp,min,on}$.

No caso do desligamento da bomba de calor devido a esse controle de segurança, o aquecimento é realizado inteiramente pelo aquecedor auxiliar (circuito 9; 10; 11; 14; 16; 22 e 23). Naturalmente, os limites de temperatura do controlador do aquecedor auxiliar são respeitados. Para o nível inferior definiu-se um valor de temperatura igual a $T_{hp,min,off} = 7^\circ\text{C}$, que no pior caso ($FR = 1,4$ e $\dot{m}_e = 0,8\text{kg/s}$) a água na saída do evaporador encontra-se a uma temperatura próxima a 4°C . No entanto, o valor de $T_{hp,min,on}$ exerce uma influência considerável no desempenho do sistema, uma vez que um valor elevado retarda o momento em que a bomba de calor é ligada. Enquanto que um valor baixo para esse parâmetro faz com que a bomba de calor ligue e desligue repetidamente, acarretando problemas de operação e um aumento no consumo de energia. O valor desse parâmetro foi determinado a partir de uma análise de sensibilidade do desempenho da configuração, o qual constatou-se que um sistema com maior área de coletores necessita um menor valor de $T_{hp,min,on}$. Dessa forma, determinou-se a seguinte expressão para calcular este parâmetro, em graus $^\circ\text{C}$,

$$T_{hp,min,on} = 25 - 0,14 \cdot A_c \quad (4.5)$$

Similarmente às configurações anteriores, os sinais de controle para cada componente desse sistema são determinados pela composição dos sinais dos controladores descritos acima.

Para ilustrar o sistema de controle utiliza-se a Figura 4.6, a qual apresenta os perfis de temperatura e vazão mássica obtidos na simulação dessa configuração, para o dia 3 de maio. Observa-se que no início da manhã a bomba de calor está operando, no entanto, aproximadamente às 2h a temperatura da água da piscina atinge $26,5^\circ\text{C}$, fazendo com que o aquecedor seja ligado, o que pode ser percebido pelo degrau na temperatura na saída do aquecedor auxiliar ($T_{aux,o}$). Em seguida, a temperatura da água na saída do coletor ($T_{c,o}$) atinge o valor de 7°C , resultando no desligamento da bomba de calor e fazendo com que a piscina seja aquecida apenas pelo aquecedor auxiliar. Essa modalidade de aquecimento é mantida até a água da piscina atingir o valor de 28°C , aproximadamente às 6h. Aproximadamente às 8h a piscina precisa ser aquecida novamente, dessa forma a bomba de calor é acionada até as 10h, momento em que a temperatura na saída do coletor atinge 30°C e o aquecimento da piscina é realizado pelo *by-pass*. Essa modalidade de aquecimento é mantida até a água da piscina atingir 28°C , aproximadamente às 12h. Próximo às 17h a água da piscina atinge o valor de 27°C , e então a bomba de calor é ligada,

essa modalidade de aquecimento é mantida até o fim do dia.

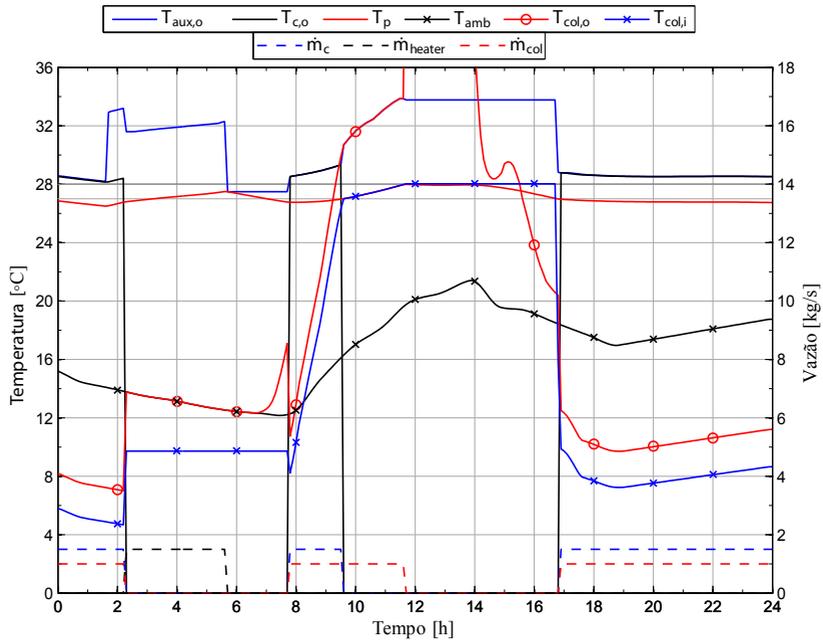


Figura 4.6: Perfis de temperatura e vazão mássica da configuração SA-WSHP, para o dia 3 de maio.

Destaca-se que no período das 8h às 10h a absorção de radiação nos coletores proporciona um aumento considerável na temperatura da água que circula no evaporador da bomba de calor, que por sua vez eleva o desempenho do equipamento. Durante esse período a bomba de calor apresenta um COP entre 5 e 8 (Fig. A.7).

4.6.4 SA-DSHP

Na configuração *Solar assisted - dual source heat pump* (SA-DSHP) utiliza-se uma bomba de calor com duas fontes de calor, ou seja, dois evaporadores. Dessa forma, são combinadas as configurações SA-ASHP e SA-WSHP, conforme ilustrado na Figura 4.7, na qual mostra-se a disposição dos componentes. A operação dessa última configuração é idêntica ao caso anterior, entretanto como tem-se a possibilidade de operar a bomba de calor com o evaporador a ar, não é necessário a modalidade de aquecimento que utiliza apenas o aquecedor auxiliar

quando não há disponibilidade de radiação solar.

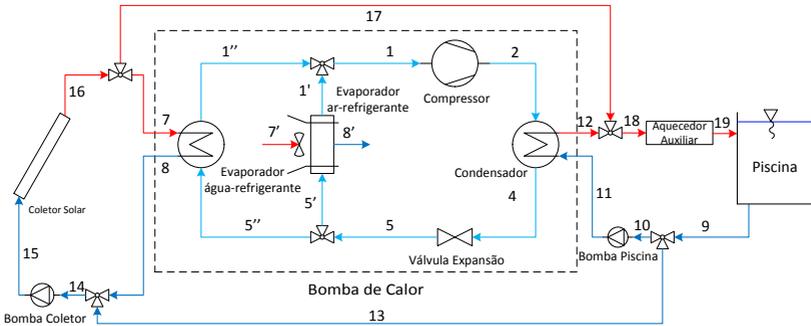


Figura 4.7: Disposição do componentes na configuração SA-DSHP.

Como foi salientado na seção 4.2, a simulação da bomba de calor *dual-source* no ambiente TRNSYS utiliza uma bomba de calor água-água conectada em paralelo com uma bomba de calor ar-água, conforme ilustrado na Figura 4.8. Nessa configuração também há três modalidades de aquecimento, são elas: aquecimento direto da piscina pelos coletores solares através do circuito 9; 17; 18; 19; 20; 21; 22 e 23, aquecimento da piscina pela bomba de calor ar-água através do circuito 9; 10; 11; 12; 13; 16; 22 e 23, e por fim, o aquecimento da piscina pela bomba de calor água-água através do circuito 9; 10; 11; 14; 15; 16; 22 e 23. O campo de coletores fornece energia para a bomba de calor através dos circuito 8; 18; 19; 20 e 7.

Controle

O sistema de controle desta configuração é idêntico ao sistema da configuração anterior (SA-WSHP), inclusive os valores para os parâmetros dos controladores. No entanto, não é necessário desligar a bomba de calor para prevenir a ocorrência de congelamento na corrente de água do evaporador, mas sim utilizar o evaporador a ar como fonte de calor. Dessa forma, quando a temperatura na saída do coletor ($T_{c,\rho}$) atinge o valor de 7°C , desliga-se a bomba de circulação de água dos coletores e utiliza-se o evaporador a ar da bomba de calor *dual-source*. Essa modalidade de aquecimento é mantida até a temperatura na saída do coletor atingindo a temperatura calculada pela equação 4.5.

A Figura 4.9 apresenta os resultados da simulação dessa configuração para o dia 3 de maio, e esses resultados são utilizados para exemplificar a operação do sistema de controle. Conforme observa-se

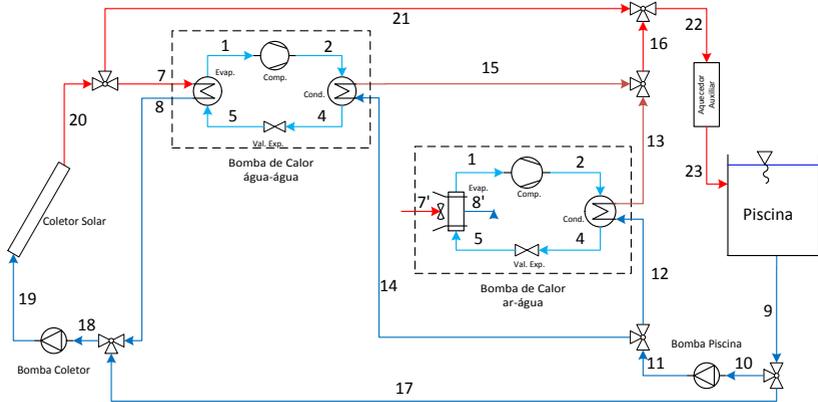


Figura 4.8: Disposição do componentes na configuração SA-DSHP, implementada no TRNSYS.

na figura, no início do dia a piscina está sendo aquecida pela bomba de calor, similarmente ao caso anterior. Como o evaporador a água da bomba de calor *dual-source* fornece água a uma temperatura aproximada de 6°C , para os coletores solares, e o ambiente se encontra a uma temperatura aproximada de 15°C , o campo de coletores absorve calor por convecção. Dessa forma, a água na saída do campo de coletores se encontra a uma temperatura aproximada de 8°C , possibilitando a operação da bomba de calor com o evaporador a água.

Aproximadamente às 2h a água da piscina atinge $26,5^{\circ}\text{C}$ e o aquecedor auxiliar é ligado para complementar o aquecimento. Em seguida, a temperatura na saída do coletor ($T_{col,d}$) atinge 7°C , impossibilitando a operação da bomba de calor com o evaporador a água. Dessa forma, a bomba de calor passa a operar com o evaporador a ar, o que pode ser notado pela curva da vazão mássica de ar ($\dot{m}_{e,as}$). Durante essa modalidade de aquecimento, aproximadamente às 4h, a água da piscina atinge a temperatura de $27,5^{\circ}\text{C}$ e o aquecedor auxiliar é desligado. Próximo às 8h começa a se dispor de radiação solar suficiente e a temperatura na saída dos coletores atinge 17°C , iniciando a operação da bomba de calor com o evaporador a água.

Aproximadamente às 10h a temperatura da água na saída dos coletores atinge 30°C e a bomba de calor é desligada, logo a piscina passa a ser aquecida diretamente pelo *by-pass*. Essa modalidade de aquecimento é mantida até as 12h, aproximadamente, momento o qual a água da piscina atinge 28°C e o sistema de aquecimento é desligado. Próximo às 17h a água da piscina atinge o valor de 27°C , e então

a bomba de calor operando com o evaporador a água é ligada, essa modalidade de aquecimento é mantida até o fim do dia. Similarmente a configuração SA-WSHP, devido a absorção de radiação a bomba de calor apresenta um alto desempenho no período das 8h às 10h.

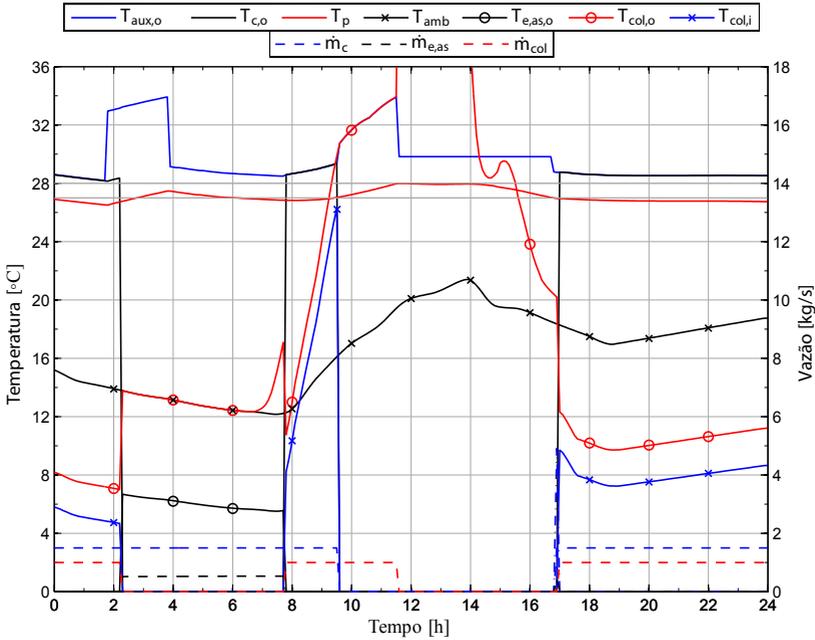


Figura 4.9: Perfis de temperatura e vazão mássica da configuração SA-DSHP, para o dia 3 de maio.

4.7 Conclusões

Neste capítulo descreveu-se as quatro configurações do sistema de aquecimento adotadas neste estudo. Além disso, foram descritos os módulos auxiliares utilizados para implementar os modelos de simulação das quatro configurações, bem como a faixa de operação das bombas de calor e as capacidades de aquecimento consideradas neste estudo.

Através de curvas de temperatura e vazão mássica obtidas na simulação de cada configuração, apresentou-se a operação de cada configuração e demonstrou-se o funcionamento dos sistemas de controle. Também observou-se a viabilidade da utilização do campo de coletores para absorver calor por convecção nas configurações em série (SA-WSHP e SA-DSHP). Dessa forma, a bomba de calor água-água pode operar e aquecer a piscina, inclusive quando não há radiação solar. É digno de nota, que mesmo que a temperatura da água na entrada do evaporador da bomba de calor água-água seja inferior à temperatura do ar na entrada do evaporador da bomba de calor ar-água, o desempenho da primeira é superior ao da segunda.

Deve-se ressaltar que o aumento da temperatura da água na entrada do evaporador, devido a absorção de radiação solar, proporciona um elevado desempenho da bomba de calor. Essa condição de operação denota outra vantagem da utilização dos coletores solares em série com a bomba de calor.

5 Resultados

Nesse capítulo, analisa-se o desempenho das quatro configurações do sistema de aquecimento de piscina, através de bombas de calor assistidas por energia solar previamente descritas. Primeiramente, são descritos os indicadores de desempenho adotados nas análises. Em seguida, apresenta-se uma análise de sensibilidade das principais variáveis de projeto do sistema de aquecimento, sendo estas, a utilização da cobertura da piscina, a inclinação, vazão mássica, eficiência e área dos coletores, além da capacidade de aquecimento nominal da bomba de calor. A comparação entre o desempenho térmico das diferentes configurações é realizada indiretamente ao apresentar os resultados de cada análise. Finalmente, a análise econômica de cada configuração é realizada, considerando o dimensionamento ótimo do campo de coletores e da capacidade de aquecimento da bomba de calor.

5.1 Indicadores de desempenho

O desempenho do sistema de aquecimento é avaliado por meio de diversos parâmetros, tais como, a energia consumida pela bomba de calor e a energia entregue à piscina pelo sistema de aquecimento. Nas próximas seções, descrevem-se os parâmetros utilizados como indicadores de desempenho que ainda não foram definidos neste estudo. É digno de nota, que os valores numéricos das variáveis que representam as energias elétrica e térmica são quantidades integradas ao longo de todo o ano simulado, ou seja, representam a energia transferida e não taxas de transferência.

5.1.1 Fração solar

No caso de um sistema solar combinado com uma bomba de calor, a fração solar representa as porções de energia solar e calor do

ambiente¹ que foram absorvidas pelo sistema, para suprir a demanda de aquecimento. Dessa forma, a fração solar oferece uma indicação sobre a economia de energia auxiliar que o sistema combinado proporciona. Define-se a fração solar (\mathcal{F}) segundo a expressão sugerida por Freeman *et al.* (1979),

$$\mathcal{F} = 1 - \frac{W_{hp,ele} + Q_{aux}}{Q_d} \quad (5.1)$$

onde $W_{hp,ele}$ é a energia elétrica consumida pela bomba de calor, Q_{aux} é a energia complementar entregue à piscina pelo aquecedor auxiliar e Q_d é a demanda de aquecimento da piscina, que consiste no calor total transferido para a piscina pelo sistema de aquecimento. Ou seja, Q_d é a soma do calor entregue pelo aquecedor auxiliar, pela bomba de calor e pelo circuito de *by-pass*. A energia complementar pode ser fornecida por um sistema a gás, a óleo, elétrico ou uma combinação entre estas, enquanto que a energia consumida pela bomba de calor é exclusivamente elétrica. Portanto, a fração solar não distingue entre os diferentes tipos e preços dos combustíveis, considera-se apenas a necessidade de energia.

A fração solar é útil para comparar o desempenho das diferentes configurações, entretanto, esta não pode ser utilizada para calcular os custos de cada fonte de aquecimento, uma vez que considera duas fontes diferentes de energia (elétrica e combustível). Dessa forma, define-se as frações de consumo como a razão entre a energia consumida por cada fonte e a demanda de aquecimento da piscina. Nesse contexto, define-se a fração de consumo da bomba de calor (F_{hp}) e a fração de consumo do aquecedor auxiliar (F_{aux}), conforme segue,

$$F_{hp} = \frac{W_{hp,ele}}{Q_d} \quad (5.2)$$

$$F_{aux} = \frac{Q_{aux}}{Q_d} \quad (5.3)$$

Essas frações se relacionam com a fração solar conforme a expressão que segue,

$$\mathcal{F} = 1 - F_{hp} - F_{aux} \quad (5.4)$$

¹Sendo estas duas definidas como “free” energy por Freeman *et al.* (1979).

5.1.2 Frações de demanda

As frações de demanda representam a parcela da energia que é entregue à piscina, por cada fonte de aquecimento (aquecedor auxiliar, *by-pass* e bomba de calor). Nesse contexto, define-se a fração de demanda do aquecedor auxiliar ($F_{d,aux}$) conforme segue,

$$F_{d,aux} = \frac{Q_{aux}}{Q_d} \quad (5.5)$$

Destaca-se que a fração de demanda do aquecedor auxiliar é idêntica a fração de consumo do aquecedor. Isso porque desconsidera-se as ineficiências ou perdas desse equipamento, ou seja, a energia absorvida pelos coletores solares durante a operação dessa modalidade de aquecimento. Por sua vez, a fração de demanda do *by-pass* é definida conforme a seguinte expressão,

$$F_{d,bypass} = \frac{Q_{bypass}}{Q_d} \quad (5.6)$$

onde Q_{bypass} é a energia entregue pelo circuito de *by-pass* à piscina. Entretanto, as frações de demanda da bomba de calor são definidas pelas expressões que seguem,

$$F_{d,wshp} = \frac{Q_{c,wshp}}{Q_d} \quad (5.7)$$

$$F_{d,ashp} = \frac{Q_{c,ashp}}{Q_d} \quad (5.8)$$

onde Q_c é a energia entregue pelo condensador da bomba de calor à piscina. Os índices *wshp* e *ashp* referem-se as bomba de calor água-água e ar-água, respectivamente. Destaca-se que para a bomba de calor *dual-source* essas frações representam as parcelas de energia respectivas à operação da bomba de calor operando com o evaporador a água e a ar, respectivamente. Além disso, a soma dessas duas frações representa a parcela total de energia entregue à piscina pela bomba de calor *dual-source*.

5.1.3 Eficiência média dos coletores e do campo de coletores

A eficiência média do coletor ($\bar{\eta}_c$) fornece uma indicação do desempenho do coletor solar ao longo do ano simulado. Essa eficiência

é definida como a razão entre o calor útil absorvido pelo campo de coletores ($Q_{u,rad}$) e a radiação solar incidente nos coletores ($G_{T,rad}$), considerando apenas os períodos em que há absorção de radiação solar pelos coletores. Dessa forma, obtém-se a expressão que segue,

$$\bar{\eta}_c = \frac{Q_{u,rad}}{A_c G_{T,rad}} \quad (5.9)$$

onde A_c é a área de coletores solares e o subscrito *rad* indica que são apenas contabilizados os períodos em que o campo de coletores opera absorvendo radiação solar. É digno de nota que durante esses períodos os coletores também podem absorver calor por convecção, desde que a bomba de calor forneça água a uma temperatura inferior à temperatura ambiente. Por conseguinte, essa eficiência pode assumir valores superiores a 100%, conforme apresentado na Figura 3.1.

A eficiência média do campo de coletores ($\bar{\eta}_{campo}$) fornece uma indicação do nível de aproveitamento do campo de coletores ao longo do ano simulado. Esse parâmetro é definido como a razão entre o calor útil absorvido pelo campo de coletores (Q_u) (seja por radiação solar ou por convecção) e a radiação solar incidente nos coletores (G_T), considerando inclusive os períodos em que o campo não opera. Segundo Wendel (2010), define-se a eficiência do campo de coletores conforme segue,

$$\bar{\eta}_{campo} = \frac{Q_u}{A_c G_T} \quad (5.10)$$

5.1.4 Coeficiente de desempenho médio da bomba de calor

Um parâmetro importante para quantificar o desempenho da bomba de calor é o coeficiente de desempenho médio (\overline{COP}), o qual define-se como segue,

$$\overline{COP} = \frac{Q_c}{W_{hp,ele}} \quad (5.11)$$

onde (Q_c) é o calor transferido pelo condensador da bomba de calor e $W_{hp,ele}$ é a energia elétrica consumida pelo equipamento.

5.2 Análise de desempenho

Foram realizadas seis análises dos sistemas de aquecimento, a fim de determinar o efeito das variáveis de projeto no desempenho do sistema. Nessas análises são considerados os parâmetros definidos no capítulo 4, sejam: um campo de coletores com 50 placas coletoras (55 m^2), inclinação dos coletores igual a latitude ($\beta = 27,6^\circ$), vazão mássica calculada como função da área de coletores e capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor referente a $FR = 1,0$. Entretanto, busca-se determinar a inclinação e vazão ótimas, a partir da análise de sensibilidade destas variáveis.

5.2.1 Primeira análise: cobertura

Com base nos resultados da configuração ASHP, apresenta-se o balanço de energia da piscina com e sem cobertura, durante o ano de operação. Essa análise permite quantificar os benefícios da utilização da cobertura térmica, em termos das perdas e dos ganhos térmicos (solar e do sistema de aquecimento). Os resultados são apresentados na Tabela 5.1, onde nota-se que a cobertura proporciona uma redução aproximada de 31% nas perdas térmicas. Naturalmente, os ganhos térmicos apresentam um redução na mesma ordem de grandeza que as perdas, visto que o sistema de aquecimento opera para suprir as perdas térmicas. Esses resultados, diferenciando as modalidades de transferência de calor, são apresentados na Figura 5.1.

Tabela 5.1: Balanço de energia da piscina com e sem cobertura, em termos dos ganhos e perdas térmicas

Cobertura	Q_{perdas} [MWh/ano]	Q_{ganhos} [MWh/ano]
Sem	78,89	79,06
Com	54,54	54,78

Analisando a Figura 5.1, observa-se uma redução de 34,8%, 12,3%, 44% e 26,3% nas perdas evaporativas, convectivas, radiativas e por água de reposição, respectivamente. A redução das perdas evaporativas e por água de reposição ocorrem como esperado, uma vez que a cobertura não permite a evaporação de água. Entretanto, conforme discutido na seção 3.3.3, a redução das perdas convectivas e radiativas não representam as reduções reais dessas grandezas. Contudo, a

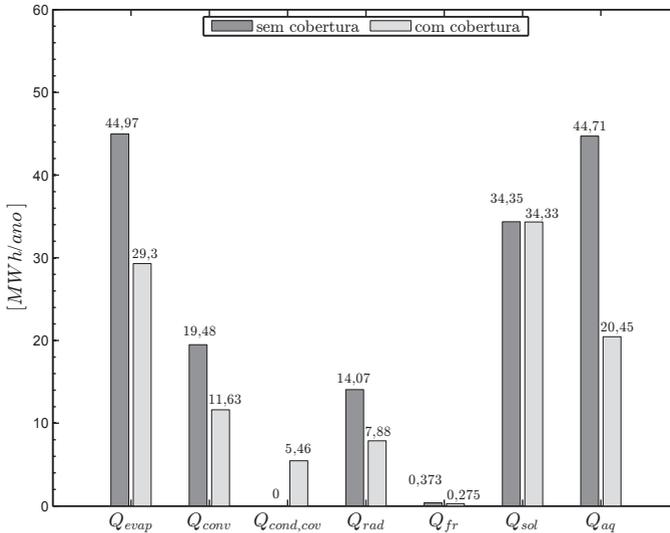


Figura 5.1: Perdas e ganhos térmicos de cada modalidade de transferência de calor.

utilização da cobertura proporciona uma redução de 26% no total das perdas convectivas e radiativas².

Por outro lado, observa-se que a demanda de aquecimento da piscina (Q_{aq}), no caso da piscina sem cobertura, é de 44,71 MWh/ano, enquanto que no caso da piscina com cobertura é de 20,75 MWh/ano. Isso representa uma redução de 54,3%, sendo esse valor superior à redução de 31% nas perdas térmicas. Isto ocorre porque o ganho térmico devido à radiação solar não sofre variação, dessa forma o sistema de aquecimento deve fornecer uma menor quantidade de energia para suprir as perdas da piscina.

A Figura 5.2, por sua vez, ilustra a contribuição de cada modalidade de transferência de calor no balanço térmico da piscina. Observa-se que no caso da piscina coberta, a radiação solar apresenta a maior contribuição dos ganhos térmicos, enquanto que no caso da piscina descoberta a maior contribuição é do sistema de aquecimento. Esse fato evidencia o motivo pelo qual a redução na demanda de aquecimento é superior à redução das perdas térmicas. Conforme discutido na seção 3.3.3, embora utilização da cobertura reduza as perdas térmicas

²redução da soma das perdas convectivas, radiativas e por condução, no caso da piscina com cobertura, em relação e soma das perdas convectivas e radiativas, no caso da piscina sem cobertura

cas, a contribuição de cada modalidade de transferência de calor nas perdas térmicas não sofre variações consideráveis.

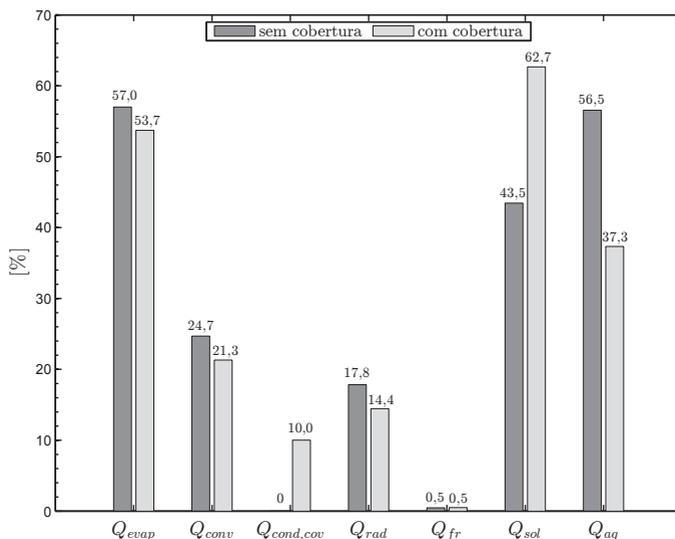


Figura 5.2: Contribuição de cada modalidade de transferência de calor nas perdas e ganhos térmicos.

A frequência de operação do sistema de aquecimento da configuração ASHP, para a piscina sem e com cobertura, é apresentado na Figura 5.3, para uma capacidade nominal de aquecimento onde $FR = 1,0$. Observa-se que para o caso da piscina sem cobertura a operação do sistema concentra-se no início e final do dia (das 0 às 10h e das 21 às 24h). Entretanto, no caso da piscina com cobertura, a operação concentra-se no fim da manhã e durante a noite (das 8 às 13h e das 19 às 23h). Portanto, quando utiliza-se a cobertura há um maior aproveitamento dos coletores solares para aquecer a piscina diretamente e da bomba de calor quando esta opera com os coletores absorvendo calor por convecção e radiação solar, simultaneamente. Conforme as configurações SA-WSHP e SA-DSHP, apresentadas na seção 4.6.3.

Naturalmente, a capacidade nominal de aquecimento altera a frequência de operação. Com uma menor capacidade é necessário que o sistema opere por um período de tempo mais longo para atingir a temperatura desejada, enquanto que uma maior capacidade reduz esse período de tempo. Dessa forma, uma menor capacidade de aquecimento tende a reduzir os picos e homogeneizar a frequência de ope-

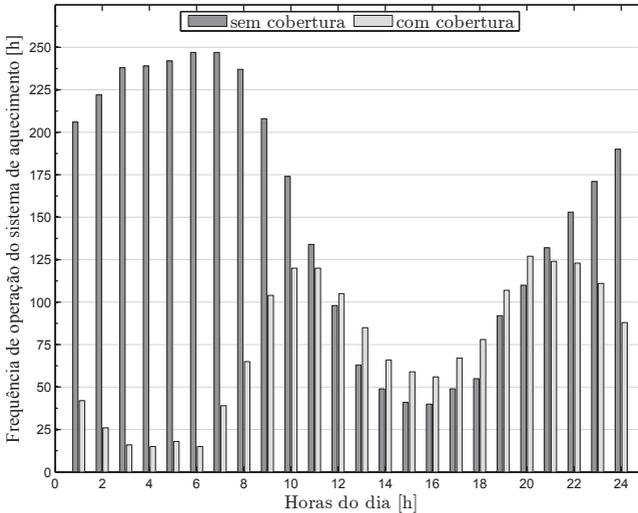


Figura 5.3: Distribuição de frequência de operação do sistema de aquecimento, para $FR = 1,0$.

ração, principalmente no caso da piscina com cobertura. Observa-se esse efeito nas Figuras 5.4 e 5.5, as quais ilustram a distribuição de frequência do sistema de aquecimento da configuração ASHP, para as capacidades onde $FR = 0,4$ e $FR = 1,4$, respectivamente. Contudo, percebe-se que a redução da capacidade de aquecimento da bomba de calor aumenta a frequência de operação do sistema de aquecimento nos períodos em que se dispõe de radiação solar, aumentando assim o aproveitamento dos coletores. Ao aumentar a capacidade de aquecimento da bomba de calor observa-se o efeito contrário, de modo que, o aproveitamento dos coletores é reduzido.

Embora o balanço de energia da piscina para as outras configurações apresente desvios em relação aos valores apresentado nesta, considera-se esses resultados válidos para todas as configurações, uma vez que, as variações entre os resultados são inferiores a 1%.

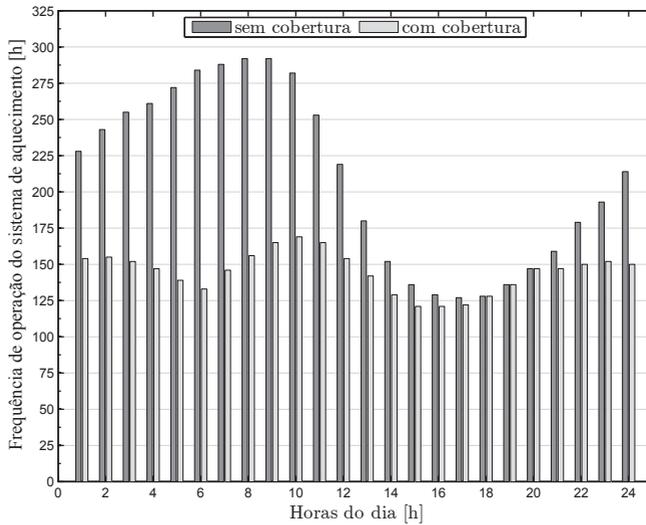


Figura 5.4: Distribuição de frequência de operação do sistema de aquecimento, para $FR = 0,4$.

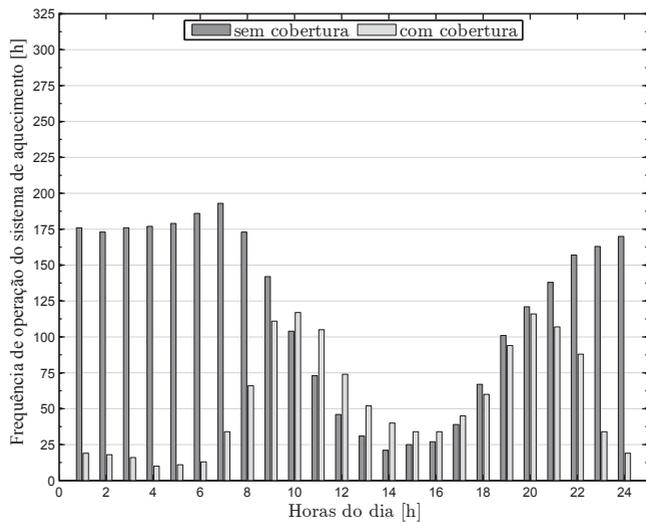


Figura 5.5: Distribuição de frequência de operação do sistema de aquecimento, para $FR = 1,4$.

5.2.2 Segunda análise: inclinação dos coletores

A influência da inclinação dos coletores no desempenho das três configurações que consideram aquecimento solar (SA-ASHP, SA-WSHP, SA-DSHP) é analisada para o caso da piscina sem cobertura. Dessa forma, pode-se determinar o ângulo de inclinação dos coletores que proporciona o melhor desempenho de cada configuração.

Os resultados dessa análise são apresentados na Tabela 5.2, nota-se que em todas as configurações, as frações solares não variam significativamente entre os ângulos de inclinação considerados. Esses resultados são ilustrados graficamente na Figura 5.6. O valor máximo próximo a 30° ocorre porque a maior disponibilidade de radiação solar no plano dos coletores proporciona um maior fração de *by-pass*. Por conseguinte, aumenta a utilização dessa modalidade de aquecimento e diminui a utilização da bomba de calor ou do aquecedor auxiliar. Além disso, na configuração SA-ASHP esse valor de inclinação proporciona uma maior eficiência média dos coletores. Por outro lado, nas configurações SA-WSHP e SA-DSHP, a inclinação de 30° proporciona uma menor eficiência média dos coletores e do campo. Isso porque, nas últimas duas configurações, a maior absorção de radiação solar aumenta a temperatura da água, diminuindo a absorção de energia por convecção. Desse modo a energia total absorvida pelos coletores é menor com essa inclinação, causando uma diminuição nas eficiências.

Tabela 5.2: Resultados da segunda análise, para o caso da piscina sem cobertura.

β [°]	\mathcal{F} [%]	$\bar{\eta}_c$ [%]	$\bar{\eta}_{campo}$ [%]	$F_{d,bypass}$ [%]	Q_d [MWh/ano]
SA-ASHP					
0	75,0	44,1	6,4	12,5	44,71
30	75,3	45,1	6,5	13,5	44,72
60	74,8	44,6	6,6	11,8	44,64
SA-WSHP					
0	66,1	101,0	39,2	4,7	44,72
30	66,5	98,1	36,9	6,7	44,74
60	66,3	104,3	42,9	6,0	44,74
SA-DSHP					
0	75,5	101,9	38,2	4,8	44,80
30	75,8	98,7	36,2	6,6	44,86
60	75,5	105,6	42,0	5,9	44,83

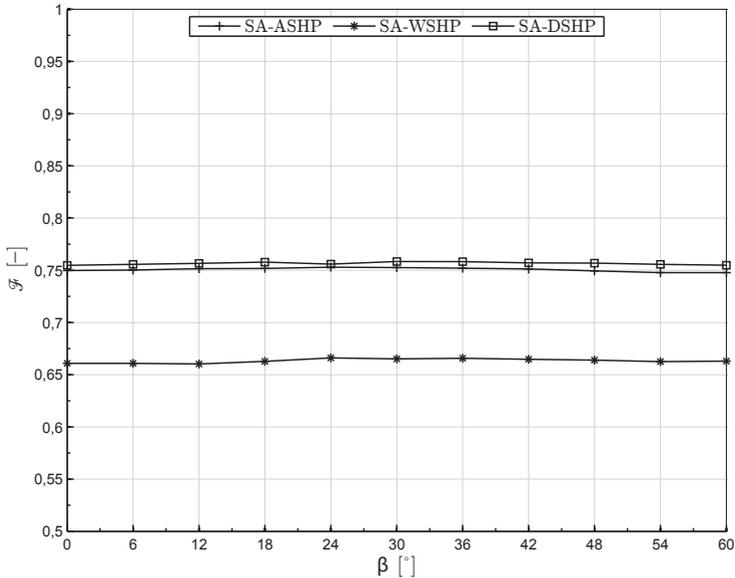


Figura 5.6: Variação da fração solar em função da inclinação dos coletores solares, para o caso da piscina sem cobertura.

Ao comparar os resultados de cada configuração, nota-se diferenças consideráveis entre as eficiências médias e a fração de *by-pass*. As últimas duas configurações apresentam eficiências médias dos coletores e do campo de coletores próximas a 100% e 40%, respectivamente. Por outro lado, a primeira configuração apresenta uma eficiência média dos coletores e do campo de coletores próxima a 45% e 6%, respectivamente. Portanto, a utilização dos coletores em série com a bomba de calor proporciona uma operação mais eficiente dos coletores e um maior aproveitamento do campo. A maior eficiência média dos coletores, deve-se a estes operarem com uma temperatura menor, utilizando a água fria fornecida pela bomba de calor. Enquanto que a maior eficiência média do campo, das últimas duas configurações, é justificada pelo fato dos coletores absorverem calor por convecção, além de radiação solar. A baixa utilização do campo de coletores (baixo $\bar{\eta}_{campo}$) na configuração SA-ASHP, deve-se, principalmente, à baixa necessidade de aquecimento da piscina nos períodos em que há disponibilidade de radiação solar, ou seja, quando há radiação solar a piscina não precisa ser aquecida (Fig. 5.3).

A configuração SA-ASHP apresenta uma fração de *by-pass* próxima a 13%, enquanto que as configurações SA-WSHP e SA-DSHP

apresentam uma fração de *by-pass* próxima a 6%. A redução, deve-se à circulação de água fria nos coletores, essa condição retarda o aquecimento dos coletores atrasando o acionamento do sistema de *by-pass*. Por decorrência desse fenômeno, muitas vezes a piscina já se encontra aquecida quando os coletores atingem a temperatura de *by-pass*, por conseguinte, a utilização dessa modalidade de aquecimento é reduzida nas últimas duas configurações.

Na última coluna da Tabela 5.2 apresenta-se a demanda de aquecimento da piscina. Observa-se que os valores são próximos daqueles apresentados na Figura 5.1, sendo que a variação máxima entre os valores é inferior a 0,5%.

Embora os resultados mostrem a presença de um valor ótimo para fração solar, a variação entre os valores é muito pequena para considerar o desempenho do sistema como um fator preponderante na determinação da inclinação dos coletores. É digno de nota que em base mensal a fração solar também não apresenta variações significativas com a inclinação dos coletores. Dessa forma, recomenda-se a utilização de uma inclinação que facilite a instalação e a operação dos coletores solares. Todavia, neste estudo adota-se uma inclinação igual a latitude da localidade, ou seja, $\beta = 27,6^\circ$.

Os resultados da análise do ângulo de inclinação dos coletores, para o caso da piscina coberta, encontram-se no Apêndice B. Contudo, os resultados indicam os mesmos efeitos apresentados nesta seção. Em relação ao efeitos da utilização da cobertura, destaca-se o aumento aproximado de 5% na fração solar em todas as configurações, e a diminuição de 10% e 20% nas eficiências médias dos coletores e do campo, respectivamente, nas configurações SA-WSHP e SA-DSHP. O aumento da fração solar, deve-se à elevação da fração de *by-pass*, aproximadamente 7% na configuração SA-ASHP e de 5% nas demais configurações. Isso porque ocorrem uma alteração na distribuição de frequência de operação do sistema de aquecimento (Fig. 5.3), que desloca a demanda de aquecimento a períodos em que há maior disponibilidade de radiação.

5.2.3 Terceira análise: vazão mássica dos coletores

A seguir, apresenta-se a análise de sensibilidade do desempenho das configurações com respeito à vazão mássica de água nos coletores, para o caso da piscina sem cobertura. Nas duas últimas configurações, devido as restrições do modelo da bomba de calor, a menor vazão mássica considerada é 0,6 kg/s, conforme discutido na seção 4.2.

A Tabela 5.3 e a Figura 5.7 apresentam os resultados dessa análise, observa-se em todas as configurações, que a variação da vazão mássica exerce pouca influência nos valores numéricos da fração solar. Nota-se que nas configurações SA-WSHP e SA-DSHP o aumento da vazão mássica causa uma leve diminuição assintótica na fração solar. Isto porque o aumento da vazão produz uma diminuição na temperatura de saída do coletor solar, resultando em dois efeitos: retardo na utilização do *by-pass* e diminuição do coeficiente de desempenho médio da bomba de calor. Esses efeitos são confirmados ao analisar os valores da fração de *by-pass* e do *COP*, apresentados na Tabela 5.3. Por outro lado, na configuração SA-ASHP, observa-se que um menor valor de vazão mássica proporciona uma baixa eficiência média dos coletores, resultando em uma leve diminuição na fração solar e na fração de *by-pass*.

Tabela 5.3: Resultados da terceira análise, para o caso da piscina sem cobertura.

\dot{m}_{col} [kg/s]	\mathcal{F} [%]	$\bar{\eta}_c$ [%]	\overline{COP} [-]	$F_{d,bypass}$ [%]	Q_d [MWh/ano]
SA-ASHP					
0,1	74,7	18,8	4,94	8,9	44,35
1,1	75,2	45,6	4,94	9,1	44,74
2,1	75,1	48,7	4,94	9,1	44,70
SA-WSHP					
0,6	68,7	89,7	5,95	7,3	44,79
1,1	66,7	95,8	5,85	6,6	44,76
2,1	66,6	93,4	5,85	6,0	44,75
SA-DSHP					
0,6	76,4	90,5	5,71	7,0	44,84
1,1	75,7	96,7	5,60	6,5	44,85
2,1	75,6	95,5	5,61	5,4	44,86

Considerando os resultados apresentados, para a configuração SA-ASHP, adota-se a vazão mássica calculada pela equação 4.1. Enquanto que para as outras configurações adota-se a mínima vazão admissível pelo modelo da bomba de calor água-água (Tab 4.2). A adoção de um valor constante, independente da área de coletores, aumenta a influência da área de coletores no desempenho do sistema. Pois, o incremento de área proporciona um aumento na temperatura de saída dos coletores, melhorando o desempenho dessas configurações.

Os resultados dessa análise, para o caso da piscina com cobertura, encontram-se no Apêndice B. Contudo, os resultados indicam efeitos

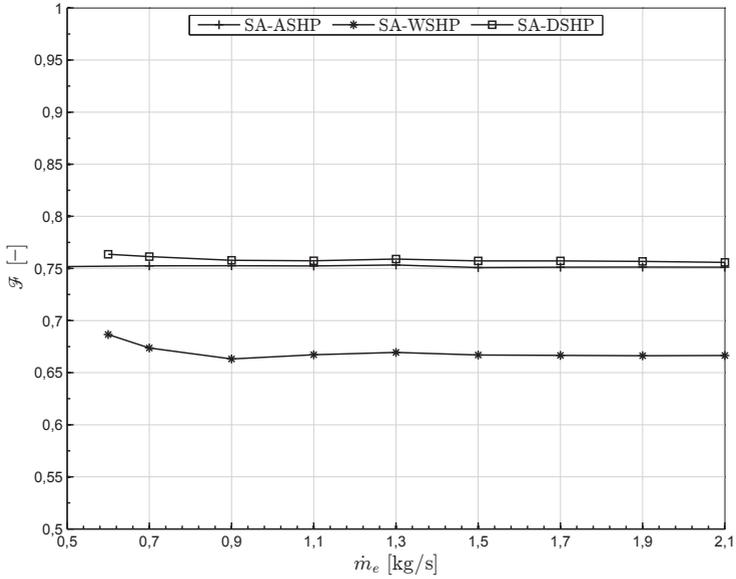


Figura 5.7: Variação da fração solar em função da vazão mássica nos coletores solares, para o caso da piscina sem cobertura.

idênticos aos apresentados nessa seção, para o caso da piscina sem cobertura.

5.2.4 Quarta análise: eficiência do coletor solar

A seguir, apresenta-se a análise de sensibilidade do desempenho das configurações com respeito a eficiência do coletor, para o caso da piscina sem cobertura.

A eficiência é alterada modificando o valor do coeficiente de perdas térmicas do coletor, o parâmetro $F_R U_L$ da equação 3.2 (ou o parâmetro a_1 da equação 3.3). São compreendidos valores de $F_R U_L$ no intervalo 12 a 32 W/(m² K). Dessa forma, considera-se coletores com perdas térmicas 62% inferiores e 66% superiores ao coletor adotado neste estudo ($F_R U_L = 19,2888$ W/(m² K)). Embora sejam considerados coletores com menor perda térmica, o valor do limite inferior adotado nessa análise não se compara ao coeficiente de perda de um coletor solar plano metálico com cobertura de vidro ($F_R U_L$ próximo a 6 W/(m² K) (PASSOS, 2011)). Isto porque o sistema de controle das configurações SA-WSHP e SA-DSHP apresentam instabilidade com valores inferiores a 12 W/(m² K). Deve-se isso ao mal condicionamento dos parâmetros de controle para essa condição de operação, nesse caso, o mal condicionamento da temperatura de religamento da bomba de calor ($T_{hp,min,on}$), calculada pela equação 4.5.

Tabela 5.4: Resultados da quarta análise, para o caso da piscina sem cobertura..

$F_R U_L$ [$\frac{W}{m^2 K}$]	\mathcal{F} [%]	$\bar{\eta}_c$ [%]	$\bar{\eta}_{campo}$ [%]	\overline{COP} [-]	F_{aux} [%]	F_{hp} [%]	$F_{d,bypass}$ [%]	Q_d [$\frac{MWh}{ano}$]
SA-ASHP								
12	75,5	51,1	8,0	4,9	9,5	15,0	16,6	44,75
20	75,2	44,7	6,4	4,9	9,0	15,7	13,3	44,73
32	74,5	38,8	4,4	4,9	8,8	16,6	9,1	44,67
SA-WSHP								
12	54,9	90,0	27,6	5,6	35,2	9,9	9,5	44,75
20	69,0	89,2	34,7	6,0	18,5	12,4	7,2	44,77
32	78,2	89,8	39,4	6,2	7,7	14,1	4,5	44,92
SA-DSHP								
12	74,6	90,5	26,5	5,3	10,1	15,4	9,0	44,87
20	76,6	90,2	34,0	5,7	8,7	14,7	6,9	44,84
32	78,6	89,8	39,4	6,2	7,1	14,3	4,5	44,90

Os resultados dessa análise são apresentados na Tabela 5.4 e na Figura 5.8, observa-se que a fração solar da configuração SA-ASHP apresenta uma leve diminuição com o incremento de $F_R U_L$. Esse comportamento é esperado, visto que o aumento de $F_R U_L$ diminui a efici-

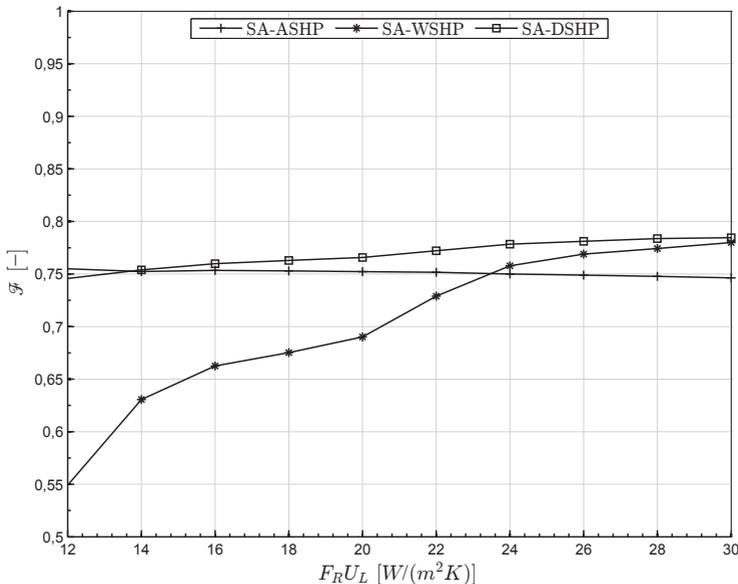


Figura 5.8: Variação da fração solar em função do coeficiente de perdas do coletor solar, para o caso da piscina sem cobertura.

ência dos coletores, e por conseguinte diminui a absorção líquida de energia solar, ou seja, diminui a fração de *by-pass*. Para compensar esse efeito a bomba de calor é utilizada para suprir a demanda de aquecimento, como indica o aumento da fração de consumo da bomba de calor (F_{HP}). Surpreendentemente, esse efeito também proporciona uma leve redução na fração de consumo do aquecedor auxiliar, entretanto essa redução não compensa o aumento no consumo da bomba de calor, resultando uma redução da fração solar.

Nas configurações SA-WSHP e SA-DSHP, observa-se que a fração solar aumenta com o incremento de $F_R U_L$, principalmente na configuração SA-WSHP. Isto porque um maior coeficiente de perda térmica proporciona uma maior absorção de calor por convecção pelos coletores, como indica a eficiência média do campo de coletores. Dessa forma, reduz-se o número de ocorrências em que a bomba de calor é desligada pelo controlador que previne o congelamento, consequentemente a fração de consumo do aquecedor auxiliar é reduzida. Além disso, a maior absorção de energia eleva a temperatura da água na saída dos coletores, melhorando o desempenho do equipamento (COP). Por outro lado, o aumento do valor numérico do $F_R U_L$ diminui a fração de *by-pass*, de modo que essa demanda passa a ser suprida pela bomba de

calor. Entretanto, o aumento de 4% na energia entregue pela bomba de calor proporciona um aumento aproximado de 0,7% na energia consumida pela mesma (F_{HP}). Portanto, o fator preponderante no aumento da fração solar é a redução do consumo do aquecedor auxiliar. Nota-se também que nessas duas configurações a eficiência média dos coletores é praticamente invariável com o aumento de $F_R U_L$, pois a diminuição da absorção líquida de energia solar é compensada pelo aumento da absorção de calor por convecção.

Na configuração SA-DSHP, observa-se um menor efeito na fração solar, ao variar o $F_R U_L$. Isso porque a bomba de calor *dual-source* opera com o evaporador a ar, e não com o aquecedor auxiliar, nos períodos em que não há disponibilidade suficiente de energia no evaporador a água. Contudo, deve-se o aumento da fração solar à melhora do desempenho da bomba de calor *dual-source* ao operá-la com o evaporador a água, visto que a maior absorção de energia, eleva a temperatura da água na saída dos coletores.

Embora o aumento do $F_R U_L$ proporcione um melhor desempenho das configurações SA-WSHP e SA-DSHP, deve-se considerar que, a partir de um determinado valor, tanto a redução quanto o aumento do $F_R U_L$ eleva o custo do coletor solar. Portanto, recomenda-se utilizar o coletor mais barato.

Os resultados dessa análise, para o caso da piscina coberta, se encontram no Apêndice B. Contudo, os efeitos são idênticos aos apresentados nesta seção. Naturalmente, as frações solares para o caso da piscina coberta, são superiores ao caso de uma piscina sem cobertura, conforme salientado anteriormente.

5.2.5 Quinta análise: Capacidade da bomba de calor

Nessa seção, apresenta-se a influência da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor no desempenho das configurações, para o caso da piscina sem cobertura. Como discutido no Capítulo 4, considera-se seis capacidades nominais (Tab. 4.1), as quais são representadas por um valor do parâmetro FR .

A Figura 5.9 mostra a variação da fração solar em termos do FR . Observa-se que nas configurações ASHP, SA-ASHP e SA-DSHP, a fração solar aumenta assintoticamente com o aumento da capacidade nominal da bomba de calor. Por outro lado, na configuração SA-WSHP, nota-se que existe uma capacidade de aquecimento ótima. Isso porque quanto maior a capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, maior a taxa de calor que o campo de coletores deve

fornecer ao evaporador. Por conseguinte, o aumento da capacidade de aquecimento sem o aumento da área de coletores, aumenta o número de ocorrências em que a bomba de calor é desligada pelo controlador que previne o congelamento, conseqüentemente, o aquecedor auxiliar é mais utilizado, reduzindo a fração solar. Nesse contexto, conclui-se que para cada valor de área de coletores tem-se uma capacidade nominal de aquecimento que proporciona um desempenho ótimo do sistema de aquecimento.

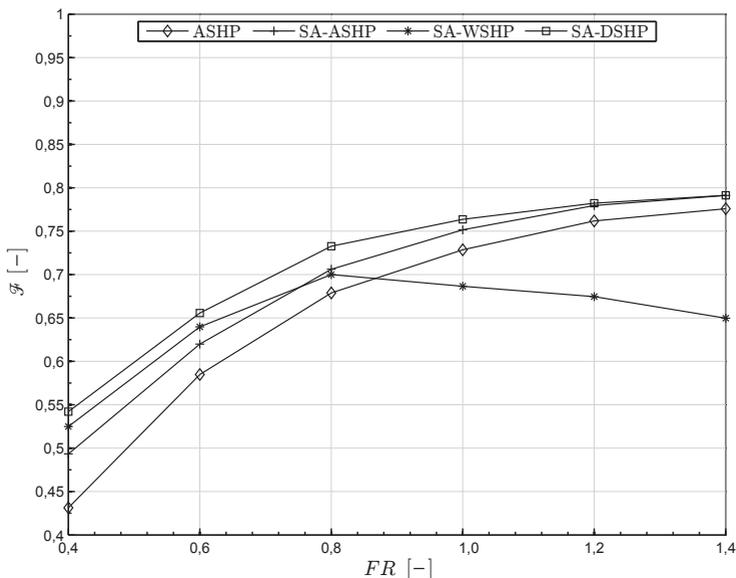


Figura 5.9: Variação da fração solar em função da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o caso da piscina sem cobertura.

A Tabela 5.5 mostra os resultados dessa análise em termos de outros indicadores de desempenho. Nota-se que para um $FR = 0,4$ a fração de consumo do aquecedor auxiliar é próxima a $F_{aux} = 40\%$, isso indica que a bomba de calor não supre a demanda de aquecimento da piscina, sendo necessário utilizar o aquecedor complementar. Por outro lado, o aumento da capacidade nominal da bomba de calor reduz a utilização do aquecedor auxiliar, nas configurações ASHP, SA-ASHP e SA-DSHP. No entanto, na configuração SA-WSHP existe um ponto de mínimo para a fração de consumo do aquecedor auxiliar, resultando um valor máximo na fração solar.

Na configuração ASHP, com $FR = 1,4$, a bomba de calor supre

Tabela 5.5: Resultados da quinta análise, para o caso da piscina sem cobertura.

	FR	\mathcal{F}	\overline{COP}	F_{aux}	F_{hp}	$F_{d,bypass}$	$F_{d,wsHP}$	$F_{d,asHP}$	Q_d
	[-]	[%]	[-]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	$[\frac{MWh}{ano}]$
ASHP									
	0,4	43,1	5	46,2	10,6	-	-	53,2	42,89
	0,6	58,5	5	27,1	14,4	-	-	72,7	43,38
	0,8	67,9	5,1	15,7	16,4	-	-	84,2	44,23
	1	72,9	5	8,8	18,3	-	-	91,1	44,71
	1,2	76,2	4,9	4,2	19,6	-	-	95,9	45,15
	1,4	77,6	4,8	2,2	20,2	-	-	97,9	45,37
SA-ASHP									
	0,4	49,3	4,9	43,4	7,3	19,6	-	35,7	43,93
	0,6	62	5	27,4	10,6	19,4	-	52,5	44,09
	0,8	70,6	5	16	13,4	17,1	-	66,6	44,4
	1	75,2	4,9	9,1	15,7	13,4	-	77,6	44,73
	1,2	78	4,9	4,3	17,7	9,9	-	86,3	45,13
	1,4	79,1	4,8	2,1	18,8	7,8	-	90,9	45,34
SA-WSHP									
	0,4	52,5	6,7	41,6	5,9	17,8	39,6	-	43,8
	0,6	64	6,4	27,1	8,9	15,3	56,9	-	44,08
	0,8	70	6,2	18,6	11,4	11,1	70,2	-	44,55
	1	68,7	5,9	18,9	12,4	7,3	74,0	-	44,79
	1,2	67,5	5,7	19	13,5	4,6	76,9	-	45,06
	1,4	65	5,5	21	14	2,4	77,2	-	45,18
SA-DSHP									
	0,4	54,2	6,6	39,5	6,3	17,8	40,1	1,5	43,86
	0,6	65,6	6,3	25,1	9,4	15,1	56,9	2,2	44,12
	0,8	73,3	6,1	14,5	12,2	11,5	70,2	3,7	44,55
	1	76,4	5,7	8,9	14,8	7	72,5	11,8	44,84
	1,2	78,2	5,4	4,8	17	3,7	75,4	16,7	45,16
	1,4	79,1	5,3	2,5	18,3	1,9	75,0	21,3	45,3

97,9% da demanda de aquecimento da piscina. Destaca-se que a fração de consumo da bomba de calor nessa condição é de 20,2%, ou seja, a bomba de calor consome aproximadamente 9,17MWh/ano. Além disso, nota-se que o aumento da capacidade nominal da bomba de calor reduz o coeficiente de desempenho médio do equipamento.

Para a configuração SA-ASHP, naturalmente observa-se um comportamento similar à configuração ASHP. Entretanto, a utilização do sistema de aquecimento solar proporciona um melhor desempenho. Nota-se que o benefício devido ao sistema solar é maior com uma menor capacidade nominal da bomba de calor, por exemplo, com

$FR = 0,4$ aumenta-se a fração solar em 6,2%, no entanto com $FR = 1,4$ o aumento da fração solar é 1,5%. Isso porque com uma maior capacidade de aquecimento, a bomba de calor atende a maior parte da demanda de aquecimento nos períodos em que não há radiação solar, conseqüentemente a utilização do *by-pass* é reduzida.

Observa-se que a configuração SA-WSHP apresenta um desempenho superior ao apresentado pelas configurações ASHP e SA-ASHP, com baixas capacidades nominais de aquecimento ($FR = 0,4$ e $FR = 0,6$). Para um $FR = 0,4$, o coeficiente de desempenho médio da configuração SA-WSHP é de 6,9, enquanto que o coeficiente de desempenho médio das configurações ASHP e SA-ASHP é aproximadamente 5. Isso porque com uma baixa capacidades nominal de aquecimento, a bomba de calor opera com uma maior frequência nos períodos em que há disponibilidade de radiação (Fig. 5.4). Dessa forma, o campo de coletores fornece água a uma temperatura mais alta para o evaporador da bomba de calor (Fig. 4.6), conseqüentemente esse equipamento apresenta um maior desempenho.

Naturalmente, o desempenho da configuração SA-DSHP é uma combinação dos desempenhos das configurações SA-ASHP e SA-WSHP. Dessa forma, a principal desvantagem da utilização dos coletores em série com o evaporador a água é compensada pela bomba de calor *dual-source*, ou seja, caso os coletores solares não possam suprir a demanda energética da bomba de calor, não se utiliza o aquecedor auxiliar, mas sim a bomba de calor *dual-source* operando com o evaporador a ar. Por conseguinte, o aumento da capacidade nominal de aquecimento proporciona um aumento assintótico na fração solar, conforme ilustra a Figura 5.9.

Conforme salientado anteriormente, para a configuração SA-WSHP existe uma capacidade nominal de aquecimento ótima para cada valor de área. A Figura 5.10 apresenta os valores ótimos da capacidade, para alguns valores de áreas de coletores. Como esperado, quanto maior o campo de coletores, maior a capacidade nominal de aquecimento ótima.

Os resultados desta análise, para o caso da piscina coberta, encontram-se no Apêndice B. Contudo, os resultados indicam efeitos similares aos apresentados nesta seção. Destaca-se que nesse caso a fração solar é menos sensível ao aumento da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, por exemplo, para a configuração SA-DSHP, a fração solar aumenta assintoticamente de 72,1% até 82,4%, enquanto que no caso da piscina sem cobertura o aumento é de 54,2% até 79,1%. Isso ocorre porque nos períodos em que as perdas térmicas (instan-

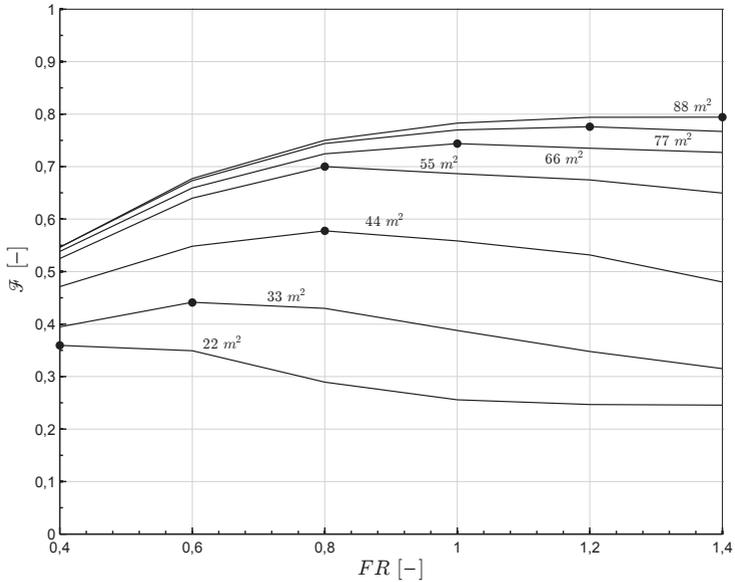


Figura 5.10: Capacidades nominais ótimas da configuração SA-WSHP, para alguns valores de áreas de coletores, para o caso da piscina sem cobertura.

tâneas) são maiores a piscina encontra-se coberta, reduzindo assim a necessidade de uma bomba de calor com grande capacidade de aquecimento.

5.2.6 Sexta análise: Área de coletores

A seguir, apresenta-se a influência da área de coletores no desempenho das configurações, para o caso da piscina sem cobertura. A Figura 5.11 ilustra os resultados dessa análise em termos da fração solar. O desempenho da configuração ASHP não varia com a área de coletores, entretanto, os seus resultados são apresentados para estabelecer uma base de comparação. Observa-se que nas três configurações assistidas por energia solar a fração solar aumenta assintoticamente com o incremento de área. Sendo que essas configurações apresentam uma fração solar levemente superior à apresentada pela configuração ASHP, lembrando que a fração solar considera tanto a parcela da energia que é absorvida pelos coletores, quanto a energia absorvida do ambiente pela bomba de calor.

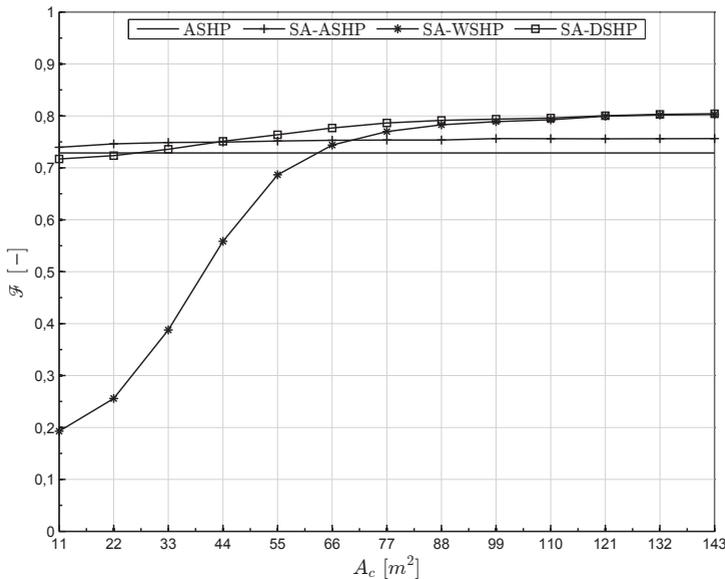


Figura 5.11: Variação da fração solar em função da área de coletores solares, para o caso da piscina sem cobertura e $FR = 1,0$.

Como esperado, para uma área nula as frações solares das configurações SA-ASHP e SA-DSHP tendem à fração da configuração ASHP (73%), enquanto que a fração solar da configuração SA-WSHP tende a zero. Por outro lado, com uma área de $143m^2$ a fração solar das configurações SA-WSHP e SA-DSHP tende a 80%, enquanto que a

fração solar da configuração SA-ASHP tende a 75,6%. Isso acontece porque na configuração SA-WSHP, o campo de coletores é a única fonte térmica da bomba de calor. Destaca-se que são necessários 66 m^2 de coletores para que o desempenho dessa configuração se assemelhe ao desempenho da configuração ASHP. É digno de nota, que com uma área de 11 m^2 , a fração solar da configuração SA-DSHP é levemente inferior à fração solar da configuração ASHP. Isso ocorre devido ao atraso do aquecimento dos coletores pela radiação solar, devido a circulação de água gelada no evaporador.

Observa-se que a utilização das bombas de calor assistidas por energia solar proporcionou um aumento de desempenho muito pequeno, em relação ao desempenho da configuração ASHP. Na configuração SA-ASHP observa-se um aumento no valor da fração solar de 1,7%, em relação a fração solar da configuração ASHP. Por outro lado, para as configurações SA-WSHP e SA-DSHP, observa-se um aumento no valor da fração solar de 9%, em relação a fração solar da configuração ASHP. Isso porque, conforme indicado anteriormente, os períodos de operação do sistema não coincidem com os períodos de disponibilidade de radiação. Dessa forma, um maior campo de coletores não aumenta a absorção de energia, pois o sistema não opera nos períodos de disponibilidade de radiação.

Conforme enunciado na seção 5.2.1, ao reduzir a capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, altera-se a frequência de operação dos sistemas, de modo que estes podem absorver uma maior quantidade de radiação solar, e conseqüentemente, aumenta o desempenho em relação a configuração ASHP. Observa-se esse fenômeno na Figura 5.12, a qual ilustra a variação da fração solar, em termos da área de coletores, para uma capacidade nominal de aquecimento respectiva a $FR = 0,4$. Nesse caso, observa-se que o incremento de área, proporciona um aumento de 6% na fração solar da configuração SA-ASHP em relação a fração solar da configuração ASHP. Enquanto que nas configurações SA-WSHP e SA-DSHP, o aumento a fração solar é de 12%, em relação a fração solar da configuração ASHP.

Os resultados dessa análise para o caso da piscina com cobertura encontram-se no Apêndice B. Contudo, os resultados indicam efeitos similares aos apresentados nessa seção. Naturalmente, devido a possibilidade em absorver radiação solar, os sistemas assistidos por energia solar apresentam um maior desempenho, em relação a configuração ASHP.

Devido a grande quantidade de dados gerados, opta-se em apresentar o desempenho de cada configuração a partir de polinômios

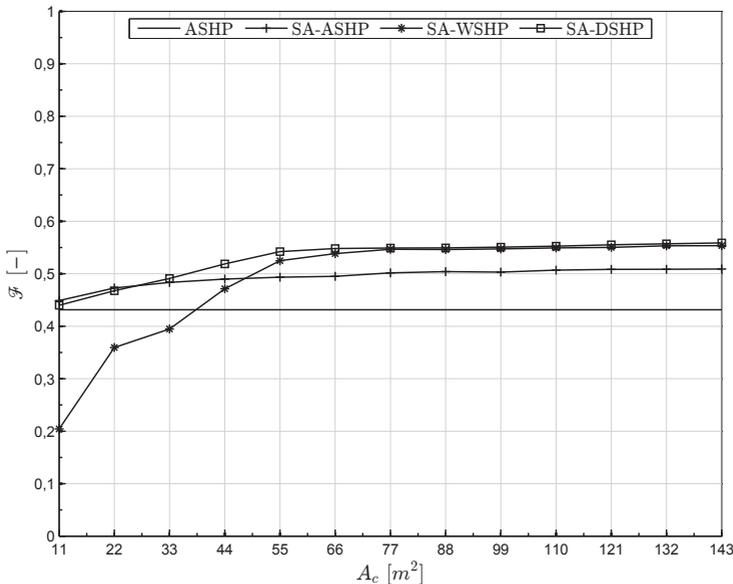


Figura 5.12: Variação da fração solar em função da área de coletores solares, para o caso da piscina sem cobertura e $FR = 0,4$.

obtidos através de ajustes. Nesse contexto, determinou-se polinômios das frações de consumo da bomba de calor (F_{HP}) e da fração de consumo do aquecedor auxiliar (F_{aux}), em função da área de coletores (A_c) e da fração da capacidade nominal de aquecimento (FR). Esses indicadores foram escolhidos, por permitirem tanto o cálculo da fração solar (eq. 5.4), quanto o cálculo da energia consumida por cada sistema (bomba de calor ou aquecedor auxiliar). A validade dos polinômios limita-se aos intervalos escolhidos para a geração dos dados originais, sendo estes: $A_c = [11 \text{ a } 143 m^2]$ e $FR = [0,4 \text{ a } 1,41]$. A qualidade dos ajustes é avaliada em termos do coeficiente de correlação (R^2) e do erro médio quadrático $RMSE$. A Figura 5.13 ilustra uma das superfícies ajustadas.

Todos os ajustes foram realizados em termos do seguinte polinô-

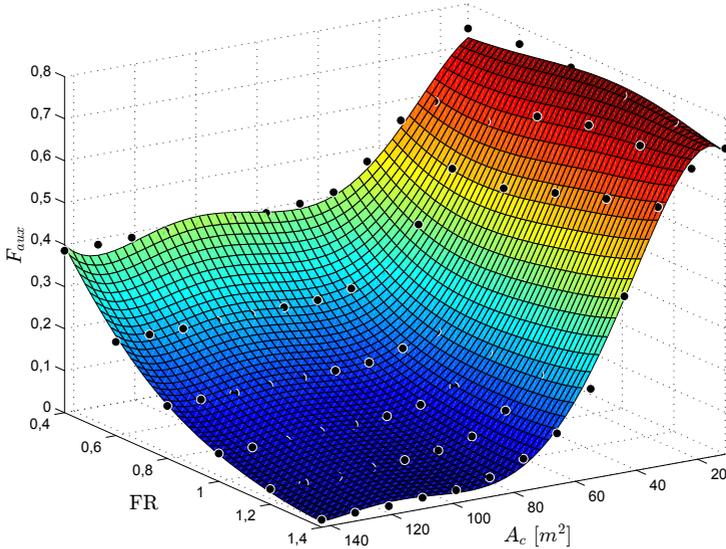


Figura 5.13: Curva ajustada para a fração de consumo do aquecedor auxiliar, para a configuração SA-WSHP no caso da piscina sem cobertura.

mio,

$$\begin{aligned}
 F_{aux}(x,y) = F_{hp}(x,y) = & p_{0,0} + p_{1,0}x + p_{0,1}y + p_{2,0}x^2 + p_{1,1}xy + p_{0,2}y^2 \\
 & + p_{3,0}x^3 + p_{2,1}x^2y + p_{1,2}xy^2 + p_{0,3}y^3 + p_{4,0}x^4 \\
 & + p_{3,1}x^3y + p_{2,2}x^2y^2 + p_{1,3}xy^3 + p_{0,4}y^4 + p_{5,0}x^5 \\
 & + p_{4,1}x^4y + p_{3,2}x^3y^2 + p_{2,3}x^2y^3 + p_{1,4}xy^4 + p_{0,5}y^5
 \end{aligned}
 \tag{5.12}$$

onde x é a área de coletores (A_c) e y é a fração da capacidade nominal FR . Naturalmente, a configuração ASHP não depende da área de coletores, por conseguinte, os polinômios resultam em curvas, e não um superfície. Os coeficientes do polinômio da equação 5.12, de cada fração (F_{aux} e F_{hp}), de cada configuração e para os casos da piscina com e sem cobertura são apresentados nos Apêndice B. Destaca-se que essas frações foram calculadas a partir de um valor médio da demanda de aquecimento (\bar{Q}_d), sendo esse valor apresentado junto aos coeficientes. A partir dessa informação é possível estimar a energia consumida por cada fonte de aquecimento.

5.3 Análise econômica

A análise econômica é desenvolvida empregando o método P_1 e P_2 , mas realiza-se uma modificação para considerar os custos de cada fonte de aquecimento (bomba de calor e aquecedor auxiliar). Dessa forma, reescreve-se a equação 2.1 em termos da fração solar definida pela equação 5.4 e dos custos associados à compra dos equipamentos, obtendo a expressão na forma que segue,

$$LCS = \left((1 - F_{aux}) C_{F,aux} P_{1,1} - F_{hp} C_{F,ele} P_{1,2} \right) Q_d - P_2 \left((1 + C_{inst,A}) C_{AAc} + (1 + C_{inst,hp}) C_{hp} + C_E \right) \quad (5.13)$$

onde $C_{F,aux}$ é a tarifa do combustível utilizado pelo aquecedor auxiliar e $C_{F,ele}$ é a tarifa da energia elétrica. Os parâmetros $P_{1,1}$ e $P_{1,2}$ são o parâmetro P_1 (Eq. 2.2) considerando a inflação do combustível do aquecedor auxiliar ($i_{F,aux}$) e a inflação da energia elétrica ($i_{F,ele}$), respectivamente. Enquanto que $C_{inst,A}$ é a razão entre o custo de instalação e o custo do campo de coletores (C_{AAc}), $C_{inst,hp}$ é a razão entre o custo de instalação e o custo da bomba de calor (C_{hp}) e C_E é a soma do custo do aquecedor auxiliar (C_{aux}) e do custo da cobertura da piscina (C_{cov}).

Os custos dos equipamento, bem como os parâmetros e cenários econômicos adotados para realizar a análise econômica são descritos na seção a seguir.

5.3.1 Parâmetros econômicos

Para calcular o LCS foram necessários definir os seguintes parâmetros de análise:

- Tipo de empreendimento (C): Considera-se que o empreendimento não é comercial.
- Período de análise (N_e): Adota-se 20 anos para o período de análise, sendo que a vida útil dos equipamentos é superior a este valor (BEOPT, 2012), com exceção da cobertura.
- Financiamento (D): Não considera-se financiamento para a aquisição dos equipamentos.
- Custos de manutenção (M_s): Adota-se um custo de manutenção anual de 1% do investimento inicial para o caso da piscina sem cobertura, e 2% para o caso da piscina com cobertura. Isso

porque a vida útil da cobertura é de 2 a 4 anos, sendo necessária trocá-la depois desse período (ATCO PLÁSTICOS, 2013).

- Valor patrimonial (V): Não se considera imposto patrimonial.
- Valor de revenda (R_v): Adota-se um valor de revenda de 10% do investimento inicial, uma vez que a vida útil dos equipamentos é superior a 20 anos.
- Taxa de desconto (d): adota-se o valor da meta da taxa SELIC, 7,25% ao ano (BCB, 2013). Tal valor representam a taxa mínima de atratividade do investimento, que corresponde ao mínimo que o consumidor se propõe a ganhar ao investir seu capital.
- Tarifa da energia elétrica ($C_{F,ele}$): Segundo à tarifa residencial da CELESC homologada pela ANEEL, considerando o ICMS de 25% de Santa Catarina para uma faixa de consumo acima de 150 kWh, R\$ 0,3411 por kWh (ANEEL, 2013; CELESC, 2013).
- Aquecedor auxiliar: Considera-se um aquecedor auxiliar a gás natural.
- Tarifa do gás natural ($C_{F,aux}$): Segundo à tarifa da SCGAS para consumidor residencial, R\$ 2,6 por m³ (SCGAS, 2013).
- Poder calorífico inferior do gás: Calculado segundo a composição média apresentada pela SCGAS, 39000 kJ/m³ a 0°C e 1 atm (SCGAS, 2013).
- Eficiência do aquecedor a gás: Adota-se o valor de 80%, de acordo com especificações do equipamento (HIDRAUSHOP.COM, 2013).
- Custo do aquecedor (C_{aux}): Adota-se um custo de R\$ 2000,00 para um aquecedor a gás natural com capacidade de aquecimento de 34 kW (HIDRAUSHOP.COM, 2013).
- Custo da cobertura (C_{cov}): Adota-se um custo de R\$ 500,00 para a cobertura da piscina (SOLARFORTE.COM.BR, 2013).
- Custo do coletor solar (C_A): Assume-se um custo de R\$ 100,00 por placa coletora.
- Custo de instalação do campo de coletores $C_{inst,A}$: Assume-se um custo de instalação correspondente a 10% do custo do campo de coletores.

- Custo da bomba de calor ar-água: Adota-se um custo calculado pela equação linear $C_{hp} = 2871 \cdot FR + 3323$, em R\$, sendo essa expressão determinada a partir de custos praticados no mercado Brasileiro (QUALYTECPISCINAS.COM.BR, 2013; HIDRAUSHOP.COM, 2013; MACPOOL.COM.BR, 2013).
- Custo da bomba de calor água-água: Assume-se um custo idêntico ao custo da bomba de calor ar-água.
- Custo da bomba de calor *dual-source*: Assume-se que o custo desse equipamento é 20% superior ao custo da bomba de calor ar-água, deve-se esse aumento à utilização de dois evaporadores.
- Custo de instalação da bomba de calor ($C_{inst, hp}$): Adota-se um custo de instalação correspondente a 30% do custo do equipamento (GOODHEART, 2000).

Os parâmetros citados são utilizados no contexto de quatro cenários econômicos, os quais diferem entre si em termos da inflação das tarifas da energia elétrica e do gás natural. Os cenários considerados são definidos a seguir:

- Cenário 1 – Inflação de 5% para ambas tarifas.
- Cenário 2 – Inflação de 5% para a tarifa da energia elétrica e uma inflação nula para a tarifa do gás natural.
- Cenário 3 – Inflação de 5% para a tarifa do gás natural e uma inflação nula para a tarifa de energia elétrica.
- Cenário 4 – Inflação nula para ambas tarifas.

5.3.2 Resultados

Para determinar os valores ótimos da área de coletores e da capacidade de aquecimento da bomba de calor, calculou-se os valores do *LCS* em função dessas duas variáveis, para cada configuração e cenário econômico considerados. As Figuras 5.14, 5.15, 5.16, e 5.17 apresentam as curvas do *LCS* para as quatro configurações no caso da piscina sem cobertura, em função da área de coletores e do fator *FR*, no contexto do primeiro cenário. Observa-se que as alternativas são viáveis, obtendo todas um *LCS* positivo.

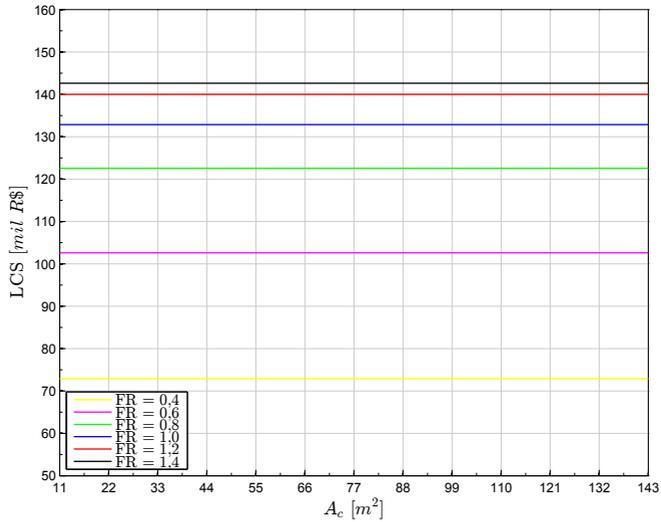


Figura 5.14: LCS da configuração ASHP para a piscina sem cobertura, em função da área de coletores e da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o primeiro cenário econômico

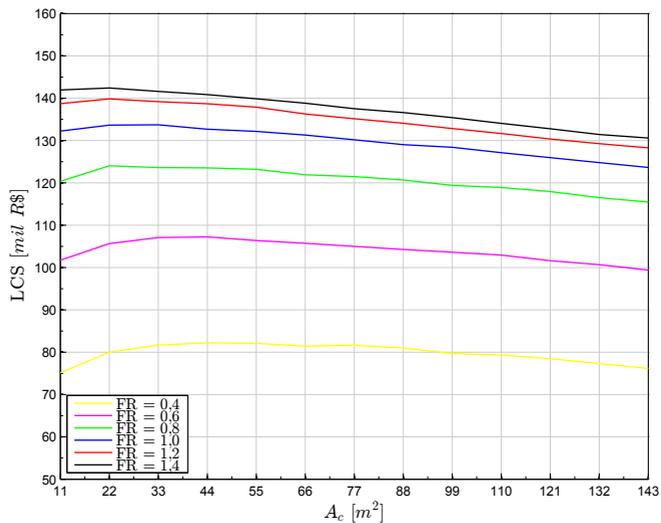


Figura 5.15: LCS da configuração SA-ASHP para a piscina sem cobertura, em função da área de coletores e da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o primeiro cenário econômico.

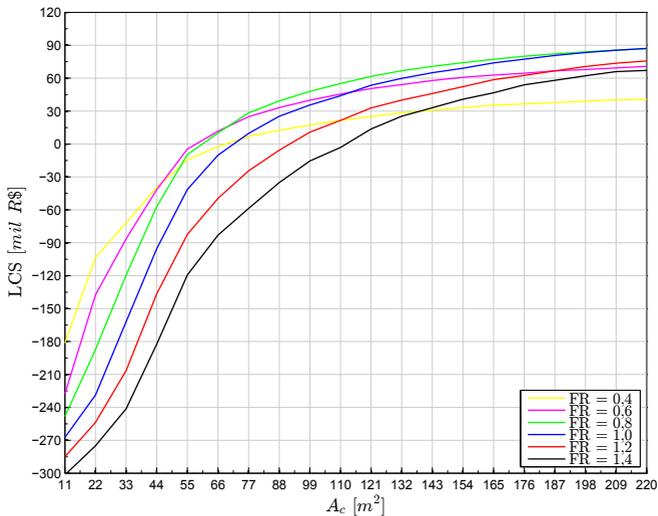


Figura 5.16: LCS da configuração SA-WSHP para a piscina sem cobertura, em função da área de coletores e da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o primeiro cenário econômico.

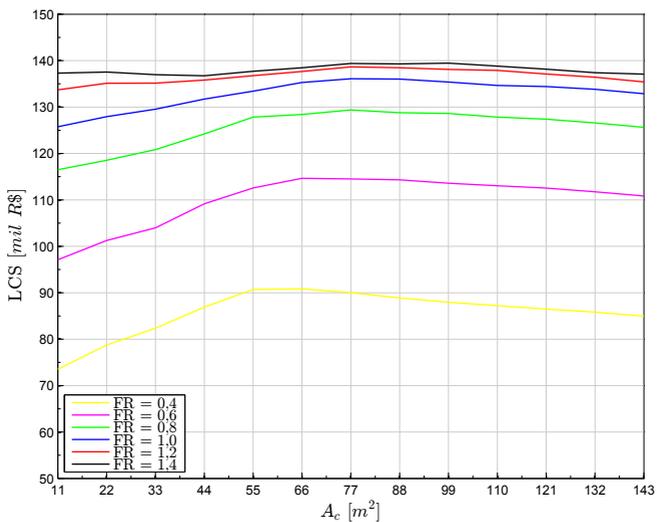


Figura 5.17: LCS da configuração SA-DSHP para a piscina sem cobertura, em função da área de coletores e da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o primeiro cenário econômico.

Para a configuração ASHP, a capacidade de aquecimento respectiva a $FR = 1,4$ proporciona o maior LCS , 142,6 mil Reais. Para a configuração SA-ASHP, por sua vez, a capacidade de aquecimento respectiva a $FR = 1,4$ também proporciona os maiores valores de LCS . Entretanto, nota-se que o aumento da área de coletores não proporciona um melhor valor econômico, portanto, obtém-se o maior LCS com uma área de coletores nula, limite ao qual a configuração SA-ASHP se torna idêntica a configuração ASHP. Observa-se esse fenômeno para os valores de $FR = 1,4$, $FR = 1,2$ e $FR = 1,0$, sendo que para esse último, o incremento da área de coletores proporciona apenas um aumento de 1% no valor do LCS . Dessa forma, considera-se que a capacidade de aquecimento respectiva a $FR = 0,8$ e uma área de coletores de 22m² proporciona o retorno econômico máximo dessa configuração, 124,0 mil Reais.

No caso da configuração SA-WSHP, observa-se que as curvas de LCS só se tornam positivas a partir de determinados valores de áreas de coletores, sendo que a alternativa com maior retorno econômico corresponde à capacidade de aquecimento respectiva a $FR = 0,8$ e uma área de coletores de 220m², o qual proporciona um LCS de 86,8 mil Reais. É digno de nota, que o $FR = 1,0$ proporciona um LCS da mesma magnitude para esse valor de área de coletores, entretanto, opta-se pela alternativa com menor investimento inicial.

Para a configuração SA-DSHP, a capacidade de aquecimento respectiva a $FR = 1,4$ também proporciona os maiores valores de LCS . No entanto, similarmente a configuração SA-ASHP, o incremento de área proporciona um aumento inferior a 1,5% no LCS . Dessa forma, considera-se que a capacidade de aquecimento respectiva a $FR = 1,0$ e uma área de coletores de 77m² proporciona o retorno econômico máximo dessa configuração, 136,1 mil Reais.

Os valores obtidos no dimensionamento das quatro configurações, no contexto dos quatro cenários considerados, bem como para os casos da piscina com e sem cobertura, são apresentados na Tabela 5.6. Destaca-se que os mesmos critérios utilizados acima foram utilizados para determinar a capacidade de aquecimento e área de coletores ótima em todas as alternativas. Observa-se que todas as configurações são viáveis, sendo que a ASHP resulta o maior retorno econômico para todos os cenários. No caso da piscina sem cobertura, a configuração SA-DSHP é a que resulta o segundo maior retorno econômico, seguida pelas configurações SA-ASHP e SA-WSHP. Por outro lado, no caso da piscina com cobertura, a configuração SA-ASHP é a que apresenta o segundo maior retorno econômico, seguida pelas configu-

rações SA-DSHP e SA-WSHP. Destaca-se que no caso da piscina sem cobertura, os valores de área de coletores ótimas são sempre as mesmas, independentemente do cenário considerado. Já o valor ótimo da capacidade de aquecimento, é invariável para a configuração ASHP e alterna-se entre os valores respectivos a $RF = 0,8$ e $FR = 1,0$ para as outras configurações. No entanto, no caso da piscina com cobertura, os valores ótimos mostram maior influência da inflação, conforme a definição dos cenários. É digno de nota que as variações entre o LCS das primeiras alternativas mais atrativas são inferiores a 10%. Dessa forma, as variações da situação do mercado podem alterar o retorno econômico das configurações, de modo que outra configuração passe a ser a mais atrativa.

Tabela 5.6: Dimensionamento ótimo das configurações, para os cenários econômicos considerados.

	sem cobertura			com cobertura		
	FR [-]	A_c [m ²]	LCS [mil R\$]	FR [-]	A_c [m ²]	LCS [mil R\$]
Cenário 1						
ASHP	1,4	-	142,6	1,4	-	57,1
SA-ASHP	0,8	22	124,0	1,2	22	55,9
SA-WSHP	0,8	220	86,8	0,6	154	25,3
SA-DSHP	1,0	77	136,1	0,8	44	52,6
Cenário 2						
ASHP	1,4	-	76,5	1,0	-	26,8
SA-ASHP	0,8	22	68,9	1,0	22	26,5
SA-WSHP	1,0	220	42,1	0,6	132	3,4
SA-DSHP	1,0	77	74,1	0,6	44	24,6
Cenário 3						
ASHP	1,4	-	158,2	1,4	-	64,4
SA-ASHP	0,8	22	134,6	1,0	22	60,9
SA-WSHP	0,8	220	96,0	0,4	154	27,6
SA-DSHP	1,0	77	146,7	1,2	22	58,9
Cenário 4						
ASHP	1,4	-	92,0	1,2	-	33,7
SA-ASHP	0,8	22	79,5	1,0	22	32,0
SA-WSHP	0,8	220	46,9	0,6	132	6,8
SA-DSHP	1,0	77	84,7	0,8	22	29,1

5.3.3 Análise de sensibilidade

Com o objetivo de se avaliar o efeito das premissas definidas no valor numérico do *LCS*, realiza-se uma análise de sensibilidade em função do período de análise, da taxa de desconto, tarifa da energia elétrica, tarifa do gás natural e do custo do coletor solar. Para isto, considera-se o primeiro cenário econômico, no contexto da piscina sem cobertura. É digno de nota, que ao variar os parâmetros econômicos o dimensionamento ótimo pode variar. Entretanto, utilizou-se os valores numéricos da área de coletores e da capacidade de aquecimento apresentados na Tabela 5.6.

O tempo de retorno pode ser definido de diversas forma (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Contudo, no presente estudo assume-se como tempo de retorno, o tempo necessário para que o valor presente da economia de combustível se iguale ao valor presente do investimento inicial do sistema, portanto, o tempo ao qual o *LCS* é nulo. Dessa forma, pode-se determinar o tempo de retorno variando o valor do período da análise econômica (N_e). Observa-se na Figura 5.18 o tempo de retorno das configurações. Embora esses valores representem uma viabilidade econômica, cabe ao consumidor definir se está disposto a esperar esse período para recuperar o investimento.

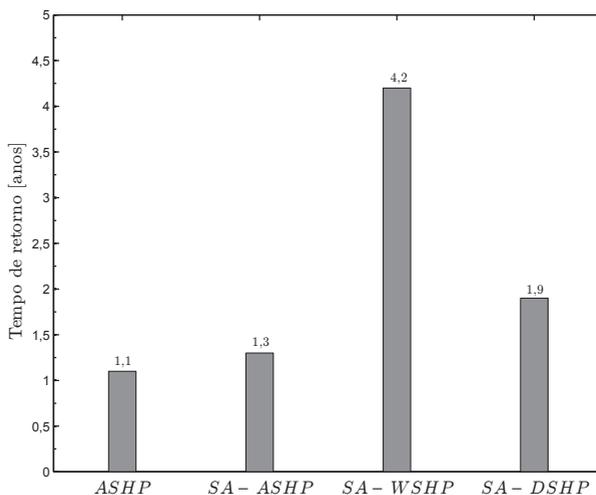


Figura 5.18: Tempo de retorno das configurações, no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.

A taxa de desconto é um indicador econômico que manifesta o

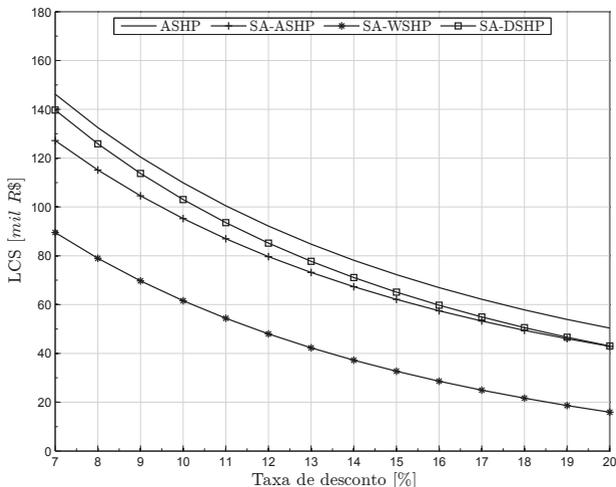


Figura 5.19: Variação do LCS em função da taxa de desconto (d), no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.

retorno mínimo esperado de um investimento, considerando fatores macroeconômicos e o risco associado ao projeto. Como o valor da taxa de desconto varia segundo as condições do mercado, é importante avaliar o comportamento do LCS perante as variações dessa taxa. Observa-se na Figura 5.19 que a taxa de desconto exerce uma influência significativa no LCS das configurações. Entretanto, nota-se que ao considerar um taxa de desconto de 20% as quatro configurações continuam viáveis.

Segundo Duffie e Beckman (2006), a taxa de desconto que proporciona um LCS nulo, portanto os dispêndios durante o ciclo de vida das alternativa solar e convencional são iguais, denomina-se retorno sobre investimento (ROI)³. A Figura 5.20 apresenta os valores do ROI das quatro configurações. Naturalmente, a configuração mais atrativa para o consumidor é aquela que possui o maior ROI , nesse caso a configuração ASHP. Destaca-se que em termos do LCS (Tab. 5.6), determinou-se que a configuração SA-DSHP é a que apresentam o segundo maior retorno econômico, entretanto, em termos do ROI , a configuração SA-ASHP é a segunda mais atrativa para o consumidor.

Outro parâmetro importante a se considerar em uma análise de sensibilidade, é o preço de mercado. Nesse contexto, também analisou-se a variação do LCS em função da tarifa da energia elétrica, tarifa do

³Return on investment.

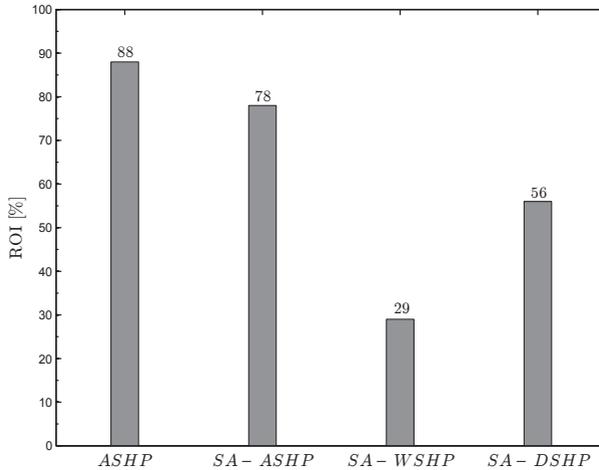


Figura 5.20: Retorno sobre investimento (*ROI*) das configurações, no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.

gás natural e do custo dos coletores solares. As Figuras 5.21, 5.22 e 5.23 ilustram os resultados dessa análise.

A Figura 5.21 ilustra a variação do *LCS* em função da tarifa da energia elétrica. Nota-se que a curva do *LCS* da configuração ASHP intercepta as curvas de *LCS* das configurações SA-ASHP e SA-DSHP. Portanto, com uma tarifa inferior a R\$ 0,48 por kWh a configuração ASHP é a mais atrativa, entretanto, com uma tarifa superior à R\$ 0,48 por kWh a configuração SA-DSHP se torna a mais atrativa. Além disso, no caso de uma tarifa superior à R\$ 0,76 por kWh a configuração SA-ASHP também se torna mais atrativa que a ASHP.

A Figura 5.22 ilustra a variação do *LCS* em função da tarifa do gás natural. Observa-se que com uma tarifa reduzida as configurações ASHP, SA-ASHP e SA-DSHP possuem valores próximos de *LCS*, todavia, a configuração ASHP continua sendo a mais atrativa. Isso porque o baixo valor da tarifa da energia elétrica levou a um dimensionamento da bomba de calor, no qual o aquecedor auxiliar praticamente não é utilizado.

A Figura 5.23, por sua vez, ilustra a variação do *LCS* em função do custo unitário dos coletores solares. Nota-se que indiferentemente do custo considerado, a configuração ASHP continua sendo a mais atrativa. Isso porque a redução do custo inicial não é suficiente para compensar o baixo valor da tarifa da energia elétrica.

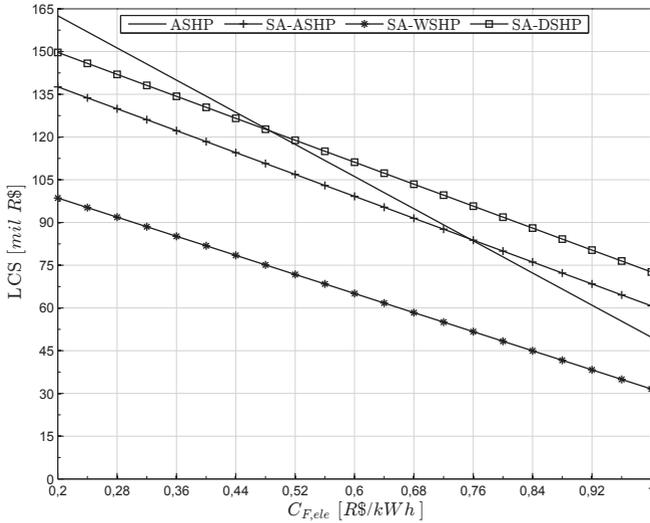


Figura 5.21: Variação do LCS em função da tarifa da energia elétrica ($C_{F,ele}$), no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.

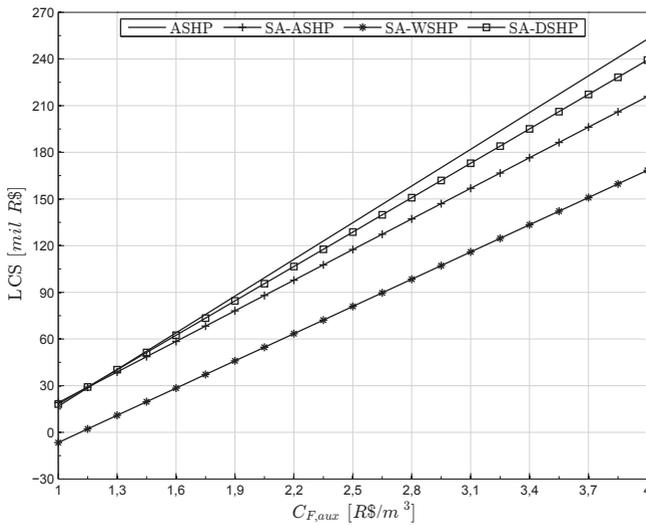


Figura 5.22: Variação do LCS em função da tarifa do gás natural ($C_{F,aux}$), no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.

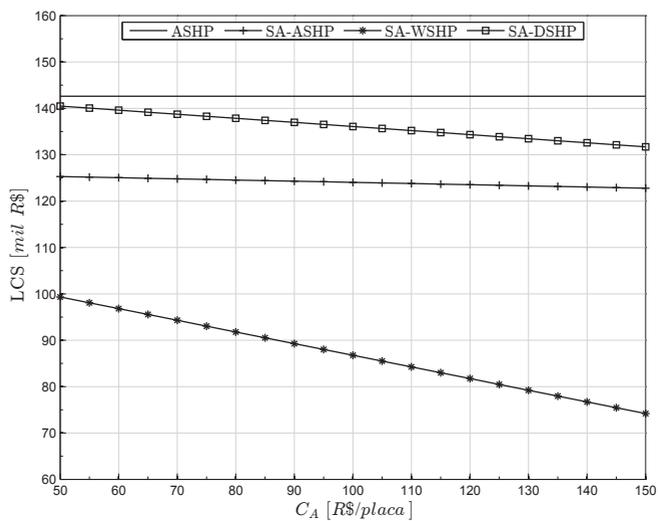


Figura 5.23: Variação do LCS em função do custo do coletor solar (C_A), no contexto do primeiro cenário econômico e para a piscina sem cobertura.

5.4 Conclusões

No presente capítulo, apresentou-se uma análise de desempenho e uma análise econômica das quatro configurações consideradas neste estudo. A análise de desempenho foi realizada em termos da fração solar e das frações de consumo da bomba de calor e do aquecedor auxiliar, enquanto que a análise econômica foi realizada em termos do *LCS*.

A análise de sensibilidade realizada em termos das variáveis de projeto, mostram que a utilização da cobertura reduz em mais de 50% a demanda de aquecimento da piscina. Além disso, identificou-se que o ângulo de inclinação e a vazão mássica de água nos coletores exerce pouca influência no desempenho das configurações. Por outro lado, observou-se que uma menor eficiência do coletor solar, não só aumenta o desempenho das configurações SA-DSHP e SA-WSHP, como há um valor a qual a configuração SA-WSHP apresenta um desempenho próximo ao da configuração SA-DSHP. Além disso, a análise de sensibilidade da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor mostrou a existência de uma capacidade de aquecimento ótima para cada valor de área de coletores.

Destaca-se que a configuração SA-DSHP resulta sempre numa maior fração solar dentre as configuração consideradas, tanto no caso da piscina sem cobertura, quanto no caso com cobertura. Contudo, para uma menor capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, a utilização dos coletores solares proporcionam um maior aumento da fração solar das configurações, em relação à fração solar da configuração ASHP. Isso porque com uma menor capacidade de aquecimento da bomba de calor, altera-se a curva de demanda de aquecimento da piscina, aumentando assim a utilização dos coletores solares.

A análise econômica é utilizada para dimensionar o campo de coletores e a capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, bem como determinar a configuração mais atrativa para o consumidor. Os resultados mostram que todas as alternativas apresentam retorno econômico, no entanto, a configuração ASHP apresentam o maior *LCS*, em todos os cenários econômicos considerados e tanto no caso da piscina sem cobertura, quanto no caso com cobertura. Por outro lado, destaca-se que as configurações SA-DSHP e SA-ASHP resultam no segundo maior retorno econômico, nos casos da piscina sem e com cobertura, respectivamente.

A análise de sensibilidade mostra que a configuração ASHP apre-

senta o menor tempo de retorno e o maior retorno sobre investimento. Além disso, as análises da tarifa do gás natural e dos custos dos coletores solares, também mostram que a configuração ASHP é sempre a mais atrativa. Contudo, ao variar a tarifa da energia elétrica observa-se que para tarifas acima de R\$ 0,48 por kWh, a configuração SA-DSHP torna-se a mais atrativa.

Uma modalidade possível, mas não considerada nesse estudo, consiste em modificar a configuração SA-WSHP de modo a utilizar o coletor solar como evaporador da bomba de calor, de modo que o fluido refrigerante escoe diretamente no coletor solar⁴. Dessa forma, possibilita-se a maior absorção de calor por convecção e de radiação solar, visto que o fluido refrigerante pode operar com uma temperatura inferior à temperatura de gelo da água. Conforme mostrado pela análise de sensibilidade da eficiência do coletor, aumentando a absorção de calor por convecção, a configuração SA-WSHP pode apresentar um desempenho equivalente ao da configuração SA-DSHP.

Outra situação que não foi considerada neste estudo, é um cenário econômico que considere um valor elevado para a tarifa da energia elétrica e um valor baixo para a tarifa do gás natural. Esse cenário resultará na modificação do dimensionamento das configurações, do que poderá resultar uma menor fração solar. Nesse contexto, uma menor capacidade nominal de aquecimento apresentará uma maior atratividade, situação que aumenta o aproveitamento do campo de coletores. A análise de sensibilidade da tarifa do gás natural corrobora com essa hipótese, uma vez que essa análise demonstra que ao diminuir a tarifa do gás natural, o LCS das configurações tendem ao mesmo valor, o que indica que um superdimensionamento da capacidade nominal de aquecimento. Destaca-se que nos cenários econômicos considerados neste trabalho, o baixo valor da tarifa da energia elétrica e alto valor da tarifa do gás natural proporciona um dimensionamento da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, no qual praticamente não utiliza-se o aquecedor auxiliar (configuração ASHP com um $FR = 1,4$ a fração de consumo do aquecedor auxiliar é de $F_{aux} = 2,2\%$).

⁴Essa configuração é chamada de *direct expansion system* (STERLING, 2012).

6 Conclusões finais

No presente trabalho analisou-se o desempenho e a viabilidade de quatro configurações de aquecimento de piscinas domésticas através de bombas de calor assistidas por energia solar. Foi apresentada uma revisão das referências técnicas da aplicação de bombas de calor assistidas por energia solar no aquecimento de ambientes e da metodologia empregada para a simulação desses sistemas. Além disso, foi apresentada uma revisão de modelos para a simulação transiente da piscina e da modelagem de ciclos de compressão de vapores. Nesse contexto, implementou-se uma ferramenta de simulação para analisar as configurações ASHP, SA-ASHP, SA-WSHP e SA-DSHP, as quais foram definidas por Freeman *et al.* (1979). Essa ferramenta utilizou a metodologia desenvolvida no Laboratório de Energia Solar da Universidade de Wisconsin-Madison, a qual consiste em utilizar o *software* EES para determinar o desempenho em regime permanente da bomba de calor e simular a operação transiente de cada configuração no *software* TRNSYS.

Os modelos matemáticos utilizados para implementar a ferramenta de simulação transiente foram apresentados no Capítulo 3. Para o coletor solar utilizou-se um modelo matemático de natureza empírica, baseado na curva de eficiência instantânea. Enquanto que para a piscina empregou-se um modelo de natureza teórica, previamente validado, que utiliza correlações para calcular as perdas evaporativas e convectivas. Já para a modelagem da bomba de calor, utilizou-se modelos matemáticos obtidos na revisão da literatura técnica.

As hipóteses adotadas na modelagem da bomba de calor, foram verificadas ao calibrá-lo com dados experimentais extraídos de catálogo, sendo que os erros entre os dados experimentais e os resultados do modelos são inferiores a $\pm 8\%$. Por conseguinte, conclui-se que os resultados do modelo foram satisfatórios, embora a simplicidade do modelo.

Embora os parâmetros do modelo da bomba de calor tenham sido

determinados pelo processo de calibração, esses parâmetros podem ser determinados por outra metodologia. Dessa forma, o modelo da bomba de calor é uma ferramenta apropriada para a análise, dimensionamento e otimização de ciclos de compressão de vapores.

No Capítulo 4 mostrou-se que a utilização da bomba de calor em série, permite a circulação de água fria nos coletores solares, possibilitando assim uma maior absorção de energia solar e absorção de calor por convecção. Dessa forma, as bomba de calor utilizadas nas configurações SA-WSHP e SA-DSHP operam com desempenho superior às bomba de calor utilizadas nas configurações ASHP e SA-ASHP. Além disso, a absorção de calor por convecção pelos coletores solares permite que a bomba de calor da configuração SA-WSHP opere nos períodos sem radiação solar.

Os resultados da análise de desempenho mostraram que a utilização da cobertura reduz em mais de 50% a demanda de aquecimento da piscina. Portanto, há uma redução de mesma magnitude nos custos anuais para aquecer a piscina. Contudo, a configuração SA-DSHP apresenta sempre a maior fração solar dentre as configuração consideradas, tanto no caso da piscina sem cobertura, quanto no caso com cobertura. Destaca-se que para uma menor capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, a utilização dos coletores solares proporcionam uma maior vantagem, maior aumento das fração solares, em relação a fração solar da configuração ASHP. Esse fato deve-se a alteração na curva de demanda de aquecimento da piscina ao reduzir a capacidade de aquecimento da bomba de calor, aumentando assim a utilização dos coletores solares.

A avaliação econômica foi utilizada para dimensionar as quatro configurações, em termos da área de coletores e da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, nos quatro diferentes cenários econômicos. A partir desses resultados, observou-se que todas as alternativas são atrativas, no entanto, a configuração ASHP apresentam o maior *LCS* em todos os cenários econômicos considerados, tanto no caso da piscina sem cobertura, quanto no caso com cobertura. Contudo, as diferenças entre o *LCS* dessa alternativa e da segunda alternativa mais atrativa é inferior a 10%. Sendo que, no caso da piscina sem cobertura, a configuração SA-DSHP é a segunda mais atrativa. Enquanto que, no caso da piscina com cobertura, a configuração SA-ASHP é a segunda mais atrativa.

Embora a configuração ASHP tenha se mostrado a mais atrativa, a análise de sensibilidade mostrou que para uma tarifa da energia elétrica acima de R\$ 0,48 por kWh, a configuração SA-DSHP torna-se a

mais atrativa. Além disso, destaca-se que em um cenário com um alto valor da tarifa da energia elétrica e baixo valor da tarifa do gás natural, o dimensionamento resultará em alternativas com uma menor capacidade de aquecimento, situação a qual aumenta-se o aproveitamento do campo de coletores.

É digno de nota que os resultados expostos neste trabalho são válidos para as condições consideradas. Dessa forma, destaca-se a importância das ferramentas de simulação computacionais no desenvolvimento, aprimoramento e dimensionamento dos sistemas de aquecimento com bombas de calor assistidas por energia solar.

Pelo exposto, conclui-se que as ferramentas desenvolvidas neste trabalho são válidas para a análise e dimensionamento dos sistemas de aquecimento de piscina através de bombas de calor assistidas por energia solar. Além disso, a ferramenta desenvolvida para a simulação da bomba de calor pode ser utilizada para dimensionar os componentes internos da bomba de calor, de modo que esta tenha uma operação otimizada na faixa de operação utilizada no sistema estudado (20 a 30°C). Visto que, as bomba de calor comerciais são dimensionadas para operar em uma maior faixa, por exemplo, temperatura da água na entrada do condensador de 15 a 50°C.

6.1 Recomendações para trabalhos futuros

No contexto do presente trabalho várias recomendações para futuras pesquisas na área de podem ser estabelecidas. Sendo que essas recomendações podem ser divididas em quatro categorias, aperfeiçoamento da metodologia, aperfeiçoamento do desempenho das configurações e validação do modelo de simulação.

O modelo da bomba de calor pode ser aperfeiçoado de duas formas, aprimorando os modelos matemáticos utilizados nos componentes e aprimorando o ciclo. Dessa forma, pode-se aperfeiçoar o modelo do compressor considerando uma eficiência isentrópica variável com as condições de operação. Além disso, o dimensionamento dos parâmetros do dispositivo de expansão deve ser melhorado, de modo que este opere com uma linearização global. Em termos do aprimoramento do ciclo, recomenda-se considerar o sub-resfriamento no condensador e a utilização de um trocador de calor entre a linha de sucção e a linha de líquido. Outra possibilidade é a utilização de uma válvulas de expansão eletrônica como dispositivo de expansão, o que permite um melhor controle e conversão de energia (PARK *et al.*, 2007).

Os modelos de simulação implementado no ambiente TRNSYS

utilizam um sistema de controle bastante simples. Dessa forma, deve-se aprimorar a implementação desses controles, permitindo a utilização de diferentes estratégias de controle e de estratégias mais complexas, que considerem mudanças nas condições ambientais e priorizem uma determinada modalidade de aquecimento a partir da disponibilidade de um produto em relação aos demais.

Quanto ao aperfeiçoamento do desempenho das configurações, as demandas futuras são a análise de diferentes estratégias de controle, com o objetivo de determinar a estratégia mais atrativa para cada configuração, e a utilização dos coletores solares como o evaporador da bomba de calor (*direct expansion system*). Destaca-se que a utilização de uma estratégia de controle, na qual mantêm-se a piscina a uma temperatura mais baixa durante a noite, por exemplo 24°C. Além de reduzir as perdas térmicas durante a noite, altera-se a frequência de operação do sistema de aquecimento, de modo que este opere em períodos com maior disponibilidade de radiação, possibilitando assim uma maior absorção de radiação solar.

Embora o modelo da piscina tenha sido previamente validado (HAHNE; KUBLER, 1994), não se sabe se as correlações para as perdas evaporativas e convectivas proporcionam bons resultados para as condições meteorológicas da localidade considerada nesse estudo. Dessa forma, recomenda-se a validação dos modelos de simulação a partir da experimentação de uma das configurações estudadas. Possibilitando assim, a validação do modelo matemático da piscina, validação da operação do sistema, e o conhecimento prático do desempenho da configuração.

Referências Bibliográficas

AARON, D. A.; DOMANSKI, P. A. Experimentation, analysis and correlation of refrigerant 22 flow through short-tube restriction. **ASHRAE Transactions**, v. 96, n. Pt. 1, p. 729–742, 1990.

ABREU, S. L. de; BASTO, J. E. **Coletores solares planos para líquidos - determinação do rendimento térmico - alo solar 1002. Relatório Técnico - RTTC - 01/01**. Florianópolis: LABSOLAR/LEPTEN/UFSC, 2001.

ANDERSON, J.; MITCHELL, J.; BECKMAN, W. A design method for parallel solar-heat pump systems. **Solar Energy**, v. 25, n. 2, p. 155 – 163, 1980.

ANEEL. **Informações Técnicas – Tarifas Residenciais**. 2013. [Acesso em: 2 março de 2013]. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/area.cfm?idarea=493>>.

ARI. **ARI 540-99: Standard for Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units**. Arlington, VA.: Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1999.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220-2: Desempenho térmico de edificações — parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações**. Rio de Janeiro, apr. 2005. 34 p.

ASTEN. **Ventiladores Refrigeração – Linha Eagle**. 2012. [Acesso em: 24 outubro de 2012]. Disponível em: <<http://www.asten.com.br>>.

ATCO PLÁSTICOS. **Capas para Piscinas**. 2013. [Acesso em: 16 fevereiro de 2013]. Disponível em: <<http://http://www.atco.com.br/plasticos/advance-capas-piscinas.html>>.

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

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

- BCB. **Banco Central do Brasil**. 2013. [Acesso em: 2 março de 2013]. Disponível em: <<http://www.bcb.gov.br>>.
- BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics**. 3^a. ed. New Jersey: John Wiley and Sons, 2006.
- BEOPT. **Building Energy Optimization**. [S.l.]: National Renewable Energy Laboratory, 2012.
- CARRIER CORPORATION. **AQUAZONE 50PSW036-360**: Water-to-water source heat pump with puron refrigerant (r-410a). New York, apr. 2009. 44 p.
- CELESC. **Tarifas de energia elétrica**. 2013. [Acesso em: 2 março de 2013]. Disponível em: <http://novoportal.celesc.com.br/portal/images/arquivos/documentos/tarifas_2012.pdf>.
- CHEN, Y.; BRAUN, J. E.; GROLL, E. A. Modeling of hermetic scroll compressors: Model development. **HVAC&R Research**, v. 10, n. 2, p. 129–152, 2004.
- CHEN, Y.; HALM, N. P.; GROLL, E. A.; BRAUN, J. E. Mathematical modeling of scroll compressors - part i: compression process modeling. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, n. 6, p. 731 – 750, 2002.
- CHOI, J.; KIM, Y.; KIM, H. Y. A generalized correlation for refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, n. 8, p. 881 – 888, 2003.
- CUEVAS, C.; LEBRUN, J. Testing and modelling of a variable speed scroll compressor. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 2-3, p. 469–478, fev. 2009.
- CUEVAS, C.; LEBRUN, J.; LEMORT, V.; WINANDY, E. Characterization of a scroll compressor under extended operating conditions. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 6-7, p. 605–615, maio 2010.
- CZARNECKI, J. T. **Swimming pool heating by solar energy**. CSIRO Division of Mechanical Engineering, Technical Report TR 19, 1978.
- DOMANSKI, P. A. Finned-tube evaporator model with a visual interface, 20th. **International Congress of Refrigeration**, p. 1 – 7, 1999.
- DOMANSKI, P. A.; DIDION, D. A.; CHI, J. **CYCLE_D: NIST Vapor Compression Cycle Design Program**. Version 3.0 User Guide: Gaithersburg, MD: National Institute of Standards and Technology – NIST, 2003.

DOMANSKI, P. A.; MCLINDEN, M. O. A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures. **International Journal of Refrigeration**, v. 15, n. 2, p. 81 – 88, 1992.

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

FINA. **Rules & Regulations – FR 2 SWIMMING POOLS**. 2013. [Acesso em: 1 março de 2013]. Disponível em: <http://www.fina.org/H2O/index.php?option=com_content&view=article&id=365:fr-2-swimming-pools&catid=88:facilities-rules&Itemid=184>.

FISHER, S.; RICE, C. **The oak Ridge Heat Pump Models: I. A Steady-State Computer Design Model for Air-To-Air Heat Pumps**. [S.l.]: ORNL/TM-10192, 1983.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

FREEMAN, T. L.; MITCHELL, J. W.; AUDIT, T. E. Performance of combined solar-heat pump systems. **Solar Energy**, v. 22, n. 2, p. 125 – 135, 1979.

GARCIA-CASCALES, J.; VERA-GARCIA, F.; GONZALVEZ-MACIA, J.; CORBERAN-SALVADOR, J.; JOHNSON, M.; KOHLER, G. T. Compact heat exchangers modeling: Condensation. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 1, p. 135 – 147, 2010.

GOODHEART, G. **Low Firing Temperature Absorption Chiller System**. Dissertação (Mestrado) — University of Wisconsin, 2000.

HAHNE, E.; KUBLER, R. Monitoring and simulation of the thermal performance of solar heated outdoor swimming pools. **Solar Energy**, v. 53, n. 1, p. 9 – 19, 1994.

HATHEWAY, F. M.; CONVERSE, A. O. Economic comparison of solar assisted heat pumps. **Solar Energy**, v. 27, n. 6, p. 561 – 569, 1981.

HENNINGER, J. H. Solar absorptance and thermal emittance of some common spacecraft thermal-control coatings. **NASA Reference Publication**, v. 1121, 1984.

HIDRAUSHOP.COM. **Hidraushop**. 2013. [Acesso em: 2 março de 2013]. Disponível em: <<http://www.hidraushop.com>>.

INCROPERA, F.; DEWITT, D. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 5ª. ed. New Jersey: John Wiley and Sons, 2002.

JABARDO, J.; MAMANI, W.; IANELLA, M. Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, n. 8, p. 1157 – 1172, 2002.

JAHNIG, D. I.; KLEIN, S. A.; REINDL, D. T. A Semi-Empirical Method for Representing Domestic Refrigerator/Freezer Compressor Calorimeter Test Data. **ASHRAE Transaction**, v. 106, n. Pt.2, 2000.

JIANG, H.; AUTE, V.; RADERMACHER, R. A user-friendly simulation and optimization tool for design of coils. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, n. Paper 546, 2002.

KIM, Y.; O'NEAL, D. A comparison of critical flow models for estimating two-phase flow of hfc22 and hfc134a through short tube orifices. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, n. 7, p. 447 – 455, 1995.

KIM, Y.; O'NEAL, D. L. An experimental study of two-phase flow of hfc-134a through short tube orifices. **ASHRAE Transactions**, v. 98, p. 122–124, 1993.

KLEIN, S.; ALVARADO, F. **TRNSYS: A transient systems simulation program**. [S.l.]: Madison, Winsconsin: Solar Energy Laboratory, 2010.

KLEIN, S.; ALVARADO, F. **EES - Engineering Equation Solver, v8.939-3D**. [S.l.]: FChart Software, 2011.

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

LI, H.; BRAUN, J. E.; SHEN, B. Modeling adjustable throat-area expansion valves. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue**, n. Paper 705, 2004.

LI, H.; YANG, H. Study on performance of solar assisted air source heat pump systems for hot water production in Hong Kong. **Applied Energy**, v. 87, n. 9, p. 2818 – 2825, 2010.

LIU, Y.; HUNG, C.; CHANG, Y. Design optimization of scroll compressor applied for frictional losses evaluation. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 3, p. 615–624, 2010.

MACPOOL.COM.BR. **MACPOOL – Playgrouds e Piscinas**. 2013. [Acesso em: 2 março de 2013]. Disponível em: <<http://www.macpool.com.br>>.

MADSEN, K. B.; POULSEN, C. S.; WIESENFARTH, M. Study of capillary tubes in a transcritical co2 refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, n. 8, p. 1212 – 1218, 2005.

MATHISON, M. M.; BRAUN, J. E.; GROLL, E. A. Modeling of a two-stage rotary compressor. **HVAC&R Research**, v. 14, n. 5, p. 719–748, 2008.

MCLINDEN, M. O. **Theoretical Vapor Compression Cycle Model, Cycle 7**. [S.l.]: National Bureau of Standards, Gaithersburg, MD, 1987.

MCMAHAN, A. C. **Design and optimization of organix Rankine cycle solar-thermal powerplants**. Dissertação (Mestrado) — University of Wisconsin-Madison, Madison, Winsconsin, 2006.

OSKARSSON, S. P.; KRAKOW, K. I.; LIN, S. Evaporator models for operation with dry, wet, and frosted finned surfaces - part ii: Evaporator models and verification. **ASHRAE Transactions**, v. 96, n. 1, p. 373 – 380, 1990.

PARK, C.; CHO, H.; LEE, Y.; KIM, Y. Mass flow characteristics and empirical modeling of r22 and r410a flowing through electronic expansion valves. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, n. 8, p. 1401 – 1407, 2007.

PASSOS, L. A. de A. **Uma estimativa dos impactos técnicos e econômicos de agregação do aquecimento solar de água nos domicílios brasileiros**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, 2011.

PATNODE, A. M. **Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants**. Dissertação (Mestrado) — University of Wisconsin-Madison, Madison, Winsconsin, 2006.

PAYNE, W.; O'NEAL, D. L. Mass flow characteristics of r407c through short tube orifices. **ASHRAE Transactions**, v. 104, p. 197–209, 1998.

PAYNE, W.; O'NEAL, D. L. Multiphase flow of refrigerant r410a through short tube orifices. **ASHRAE Transactions**, v. 105, 1999.

PISCINAS.COM. **Marque a diferença em um mercado em expansão.** 2012. [Acesso em: 26 fevereiro de 2013]. Disponível em: <<http://br.piscinas.com/artigos/marque-a-diferenca-em-um-mercado-em-expansao>>.

QIAO, H.; RADERMACHER, R.; AUTE, V. A review for numerical simulation of vapor compression systems. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue**, n. Paper 1090, 2010.

QUADIR, G.; KRISHNAN, G.; SEETHARAMU, K. Modeling of wire-on-tube heat exchangers using finite element method. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. 38, n. 5, p. 417 – 434, 2002.

QUALYTECPISCINAS.COM.BR. **Qualytec Piscinas e Sunas Ltda.** 2013. [Acesso em: 2 março de 2013]. Disponível em: <<http://www.qualytecpiscinas.com.br>>.

RADERMACHER, R.; HWANG, Y. **Vapor compression heat pumps with refrigerant mixtures.** 2^a. ed. Philadelphia: CRC Press, 2005.

RASMUSSEN, B. D.; JAKOBSEN, A. Review of Compressor Models and Performance Characterizing Variables. In: E-PUBS, P. U. P. (Ed.). **International Compressor Engineering Conference.** [S.l.: s.n.], 2000.

RICHARDSON, D. **An Object oriented Simulation Framework for Steady-State Analysis of Vapor Compression Refrigeration System and Components.** Tese (Doutorado) — Department of Mechanical Engineering, Univerisyt of Maryland, College Park, MD, 1996.

RIGOLA, J.; PÉREZ-SEGARRA, C.; OLIVA, A. Parametric studies on hermetic reciprocating compressors. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, n. 2, p. 253 – 266, 2005.

RUIZ, E.; MARTINEZ, P. J. Analysis of an open-air swimming pool solar heating system by using an experimentally validated trnsys model. **Solar Energy**, v. 84, n. 1, p. 116 – 123, 2010.

SCGAS. 2013. [Acesso em: 2 março de 2013]. Disponível em: <<http://www.scgas.com.br>>.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design.** Hoboken, New Jersey: John Wiley and Sons, 2003.

SINGH, V.; AUTE, V.; RADERMACHER, R. Numerical approach for modeling air-to-refrigerant fin-and-tube heat exchanger with tube-to-tube heat transfer. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 8, p. 1414 – 1425, 2008.

SOLAR FORTE. **Detalhes Técnicos – Capa térmica para piscina – Atco Plásticos**. 2009. [Acesso em: 16 fevereiro de 2013]. Disponível em: <http://www.solarforte.com.br/manuais/capa_termica_maraoan.pdf>.

SOLARFORTE.COM.BR. **Solar Forte – tudo em aquecedores**. 2013. [Acesso em: 2 março de 2013]. Disponível em: <<https://www.solarforte.com.br>>.

STARKE, A. R. **Simulação de sistemas de aquecimento para piscinas através de bombas de calor assistidas por energia solar**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis, Santa Catarina, 2011.

STERLING, S. J. **Feasibility Analysis of Two Indirect Heat Pump Assisted Solar Domestic Hot Water Systems**. Dissertação (Mestrado) — University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada, 2012.

STOECKER, W. F. **Refrigeração e ar condicionado**. 3ª. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1985.

SWERA. **Solar and Wind Energy Resource Assessment**. 2001. [Acesso em: 14 março de 2010]. Disponível em: <<http://swera.unep.net/>>.

VANWYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. 6ª. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2003.

VEJA ON-LINE. **Tudo azul no mundo das piscinas**. 2004. [Acesso em: 26 fevereiro de 2013]. Disponível em: <http://veja.abril.com.br/040204/p_094.html>.

WELSBY, P.; PEZZANI, M.; DEVOTTA, S.; DIGGORY, P.; GUY, J. Steady- and dynamic-state simulations of heat-pumps. part ii: Modelling of a motor driven water-to-water heat-pump. **Applied Energy**, v. 31, n. 4, p. 239 – 262, 1988.

WENDEL, M. **Metodologia para simulação transiente de uma pequena central heliotérmica**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, 2010.

WINKLER, J. **Development of a Componet based simulation tool for the steady state and transient analysis of vapor compression systems.** Tese (Doutorado) — University of Maryland, 2009.

ZHANG, C. L.; DING, G. L. Modified general equation for the design of capillary tubes. **Journal of Fluids Engineering**, ASME, v. 123, n. 4, p. 914–919, 2001.

ZHANG, C.-L.; YANG, L. Modeling of supercritical CO_2 flow through short tube orifices. **Journal of Fluids Engineering**, ASME, v. 127, n. 6, p. 1194–1198, 2005.

Apêndice A – Análise de sensibilidade dos modelos da bomba de calor

As Figuras A.1 e A.2 mostram a variação do desempenho do ciclo em termos da vazão mássica de água no evaporador e condensador. Observa-se que a vazão no evaporador não altera o desempenho do ciclo, isto porque os estados de entrada e saída do evaporador são determinados pelo dispositivo de expansão. No entanto, a efetividade do processo de evaporação diminui assintoticamente com o aumento da vazão (Fig. A.3). Por outro lado, o aumento da vazão mássica no condensador proporciona um leve aumento na taxa de transferência de calor do condensador e diminui assintoticamente a potência elétrica. A Figura A.4, por sua vez, ilustra a diminuição da efetividade no processo de condensação e o aumento do COP em função da vazão mássica no condensador.

A Figura A.6 mostra a variação no desempenho do ciclo em termos da temperatura da água na entrada do condensador. Nota-se que o aumento da temperatura da água não altera a taxa de transferência de calor no condensador. Isto porque a diminuição da taxa de transferência de calor no processo de condensação é compensada pelo aumento da taxa de transferência de calor do processo de desaquecimento. Por outro lado, a taxa de transferência de calor no evaporador sofre uma pequena diminuição com o aumento da temperatura da água na entrada do condensador, pois o aumento da pressão de condensação aumenta o título no estado de descarga da TEV. O maior efeito da temperatura na entrada do condensador é observado na potência elétrica, a qual aumenta linearmente com o incremento de temperatura. A potência do equipamento aumenta 50% com o aumento de 22°C para 32°C na temperatura. Na Figura A.8 percebe-se a diminuição no COP da bomba de calor causado pelo aumento desta temperatura. Além disso, percebe-se que as efetividades dos processos de evaporação e condensação praticamente não se alteram com o aumento dessa temperatura.

Por fim, a Figura A.5 mostra os efeitos da temperatura da água na entrada do evaporador no desempenho da bomba de calor a água. Observa-se que o aumento dessa temperatura aumenta praticamente linearmente as taxas de transferência de calor no evaporador e condensador, no entanto percebe-se a diminuição da potência elétrica do equipamento. Esses efeitos foram discutidos em mais detalhes na seção 3.2.3. Na Figura A.7 ilustra-se o aumento do *COP* em função do aumento da temperatura da água na entrada do evaporador, causado pelo aumento da taxa de transferência de calor no condensador e pela diminuição da potência elétrica. Além disso, percebe-se uma leve diminuição da efetividade do processo de evaporação e um leve aumento na efetividade do processo de condensação.

A bomba de calor ar-água apresenta os mesmos efeitos, com respeito aos parâmetros de operação, descritos anteriormente para a bomba de calor ar-água. Nas Figuras A.9 a A.16 detalham-se esses efeitos.

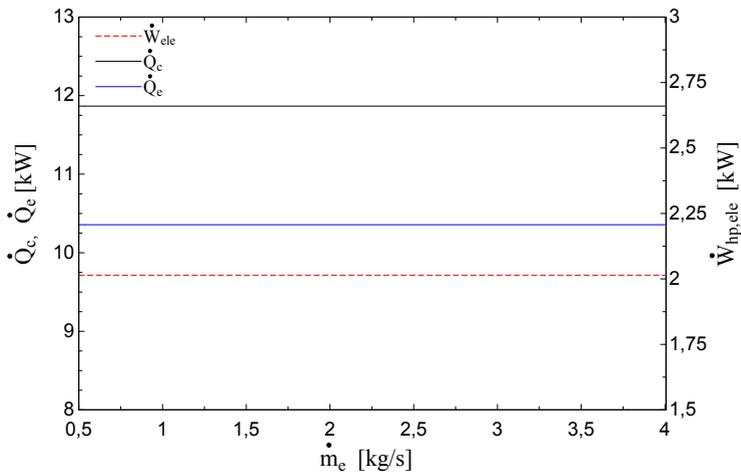


Figura A.1: Efeito da vazão da corrente externa do evaporador no desempenho da bomba de calor água-água.

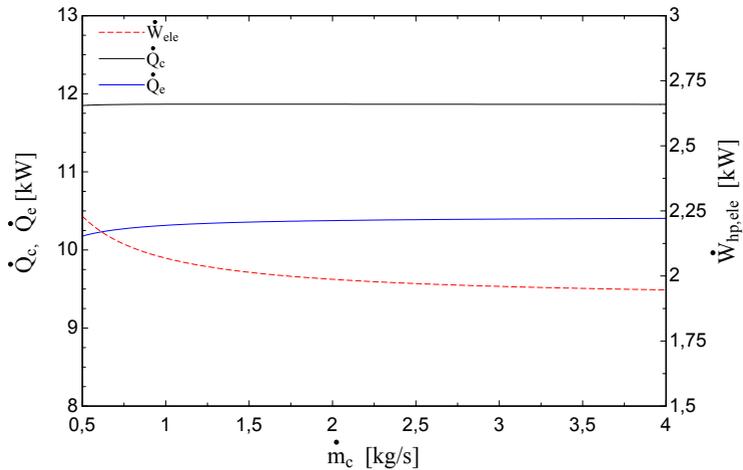


Figura A.2: Efeito da vazão da corrente externa do condensador no desempenho da bomba de calor água-água.

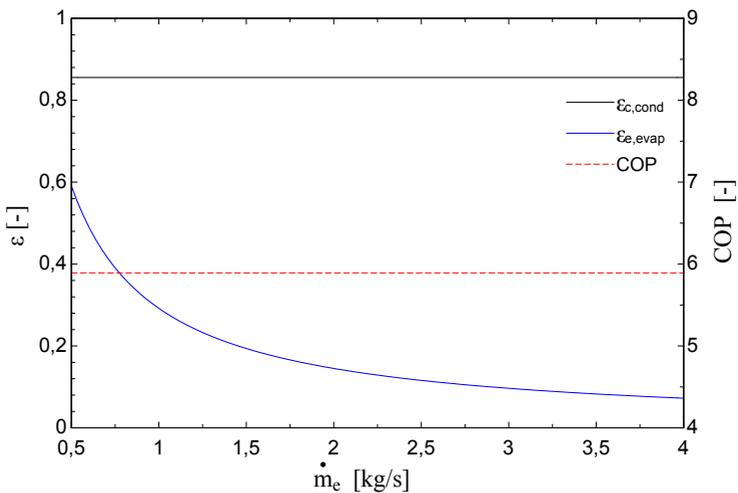


Figura A.3: Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor água-água em função da vazão da corrente externa do evaporador.

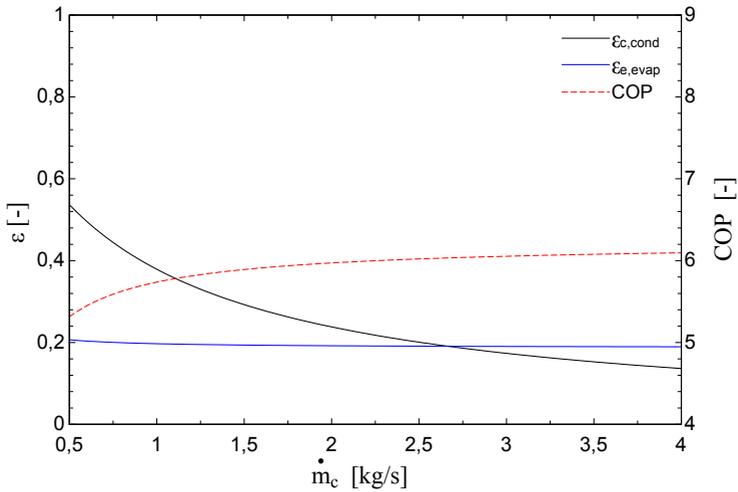


Figura A.4: Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor água-água em função da vazão da corrente externa do condensador.

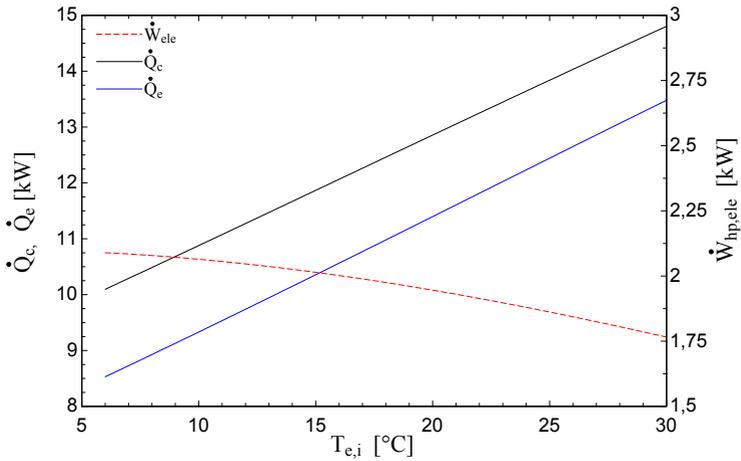


Figura A.5: Efeito da temperatura da água na entrada do evaporador no desempenho da bomba de calor água-água.

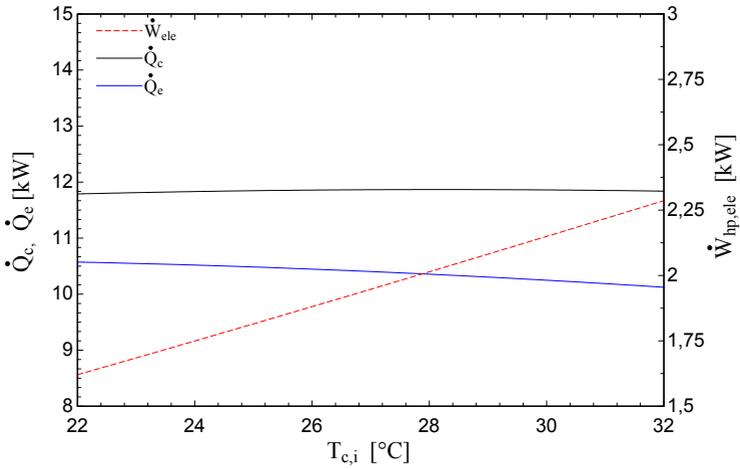


Figura A.6: Efeito da temperatura da água na entrada do condensador no desempenho da bomba de calor água-água.

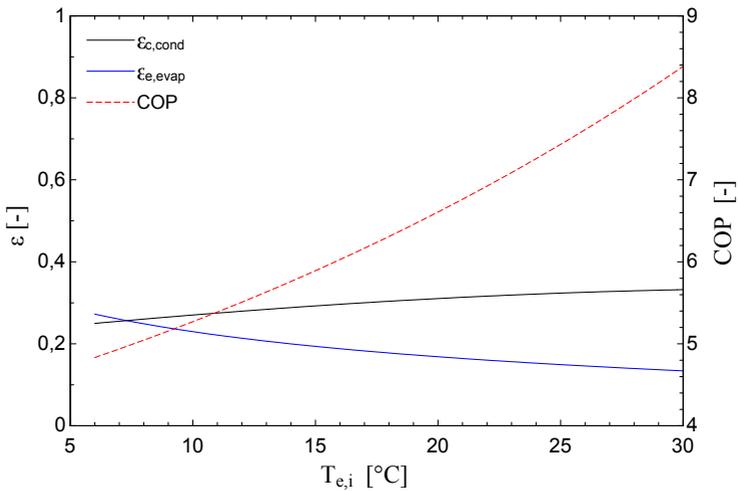


Figura A.7: Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor água-água em função da temperatura da água na entrada do evaporador.

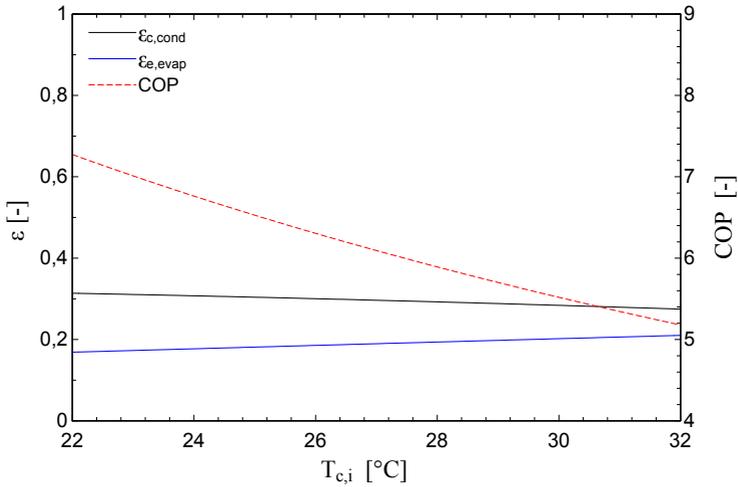


Figura A.8: Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor água-água em função da temperatura da água na entrada do condensador.

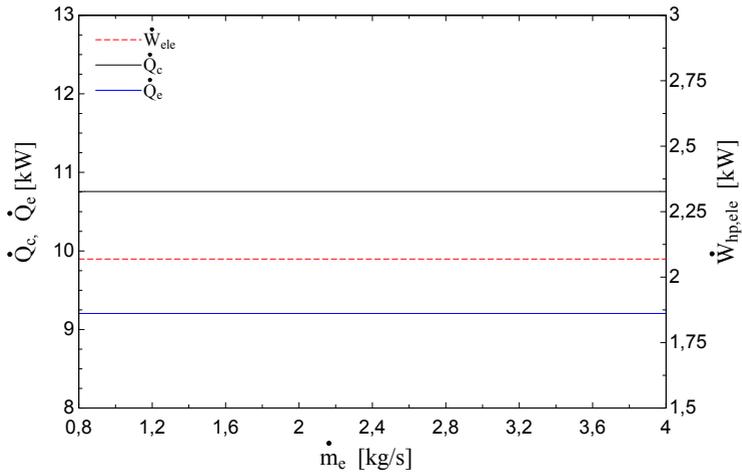


Figura A.9: Efeito da vazão da corrente externa do evaporador no desempenho da bomba de calor ar-água.

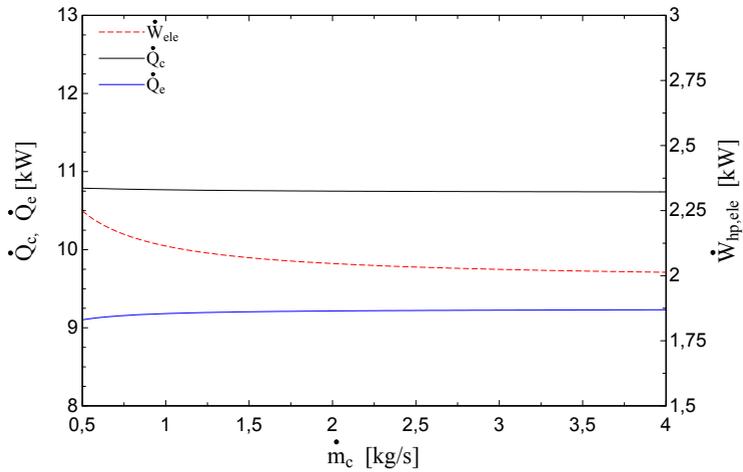


Figura A.10: Efeito da vazão da corrente externa do condensador no desempenho da bomba de calor ar-água.

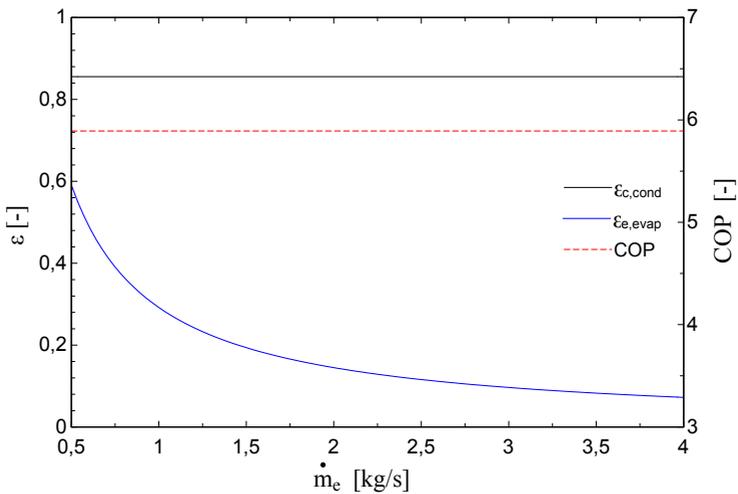


Figura A.11: Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor ar-água em função da vazão da corrente externa do evaporador.

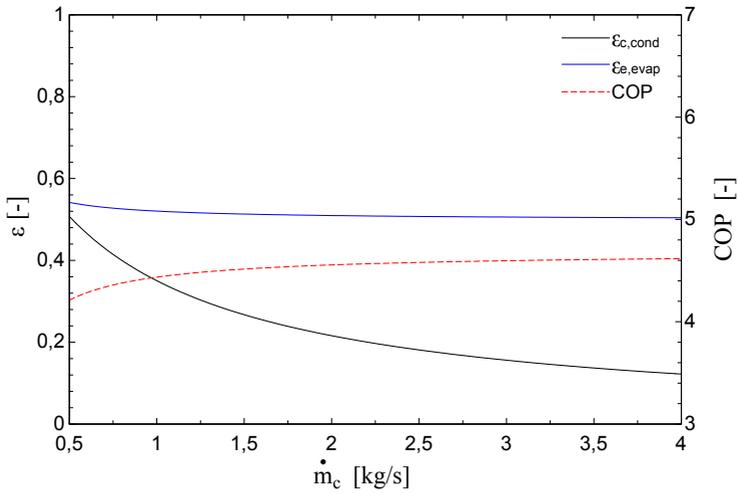


Figura A.12: Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor ar-água em função da vazão da corrente externa do condensador.

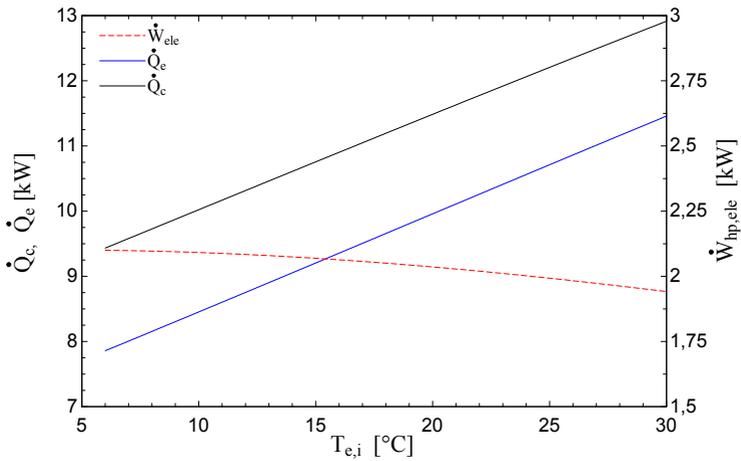


Figura A.13: Efeito da temperatura da água na entrada do evaporador no desempenho da bomba de calor ar-água.

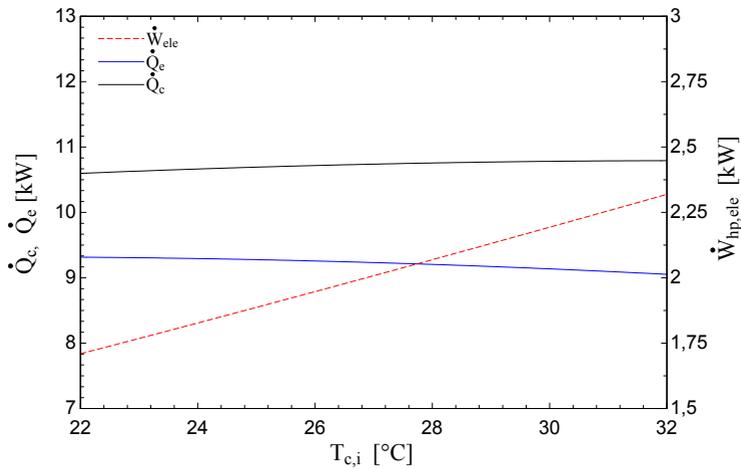


Figura A.14: Efeito da temperatura da água na entrada do condensador no desempenho da bomba de calor ar-água.

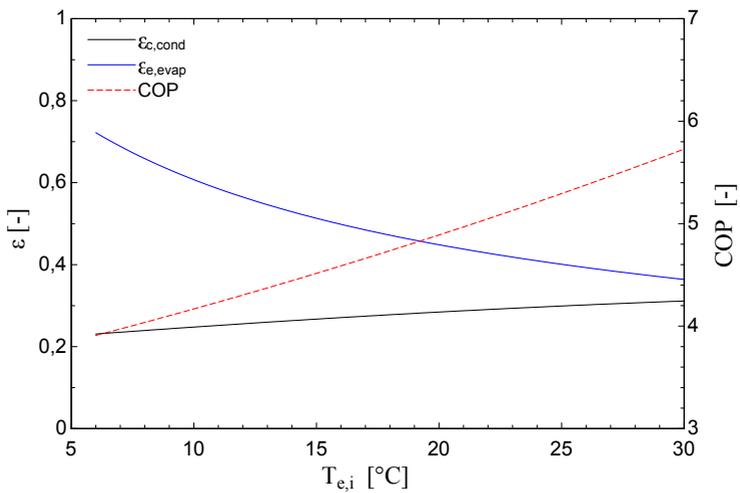


Figura A.15: Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor ar-água em função da temperatura da água na entrada do evaporador.

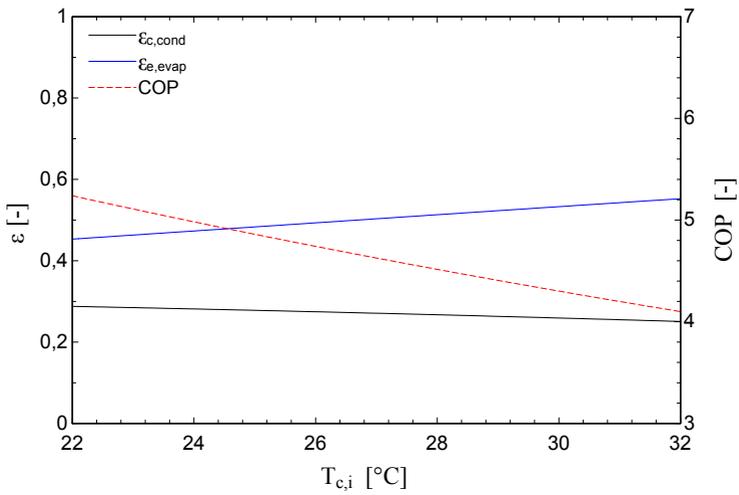


Figura A.16: Variação do COP e das efetividades do processo de evaporação e condensação da bomba de calor ar-água em função da temperatura da água na entrada do condensador.

Apêndice B – Resultados das análises

B.1 Segunda: inclinação dos coletores

Tabela B.1: Resultados da segunda análise, para o caso da piscina com cobertura.

β [°]	\mathcal{F} [%]	$\bar{\eta}_c$ [%]	$\bar{\eta}_{campo}$ [%]	$F_{d,bypass}$ [%]	Q_d [MWh/ano]
SA-ASHP					
0	80,0	44,4	4,5	19,2	20,40
30	80,1	46,5	4,7	21,3	20,45
60	80,2	46,5	5,2	20,2	20,46
SA-WSHP					
0	71,3	89,7	19,4	8,3	20,60
30	72,1	85,9	18,4	12,6	20,60
60	72,0	89,1	21,3	12,8	20,60
SA-DSHP					
0	80,9	90,8	18,8	8,8	20,51
30	81,0	88,3	17,8	12,4	20,58
60	80,8	91,0	20,7	12,6	20,58

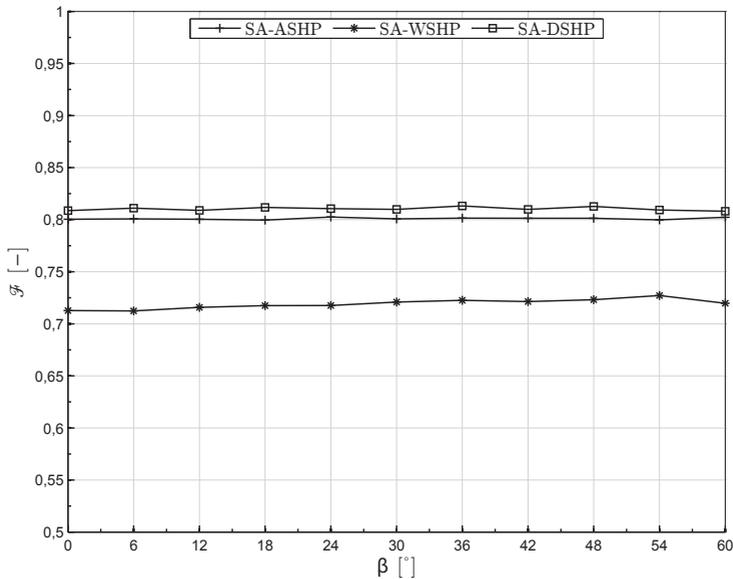


Figura B.1: Variação da fração solar em função da inclinação dos coletores solares, para o caso da piscina com cobertura.

B.2 Terceira: vazão mássica dos coletores

Tabela B.2: Resultados da terceira análise, para o caso da piscina com cobertura.

\dot{m}_{col} [kg/s]	\mathcal{F} [%]	$\bar{\eta}_c$ [%]	\overline{COP} [-]	$F_{d,bypass}$ [%]	Q_d [MWh/ano]
SA-ASHP					
0,1	78,6	19,0	4,9	17,2	20,20
1,1	80,1	47,0	4,9	21,4	20,48
2,1	80,2	50,0	4,9	21,1	20,48
SA-WSHP					
0,6	74,0	77,3	6,0	14,6	20,60
1,1	71,9	84,9	5,9	12,4	20,61
2,1	71,7	83,6	5,9	11,4	20,61
SA-DSHP					
0,6	81,8	78,9	5,8	14,3	20,57
1,1	81,4	86,2	5,6	12,5	20,56
2,1	81,1	85,5	5,7	10,0	20,55

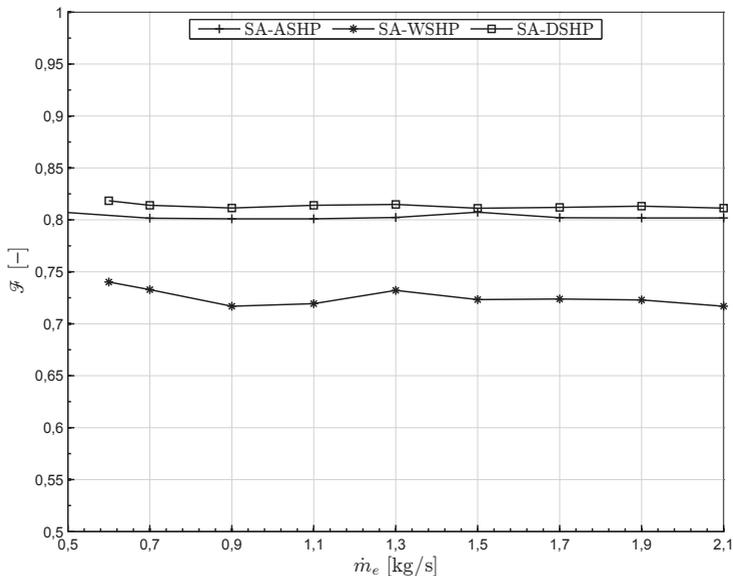


Figura B.2: Variação da fração solar em função da vazão mássica nos coletores solares, para o caso da piscina com cobertura.

B.3 Quarta: eficiência do coletor solar

Tabela B.3: Resultados da quarta análise, para o caso da piscina com cobertura.

	$F_R U_L$ [$\frac{W}{m^2 K}$]	\mathcal{F} [%]	$\bar{\eta}_c$ [%]	$\bar{\eta}_{campo}$ [%]	\overline{COP} [-]	F_{aux} [%]	F_{hp} [%]	$F_{d,bypass}$ [%]	Q_d [$\frac{MWh}{ano}$]
SA-ASHP									
	12	80,6	52,6	5,5	4,9	4,9	14,5	25,0	20,45
	20	80,1	45,8	4,6	4,9	4,5	15,4	20,9	20,46
	32	79,8	39,3	3,5	4,9	3,6	16,6	16,0	20,46
SA-WSHP									
	12	64,4	81,6	14,9	5,7	25,7	9,9	18,0	20,67
	20	74,2	76,5	17,2	6,1	13,8	11,9	14,6	20,62
	32	82,7	72,9	19,3	6,3	3,6	13,7	11,0	20,62
SA-DSHP									
	12	80,2	83,3	13,8	5,3	4,8	15,0	16,3	20,59
	20	82,3	78,9	16,9	5,8	3,1	14,6	13,8	20,56
	32	83,3	74,2	19,3	6,3	2,7	14,0	10,6	20,56

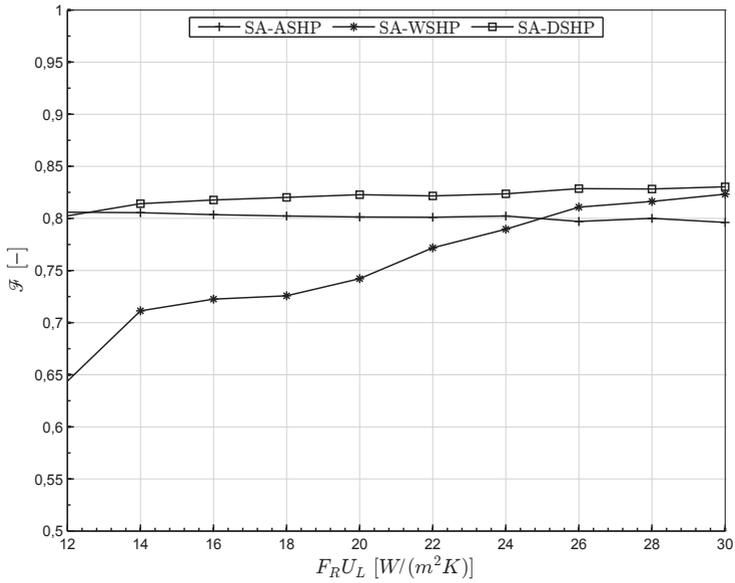


Figura B.3: Variação da fração solar em função do coeficiente de perdas do coletor solar, para o caso da piscina com cobertura.

B.4 Quinta: Capacidade da bomba de calor

Tabela B.4: Resultados da quinta análise, para o caso da piscina com cobertura.

FR	\mathcal{F}	\overline{COP}	F_{aux}	F_{hp}	$F_{d,bypass}$	$F_{d,wsHP}$	$F_{d,ashp}$	Q_d
[-]	[%]	[-]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	$[\frac{MWh}{ano}]$
ASHP								
0,4	61,6	4,9	22,8	15,7	-	-	77,1	20,18
0,6	69,8	5,0	12,5	17,7	-	-	87,6	20,35
0,8	74,5	5,1	7,1	18,3	-	-	93,2	20,33
1	77	5,0	3,4	19,5	-	-	96,8	20,45
1,2	78,1	4,9	1,8	20,1	-	-	98,5	20,65
1,4	78,8	4,9	0,7	20,5	-	-	99,3	20,83
SA-ASHP								
0,4	69,3	4,8	20,0	10,7	28,0	-	51,8	20,62
0,6	74,3	4,9	12,1	13,6	21,8	-	66,6	20,60
0,8	77,3	4,9	7,8	14,9	20,1	-	73,0	20,42
1	80,3	4,9	4,4	15,3	21,2	-	75,3	20,44
1,2	81,8	4,9	2,4	15,8	21,8	-	76,9	20,60
1,4	82,8	4,8	0,7	16,5	20,4	-	79,3	20,73
SA-WSHP								
0,4	69,3	6,5	22,4	8,3	23,6	54,3	-	20,58
0,6	74,2	6,3	15,0	10,8	17,7	68,1	-	20,57
0,8	76,2	6,1	12,0	11,8	16,6	72,4	-	20,51
1	74	6,0	14,0	12,0	14,6	72,2	-	20,60
1,2	72,7	5,8	14,2	13,1	10,1	76,4	-	20,74
1,4	70,5	5,7	16,1	13,5	7,2	76,9	-	20,87
SA-DSHP								
0,4	72,1	6,4	18,8	9,0	23,5	54,7	3,1	20,59
0,6	78,3	6,1	9,9	11,8	18,4	68,3	4,0	20,62
0,8	80,4	6,0	6,4	13,2	15,8	73,2	5,7	20,51
1	81,8	5,8	3,7	14,5	14,3	70,5	12,6	20,57
1,2	82,1	5,6	2,2	15,7	10,9	72,7	15,1	20,72
1,4	82,4	5,5	0,9	16,8	7,9	73,9	17,6	20,88

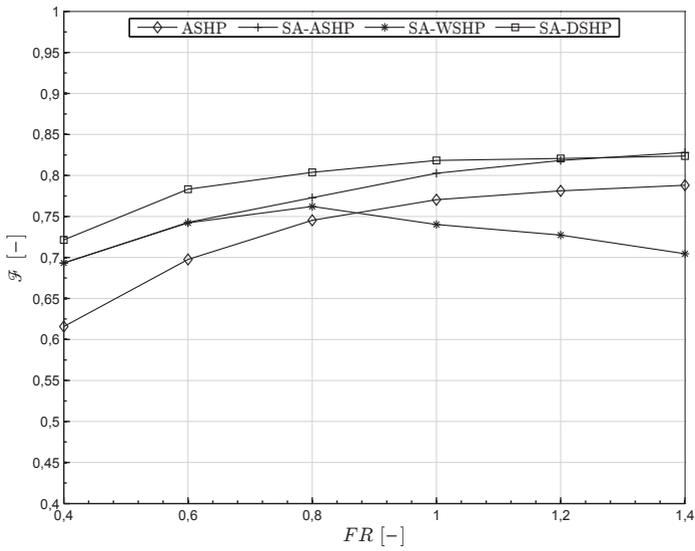


Figura B.4: Variação da fração solar em função da capacidade nominal de aquecimento da bomba de calor, para o caso da piscina com cobertura.

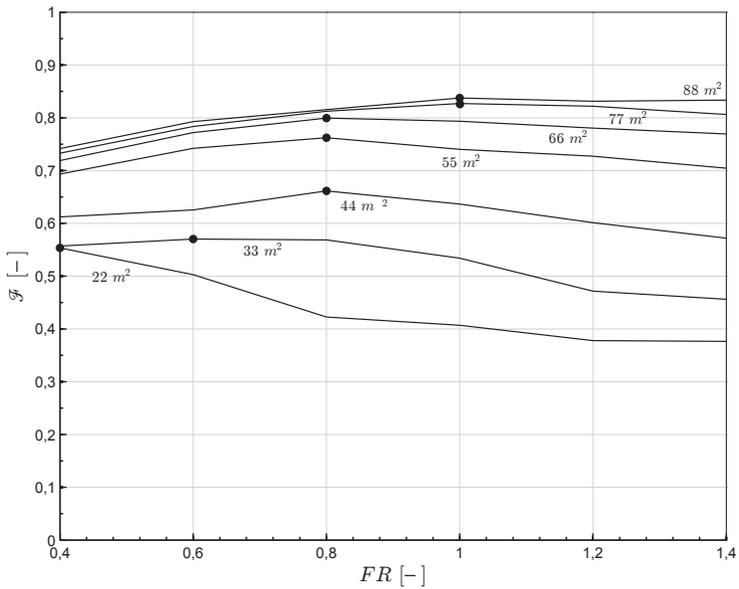


Figura B.5: Capacidades nominais ótimas da configuração SA-WSHP, para alguns valores de áreas de coletores, para o caso da piscina com cobertura.

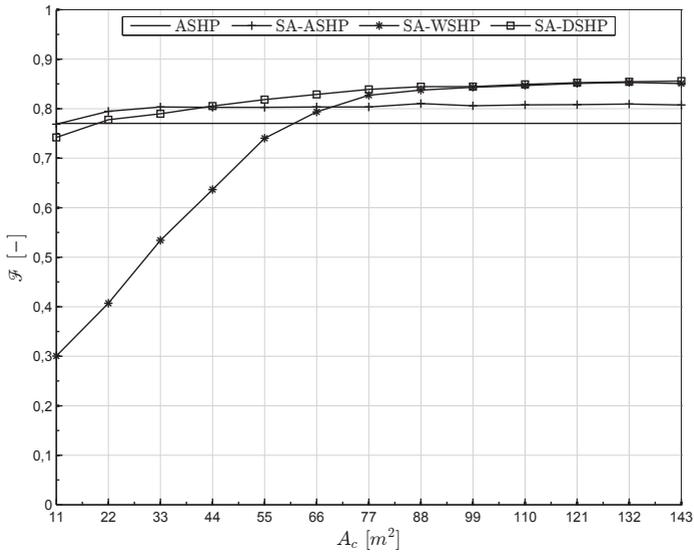
B.5 Sexta: Área de coletores

Figura B.6: Variação da fração solar em função da área de coletores solares, para o caso da piscina com cobertura e com um $FR = 1,0$.

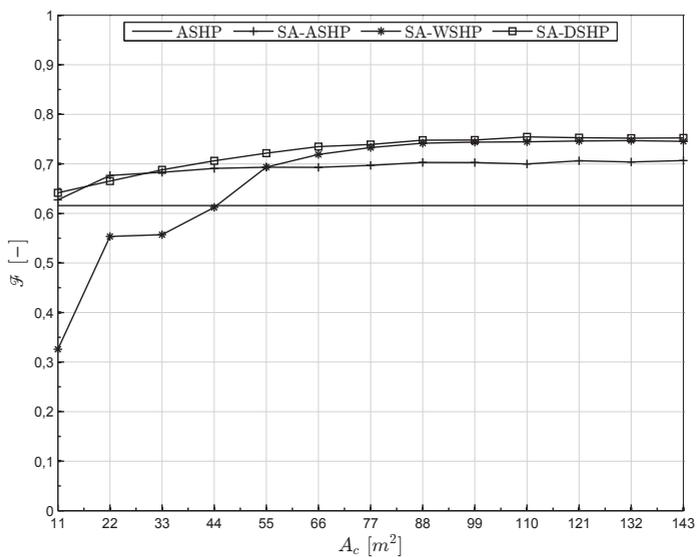


Figura B.7: Variação da fração solar em função da área de coletores solares, para o caso da piscina com cobertura e com um $FR = 0,4$.

Tabela B.5: Coeficientes para o polinômio da fração de consumo do aquecedor auxiliar (F_{aux}), para o caso da piscina sem cobertura.

	ASHP	SA-ASHP	SA-WSHP	SA-DSHP
$\overline{Q_d} \left[\frac{\text{MWh}}{\text{ano}} \right]$	4,429e+04	4,457e+04	4,452e+04	4,468e+04
Coefficientes				
$p_{0,0}$	1,264e+00	1,217e-01	1,021e-01	1,015e-01
$p_{1,0}$	0	-3,331e-03	-6,787e-02	-1,604e-02
$p_{0,1}$	-3,167e+00	-1,164e-01	-7,603e-02	-9,668e-02
$p_{2,0}$	0	-2,944e-03	2,096e-01	1,132e-02
$p_{1,1}$	0	6,973e-05	-7,978e-02	9,592e-03
$p_{0,2}$	3,551e+00	4,737e-02	5,298e-02	4,607e-02
$p_{3,0}$	0	3,573e-03	-1,474e-01	-4,342e-03
$p_{2,1}$	0	1,480e-03	7,954e-02	-1,212e-02
$p_{1,2}$	0	5,398e-04	2,597e-03	3,261e-03
$p_{0,3}$	-2,026e+00	-1,807e-02	-2,335e-02	-1,763e-02
$p_{4,0}$	0	9,168e-04	-3,195e-02	-2,819e-03
$p_{3,1}$	0	3,170e-04	1,604e-02	1,849e-03
$p_{2,2}$	0	1,154e-03	-1,646e-02	1,293e-03
$p_{1,3}$	0	7,997e-04	-1,170e-03	-2,996e-03
$p_{0,4}$	4,666e-01	1,156e-04	2,475e-03	5,845e-04
$p_{5,0}$	0	-1,048e-03	3,583e-02	2,164e-03
$p_{4,1}$	0	-7,534e-04	-2,664e-02	1,976e-03
$p_{3,2}$	0	-5,454e-04	9,845e-03	-2,354e-03
$p_{2,3}$	0	-2,862e-04	3,276e-03	8,777e-04
$p_{1,4}$	0	-4,567e-04	-1,862e-03	1,079e-03
$p_{0,5}$	0	3,521e-03	2,587e-03	2,479e-03
Qualidade				
R^2	1,0	0,9999	0,9949	0,9996
RMSE	4,651e-04	1,196e-03	1,923e-02	3,015e-03

Tabela B.6: Coeficientes para o polinômio da fração de consumo da bomba de calor (F_{hp}), para o caso da piscina sem cobertura.

	ASHP	SA-ASHP	SA-WSHP	SA-DSHP
\bar{Q}_d [$\frac{\text{MWh}}{\text{ano}}$]	4,429e+04	4,457e+04	4,452e+04	4,468e+04
Coeficientes				
$p_{0,0}$	-8,437e-02	1,453e-01	1,289e-01	1,282e-01
$p_{1,0}$	0	-1,060e-03	2,253e-03	-9,362e-03
$p_{0,1}$	7,778e-01	4,115e-02	3,704e-02	4,243e-02
$p_{2,0}$	0	7,451e-04	-3,405e-02	9,343e-03
$p_{1,1}$	0	1,159e-03	1,467e-02	-6,229e-03
$p_{0,2}$	-1,025e+00	-5,635e-03	-7,703e-03	-4,569e-03
$p_{3,0}$	0	-5,166e-04	2,588e-02	-4,366e-03
$p_{2,1}$	0	-2,312e-04	-1,735e-02	2,591e-03
$p_{1,2}$	0	-6,883e-05	1,393e-03	-5,642e-04
$p_{0,3}$	7,020e-01	4,078e-03	-1,671e-04	-1,252e-03
$p_{4,0}$	0	5,891e-04	5,948e-03	-8,600e-04
$p_{3,1}$	0	1,736e-04	-1,159e-03	2,151e-03
$p_{2,2}$	0	-4,510e-04	1,911e-03	-1,588e-03
$p_{1,3}$	0	-5,425e-04	-1,128e-03	-4,262e-04
$p_{0,4}$	-1,859e-01	-5,706e-04	-2,836e-04	-4,000e-04
$p_{5,0}$	0	-2,628e-04	-6,436e-03	8,238e-04
$p_{4,1}$	0	-8,710e-05	4,415e-03	-1,776e-03
$p_{3,2}$	0	2,878e-04	-1,972e-03	7,820e-04
$p_{2,3}$	0	1,270e-04	8,055e-05	5,740e-04
$p_{1,4}$	0	-7,053e-06	4,398e-04	1,291e-04
$p_{0,5}$	0	-1,913e-03	-1,129e-04	-2,103e-04
Qualidade				
R^2	0,9997	1,0	0,9951	0,9995
RMSE	1,444e-03	2,690e-04	3,380e-03	1,100e-03

Tabela B.7: Coeficientes para o polinômio da fração de consumo do aquecedor auxiliar (F_{aux}), para o caso da piscina com cobertura.

	ASHP	SA-ASHP	SA-WSHP	SA-DSHP
$\overline{Q_d} [\frac{MWh}{ano}]$	2,047e+04	2,0574e+04	2,061e+04	2,065e+04
Coefficientes				
$p_{0,0}$	6,567e-01	6,086e-02	4,855e-02	4,327e-02
$p_{1,0}$	0	-1,098e-03	-7,550e-02	-4,892e-03
$p_{0,1}$	-1,647e+00	-6,864e-02	-3,358e-02	-4,924e-02
$p_{2,0}$	0	-5,305e-03	1,592e-01	2,806e-03
$p_{1,1}$	0	8,748e-04	-5,450e-02	4,782e-04
$p_{0,2}$	1,753e+00	1,605e-02	3,277e-02	1,525e-02
$p_{3,0}$	0	4,357e-03	-8,188e-02	-1,378e-03
$p_{2,1}$	0	3,330e-03	5,202e-02	-7,426e-03
$p_{1,2}$	0	-4,737e-03	-1,625e-02	-4,995e-03
$p_{0,3}$	-9,208e-01	1,860e-02	-2,542e-03	1,168e-02
$p_{4,0}$	0	3,471e-03	-1,864e-02	9,571e-04
$p_{3,1}$	0	1,467e-03	1,361e-02	-9,024e-04
$p_{2,2}$	0	2,306e-04	-1,239e-02	3,985e-04
$p_{1,3}$	0	-6,550e-04	4,339e-04	3,057e-03
$p_{0,4}$	1,947e-01	2,187e-03	-9,453e-04	3,278e-03
$p_{5,0}$	0	-2,715e-03	1,547e-02	-4,345e-04
$p_{4,1}$	0	-1,994e-03	-2,006e-02	2,020e-03
$p_{3,2}$	0	5,201e-04	9,671e-03	1,344e-03
$p_{2,3}$	0	2,282e-04	3,194e-03	1,360e-04
$p_{1,4}$	0	1,316e-03	3,305e-03	5,007e-04
$p_{0,5}$	0	-8,244e-03	-2,695e-03	-7,049e-03
Qualidade				
R^2	0,9997	0,9982	0,9914	0,9969
RMSE	2,992e-03	3,326e-03	2,029e-02	3,975e-03

Tabela B.8: Coeficientes para o polinômio da fração de consumo da bomba de calor (F_{hp}), para o caso da piscina com cobertura.

	ASHP	SA-ASHP	SA-WSHP	SA-DSHP
$\overline{Q_d} \left[\frac{\text{MWh}}{\text{ano}} \right]$	2,047e+04	2,0574e+04	2,061e+04	2,065e+04
Coeficientes				
$p_{0,0}$	-1,463e-02	1,486e-01	1,256e-01	1,274e-01
$p_{1,0}$	0	-2,353e-03	2,534e-03	-1,322e-02
$p_{0,1}$	8,034e-01	9,342e-03	1,319e-02	1,731e-02
$p_{2,0}$	0	7,317e-04	-2,459e-02	1,144e-02
$p_{1,1}$	0	-3,831e-05	2,729e-03	-7,383e-03
$p_{0,2}$	-1,290e+00	-2,021e-03	4,763e-05	2,546e-03
$p_{3,0}$	0	-5,446e-05	1,466e-02	-5,706e-03
$p_{2,1}$	0	7,428e-04	-7,009e-03	4,068e-03
$p_{1,2}$	0	1,290e-03	2,789e-03	1,390e-03
$p_{0,3}$	9,484e-01	5,529e-03	5,047e-03	1,636e-03
$p_{4,0}$	0	5,626e-04	3,966e-03	-1,067e-03
$p_{3,1}$	0	-4,819e-05	-6,793e-04	2,759e-03
$p_{2,2}$	0	2,564e-04	1,414e-03	-9,820e-04
$p_{1,3}$	0	2,038e-04	9,100e-04	-4,484e-04
$p_{0,4}$	-2,542e-01	-2,120e-03	-1,873e-03	-2,625e-03
$p_{5,0}$	0	-2,899e-04	-3,355e-03	1,188e-03
$p_{4,1}$	0	-5,828e-05	2,277e-03	-2,436e-03
$p_{3,2}$	0	-5,029e-04	-1,026e-03	3,174e-04
$p_{2,3}$	0	-3,636e-04	-6,080e-04	5,496e-04
$p_{1,4}$	0	-1,726e-04	-8,261e-04	-2,653e-04
$p_{0,5}$	0	-2,001e-04	-6,464e-04	4,474e-04
Qualidade				
R^2	0,9953	0,9981	0,9882	0,9976
RMSE	3,052e-03	1,004e-03	3,282e-03	1,690e-03

