

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE EXERGÉTICA E TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA SOLAR  
TERMODINÂMICO DE AQUECIMENTO DE ÁGUA

por

Yuri Cambrussi da Silva

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2012

ANÁLISE EXERGÉTICA E TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA SOLAR  
TERMODINÂMICO DE AQUECIMENTO DE ÁGUA

por

Yuri Cambrussi da Silva

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Luiz Alberto de Oliveira Rocha

Comissão de Avaliação:

Prof. Cristiano Frandalozo Maidana

Prof. Adriane Prisco Petry

Prof. Sérgio Luiz Frey

Porto Alegre, 15 de junho de 2012.

Dedico este trabalho aos meus pais, porque sem eles eu não teria chegado até aqui.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu pai, Gilberto José da Silva, pelas oportunidades que me proporcionou e por sempre ter me apoiado, incentivado e cobrado quando era preciso;

à minha mãe, Lourdes Cambrussi, que sempre me deu carinho e apoio, apesar da distância;

ao meu orientador, Prof. Luiz Alberto de Oliveira Rocha, por ter encarado o desafio de me guiar no desenvolvimento desta ideia, ter sugerido a maneira correta de avaliar o problema e ter solucionado minhas principais dúvidas;

de uma maneira especial, à Thais Andrade, por todo apoio e toda atenção que me deu durante este trabalho e por ter contribuído ativamente na feição e revisão deste relatório;

aos meus amigos João Artur Peixoto, Diego Fernandes, Pedro Amaral, Felipe Camaratta, Rafael Rabello e todos os demais que estiveram ao meu lado, seja nas horas de estudo, seja nos momentos de descontração, durante toda a faculdade.

DA SILVA, Y. C. **Análise Exergética e Termoeconômica de um Sistema Solar Termodinâmico de Aquecimento de Água**. 2012. 18 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## RESUMO

Este trabalho avalia e propõe melhorias a um sistema solar termodinâmico de aquecimento de água, que consiste em uma bomba de calor na qual o evaporador é um painel solar e o condensador é um trocador de calor utilizado para aquecer água. Para otimizar o sistema, são realizadas análises teóricas de exergia e termoeconomia de um aquecedor fabricado no Brasil pela Solary – Aquecedores Termodinâmicos. Na resolução das equações decorrentes dessas análises e obtenção das propriedades termodinâmicas do refrigerante R134a utiliza-se do programa *Interactive Thermodynamics*. Os resultados indicam uma eficiência exergética de 12% e custo total (incluindo aquisição do equipamento) de R\$ 0,7170 por hora de funcionamento. Duas propostas de melhoria são analisadas: aumento do rendimento isentrópico do compressor e aumento da temperatura do evaporador. Esta última apresenta os melhores resultados, atingindo um rendimento de 17% e custo total de R\$ 0,6383 por hora.

**PALAVRAS-CHAVE:** (Bomba de calor, Aquecedor de água, Exergia, Termoeconomia)

DA SILVA, Y. C. **Exergetic and Thermo-economic Analysis of a Solar Heat-Pump System for Water Heating**. 2012. 18 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## **ABSTRACT**

This study evaluates and proposes improvements to a thermodynamic solar water heater, that consists of a heat-pump in which the evaporator is a solar panel and the condenser is a heat exchanger used to heat water. To optimize the system, theoretical analysis of exergy and thermo-economics of a heater produced in Brazil by Solary – Thermodynamic Heaters are performed. In the solution of the equations resulting from these analyses and obtain the thermodynamic properties of the R134a refrigerant, the software Interactive Thermodynamics is used. The results indicate an exergetic efficiency of 12% and total cost (including purchase of equipment) of R\$ 0,7170 per operating hour. Two proposals of improvement are analyzed: increase the isentropic efficiency of the compressor or increase the evaporator's temperature. The latter one provides the best results, reaching 17% of efficiency and total cost of R\$ 0,6383 per hour.

**KEYWORDS:** (Heat-pump, Water heater, Exergy, Thermo-economics).

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	1
2.1. Sistema Solar Tradicional de Aquecimento de Água .....	1
2.2. Análise Exergética .....	1
2.2.1. O Conceito de Exergia .....	2
2.3. Termoeconomia .....	2
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA .....	2
3.1. Componentes do Sistema .....	3
3.2. Ciclo Frigorífico por Compressão de Vapor .....	3
3.3. Fluido Refrigerante R134a .....	4
3.4. Coletor Solar .....	5
3.4.1. Coletor Solar Termodinâmico .....	5
4. METODOLOGIA .....	6
4.1. Potência Fornecida pelo Sistema .....	6
4.2. Evaporador .....	6
4.3. Compressor .....	7
4.4. Condensador (Permutador de Calor) .....	7
4.5. Válvula de Expansão .....	8
4.6. Balanço de Energia e Coeficiente de Desempenho (COP) .....	8
4.7. Exergia de Fluxo e Eficiência Exergética .....	9
4.8. Balanço de Exergia .....	9
4.9. Análise Termoeconômica .....	10
5. ANÁLISES E RESULTADOS .....	11
5.1. Situação Atual – Análise Energética e Exergética .....	11
5.2. Situação Atual – Análise Termoeconômica .....	12
5.3. Proposta de Melhoria: Substituição do Compressor .....	13
5.4. Proposta de melhoria: Aumento da Temperatura no Coletor Solar .....	14
6. CONCLUSÃO .....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
ANEXO I – Sistema Solary .....	16
APÊNDICE I – Comparativo Entre Energia e Exergia .....	17

## 1. INTRODUÇÃO

A questão posta em todas as esferas da sociedade é como se poderá manter o ritmo atual de desenvolvimento da humanidade sem comprometer ainda mais o meio ambiente. Esta ideia está intimamente ligada ao que, em 1987, a Comissão Mundial sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento da Organização das Nações Unidas (ONU) definiu como “Desenvolvimento Sustentável”: uma forma de desenvolvimento ou progresso que satisfaça as necessidades do presente, sem comprometer a capacidade de as futuras gerações satisfazerem suas próprias necessidades.

Desde então, estratégias e políticas públicas, inovações tecnológicas, iniciativas científicas e educacionais e novas legislações que promovam o desenvolvimento sustentável vêm sendo idealizadas e desenvolvidas. Essas medidas visam alavancar técnicas de produção e meios de consumo menos prejudiciais ao meio ambiente. O conceito de desenvolvimento sustentável agora influencia governos, negócios e atividades econômicas nos mais diferentes níveis, além de direcionar ações no plano individual.

Deste modo, o estudo da otimização energética, o qual objetiva identificar ineficiências, é fundamental no desenvolvimento de soluções para melhor aproveitamento energético. O conceito de ineficiência está diretamente relacionado à irreversibilidade, característica de todos os processos reais, que pode ser associada diretamente à exergia destruída, cujo valor é determinado através de uma análise exérgica - aplicação, em conjunto, da Primeira e da Segunda Leis da Termodinâmica.

Numa visão mais restrita, o presente trabalho visa focar na questão do uso racional de energia e dos recursos naturais, dentro do contexto da redução do consumo domiciliar e comercial, ao analisar uma alternativa para o uso de chuveiros elétricos e aquecedores de água a gás: o sistema solar termodinâmico. Para tal, será realizada uma análise exérgica e termoeconômica de um sistema que é comercializado no Brasil, fabricado pela Solary – Aquecedores Termodinâmicos, buscando identificar as perdas exérgicas do sistema e propondo alternativas para aumentar sua eficiência.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção, serão estudados alguns aspectos importantes relacionados ao sistema de aquecimento de água e será apresentado o embasamento teórico necessário para a compreensão da metodologia de análise e dos resultados encontrados.

### 2.1. Sistema Solar Tradicional de Aquecimento de Água

Os sistemas solares de aquecimento de água mais difundidos no mercado operam utilizando o sistema termossifão e recebem calor basicamente através da radiação solar. Segundo Treis, 1991, este é o sistema mais indicado para ser utilizado no Brasil devido a sua simplicidade e à abundante insolação da maior parte do território do país. O fenômeno de termossifão ocorre devido à diferença de massa específica da água que passa no coletor (temperatura maior) e a contida no reservatório (temperatura menor), e a radiação é absorvida através de placas coletoras de elevada absorvidade. Esses sistemas têm grande dependência do clima, o que os torna pouco eficientes em dias com pouca intensidade de radiação solar e sua utilização pouco viável nas regiões de latitude mais elevada, ou de clima mais temperado.

### 2.2. Análise Exérgica

A exergia é o conceito teórico utilizado como base para a realização deste trabalho. Ela resulta da aplicação combinada da Primeira e da Segunda Lei da Termodinâmica e pode ser dividida em dois componentes: a exergia física (relacionada às propriedades físicas



do sistema estudado) e a exergia química (relacionada à composição química e a possíveis reações químicas do sistema). Neste trabalho, o escopo da análise será restrito à exergia física.

### 2.2.1. O Conceito de Exergia

Uma das deduções consequentes da Segunda Lei da Termodinâmica é a existência de uma oportunidade para a realização de trabalho sempre que dois sistemas em diferentes estados são colocados em contato. Isso porque, em princípio, pode ser desenvolvido trabalho quando se permite que os sistemas atinjam o equilíbrio. Quando um destes for um sistema apropriadamente idealizado, chamado de ambiente de referência de exergia ou simplesmente ambiente, e o outro for um sistema de interesse, a exergia é o maior trabalho teórico possível de ser obtido, conforme sua interação, até o equilíbrio. Alternativamente, a exergia pode ser vislumbrada como o módulo teórico do valor mínimo de fornecimento de trabalho necessário para levar o sistema do estado morto até um determinado estado (Moran e Shapiro, 2009).

Define-se como estado de referência restrito o estado no qual o sistema alcança o equilíbrio mecânico e térmico com o ambiente; e, estado morto quando o sistema também chega ao equilíbrio químico. Ou seja, a pressão, a temperatura e a composição química no estado morto são iguais às do ambiente. Além disso, a velocidade e as elevações com relação ao ambiente são nulas (Arredondo, 2009).

Neste contexto, o termo ambiente identifica uma parte maior das vizinhanças do sistema, que se encontra a uma distância tal que as propriedades intensivas não são afetadas por nenhum processo que envolva o sistema e suas vizinhanças imediatas.

Finalmente, pode-se dizer que a exergia é uma medida do desvio do estado de um sistema, quando comparado ao do ambiente. Assim sendo, é um atributo conjunto do sistema e do ambiente. No entanto, uma vez que se especifique o ambiente, pode-se atribuir um valor para a exergia em termos de valores de propriedades apenas do sistema e, então, a exergia pode ser considerada uma propriedade do sistema (Moran e Shapiro, 2009).

Uma comparação mais detalhada entre energia e exergia é apresentada no Apêndice III.

### 2.3. Termoeconomia

O termo termoeconomia é aplicado a metodologias que combinam exergia e economia para a otimização de projetos e de operação de sistemas térmicos. Nesta técnica, a exergia é usada para agregação de custos aos produtos de um sistema térmico. Isso significa associar a cada produto o custo para produzi-lo - custo do combustível e outros insumos - e o custo de possuir e operar o sistema - custos de capital, de operação e de manutenção (Moran e Shapiro, 2009).

Este tipo de análise é amplamente utilizado para avaliar sistemas de co-geração, pois permite determinar os custos de diversos fluxos exergéticos, tais como potência elétrica, água aquecida, ar comprimido e vapor, gerados por um mesmo sistema ou planta.

Neste trabalho, a análise termoeconômica se restringirá à análise de custos do sistema como um todo e dos custos associados às suas irreversibilidades.

## 3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Um aquecedor solar termodinâmico funciona segundo o princípio da bomba de calor: um fluido refrigerante circula dentro do coletor solar, que atua como evaporador, e, em seguida, troca calor com a água que será aquecida dentro de um permutador de calor, que atua como condensador. Desta forma, o aquecedor fornece à água tanto a energia elétrica recebida do compressor, quanto a energia térmica absorvida do ambiente.

Na Europa, várias empresas fabricam este tipo de aquecedor, conquanto, no Brasil, este ainda é um produto pouco difundido. A Solary – Aquecedores Termodinâmicos é uma das empresas pioneiras neste segmento no país.

Como o investimento inicial - cerca de R\$ 3000,00 - é elevado quando comparado aos aquecedores tradicionais, o tempo de retorno do investimento, que é de 6 anos e 3 meses, segundo Dos Santos, 2010, pode ser considerado muito longo, o que dificulta sua disseminação.

Propôs-se, então, uma análise exergetica e termoeconômica do aquecedor, e a partir disso, procuraram-se alternativas construtivas para reduzir as ineficiências e irreversibilidades deste, o que tornaria o sistema mais viável.

Nesta análise foram utilizados dados coletados com a própria empresa e outros calculados em trabalhos anteriores baseados neste mesmo aquecedor.

### 3.1. Descrição dos componentes do sistema

O equipamento analisado neste trabalho tem como principal vantagem o fato de funcionar satisfatoriamente mesmo nos dias sem Sol, possibilitando a absorção de calor com chuva, tempo nublado e durante o período noturno, pois ele funciona segundo o princípio da bomba de calor, figura 3.1. Isto é, ao invés de utilizar água circulando nos painéis absorvedores de energia, utilizam um fluido refrigerante à baixas temperaturas, aumentando a eficiência na absorção do calor proveniente da radiação solar e da convecção do ar atmosférico. O sistema é composto por um coletor solar, um compressor, uma válvula de expansão, um permutador de calor e um reservatório de água.

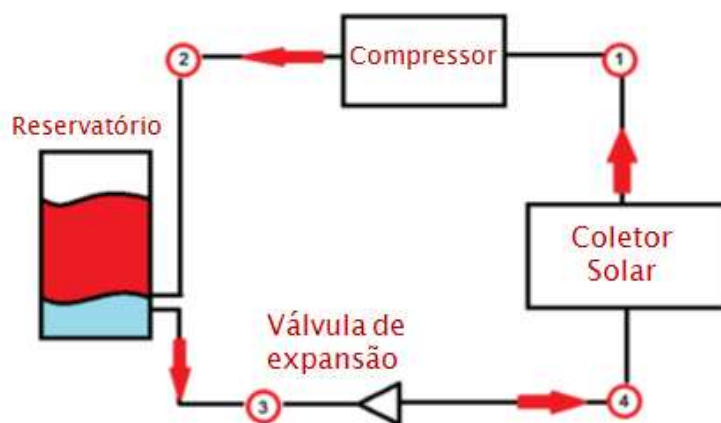


Figura 3.1 – Representação dos componentes do sistema.

### 3.2. Ciclo Frigorífico por Compressão de Vapor

O funcionamento desta bomba de calor é baseado no ciclo frigorífico por compressão de vapor. Nele um fluido no estado de vapor saturado (estado 1 da Figura 3.2) recebe trabalho de um compressor, passando ao estado de vapor superaquecido (estado 2 da Figura 3.2). Segundo Van Wylen et al., 2003, o tipo mais comum deste equipamento para trabalhar com altas pressões é o compressor rotativo, onde, após passar pelo conjunto de pás móveis, o fluido sai em alta velocidade e escoar através de uma seção difusora, sendo desacelerado e tendo sua pressão aumentada. Esta compressão se dá, teoricamente, de forma adiabática e isentrópica.

Em seguida, o fluido passa por um trocador de calor onde será, primeiramente, arrefecido à temperatura de saturação, e, em seguida, condensado (estado 3 da Figura 3.2) à pressão constante. É neste estágio do processo que o vapor fornecerá à água o calor para aquecimento desta e este será um dos pontos de partida do dimensionamento do sistema, pois

a quantidade de calor que deve ser fornecida à água é uma variável determinada pela necessidade de fornecimento de água aquecida da instalação.

A expansão isentrópica entre os estados 3 e 4' da Figura 3.2 ocorreria na região bifásica com título baixo. Como consequência, o trabalho realizado neste processo seria pequeno e não vale à pena incluir uma turbina, um dispositivo bastante complexo, no ciclo para a realização deste trabalho. Assim, um dispositivo de estrangulamento, que pode ser uma válvula ou um tubo de pequeno diâmetro com um comprimento preestabelecido, será utilizado para rebaixar a pressão do fluido de trabalho da pressão do condensador para a pressão do evaporador, o que torna o processo irreversível, levando o fluido ao estado 4.

Por fim, o fluido passa pelo evaporador (transformação 4-1, figura 3.2), onde recebe calor do ambiente tanto por radiação, quanto por convecção, pois se encontra a uma temperatura inferior à temperatura deste.

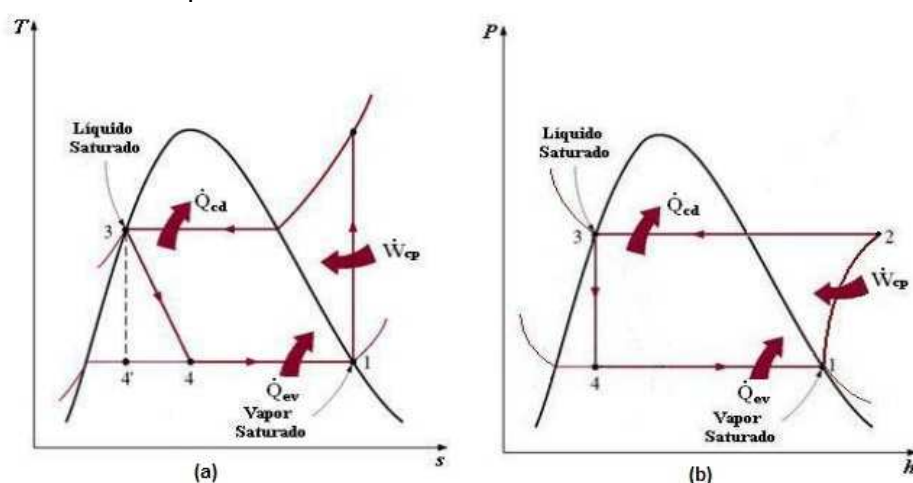


Figura 3.2 - (a) Diagrama  $T \times s$  para a bomba de calor ideal. (b) Diagrama  $P \times h$  para a bomba de calor ideal. (Fonte: Dias, 2005).

### 3.3. Fluido Refrigerante R134a

O fluido de trabalho mais indicado para este sistema é o R134a, que é um fluorcarboneto gasoso e, ao contrário do R12, é isento de cloro, não afetando a camada de ozônio.

O R134a e o R12 têm comportamento similar com relação à temperatura e à pressão, isto é, o R134a é gasoso nas CNTP e condensa somente quando arrefecido à temperatura de  $-26^{\circ}\text{C}$ . A curva de pressão do vapor (Figura 3.3) mostra as pressões e temperaturas às quais o R134a é líquido ou gasoso.

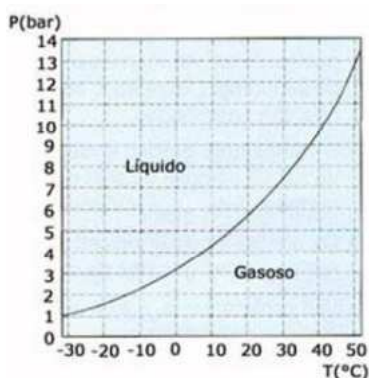


Figura 3.3 Curva de pressão do vapor do R134a (Fonte: Dos Santos, 2010)

O R134a tem as seguintes características: é inodoro; não é tóxico em baixas concentrações; não é inflamável; só é miscível com lubrificantes sintéticos e não com óleos minerais; quando gasoso, é mais pesado que o ar; não é explosivo; absorve a umidade rapidamente; e não ataca os metais.

### 3.4. Coletor Solar

O coletor solar é o equipamento responsável pela absorção da energia do ambiente e por sua conversão em calor utilizável e, por isso, é um elemento determinante no funcionamento dos sistemas de aquecimento de água.

Em geral, é fabricado com materiais nobres como cobre e alumínio e, por poder ser construído das mais variadas maneiras, seu formato e disposição são objetos de pesquisa em pleno desenvolvimento.

O número de coletores solares a ser usado numa instalação depende do tamanho do reservatório térmico, mas pode também variar de acordo com o nível de insolação da região e de acordo com as condições de instalação.

#### 3.4.1. Coletor Solar Termodinâmico

Tanto os coletores solares planos, quanto os concentradores, têm seu funcionamento baseado na captação da radiação solar através do efeito estufa para aquecer diretamente a água que será utilizada.

Por buscar absorver não apenas os fluxos de calor radiante solar e das vizinhanças, mas também o fluxo de calor convectivo gerado pela diferença de temperatura entre o coletor e as vizinhanças, os critérios de seleção dos materiais e processos de fabricação deste tipo de coletor diferem dos tradicionais.

Como não trabalham por efeito estufa, estes coletores não precisam de placa de vidro de cobertura, o que é uma grande vantagem com relação aos demais, pois as placas de vidro sujam rapidamente, diminuindo a eficiência do coletor, e quebram facilmente, com chuvas de granizo, por exemplo. Além disso, estes coletores não têm necessidade de estar direcionados para o norte com ângulo de 30°, podendo ser instalados em qualquer posição, acima ou abaixo do reservatório, na horizontal ou na vertical, embora isto diminua sua eficiência. (Solary, 2010).



Figura 3.4 – Coletor solar termodinâmico (Fonte: Energie, 2012)

Em geral, esses coletores são fabricados com chapas de alumínio estampadas, como as da figura 3.4, onde se notam os finos canais pelos quais escoo o fluido refrigerante utilizado no sistema. E, por trabalhar longe da faixa de solidificação do fluido refrigerante, estes coletores não necessitam de válvula anticongelamento.

Mais informações sobre o sistema da Solary – Aquecedores Termodinâmicos encontram-se no Anexo I.

#### 4. METODOLOGIA

O procedimento adotado foi a modelagem termodinâmica e a simulação numérica do sistema. Para a solução do sistema de equações algébricas não lineares foi utilizado o programa *Interactive Thermodynamics* (IT), assim como sua base de dados de fluidos.

Para a resolução das múltiplas equações algébricas, este programa trabalha com o método de Newton-Raphson, com pequenas modificações para otimizar o tamanho dos passos. A convergência é avaliada pela norma (raiz média quadrática) dos resíduos das equações.

Os dados de fornecimento de água quente do sistema e tempo de operação foram utilizados para determinar a potência fornecida pelo aquecedor. Em seguida, para o cálculo da eficiência energética e exergética do aquecedor da Solary, os dados de temperatura e de pressão de cada ponto do ciclo termodinâmico de operação foram introduzidos no programa que contém o equacionamento mostrado a seguir.

Com os resultados obtidos, passou-se à análise termoeconômica do sistema e, por fim, foram avaliadas alternativas construtivas, como aumento do rendimento isentrópico do compressor e aumento da temperatura do evaporador.

Para a realização do equacionamento do sistema foram feitas as seguintes considerações:

- as variações de energia cinética e potencial do fluido são desprezíveis;
- sistema em regime permanente;
- não são consideradas as perdas de carga ou de calor na tubulação.

As equações utilizadas nesta análise são encontradas em Van Wylen et al., 2003, e Moran e Shapiro, 2009 e os pontos utilizados nas equações referem-se à figura 4.2.

##### 4.1. Potência Fornecida pelo Sistema

A potência de aquecimento de água do sistema foi calculada considerando o tempo de operação diário do aquecedor e o volume do reservatório de água quente, fornecidos pelo fabricante. Esses valores se relacionam através da equação 4.1, que é a quantidade de calor necessária para aquecer a água, dividida pelo tempo de aquecimento:

$$\dot{Q}_{cond} = \rho V c_p \Delta T / t_a \quad (4.1)$$

onde  $\dot{Q}_{cond}$  é a potência entregue pelo aquecedor, em kW;  $\rho$  a massa específica da água, em kg/m<sup>3</sup>;  $V$  o volume do reservatório de água quente, em m<sup>3</sup>;  $c_p$  o calor específico da água, em kJ/kg.K;  $\Delta T$  a variação de temperatura da água no processo, em K ou °C; e  $t_a$  o tempo gasto no aquecimento, em segundos.

##### 4.2. Evaporador

O fluido entra no evaporador como uma mistura de líquido e vapor com título baixo e sai no estado de vapor superaquecido próximo ao estado de vapor saturado após receber três fluxos de calor: trocas radiantes com o ambiente, trocas convectivas com o ambiente e radiação solar. Esses fluxos de calor correspondem, no sistema, ao produto do fluxo mássico de refrigerante pela elevação da entalpia do fluido, conforme a equação 4.2:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} (h_8 - h_7) \quad (4.2)$$

onde  $\dot{Q}_{evap}$  representa o resultado das trocas de calor absorvidas no evaporador, em kW;  $\dot{m}$  o fluxo mássico de refrigerante, em kg/s;  $h_8$  e  $h_7$  a entalpia específica do refrigerante na saída e na entrada do evaporador, em kJ/kg, respectivamente.

A pressão e a temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador foram fornecidas pelo fabricante. Pode-se determinar, assim, a entalpia  $h_8(T_8; p_8)$  e a entropia  $s_8(T_8; p_8)$  do fluido neste ponto, em kJ/kg, com auxílio das tabelas do IT.

#### 4.3. Compressor

As condições do fluido na entrada do compressor foram determinadas na seção 4.2 e, com os dados do fabricante, pode-se determinar a entalpia  $h_2(T_2; p_2)$  e a entropia  $s_2(T_2; p_2)$  do fluido na saída deste.

A potência exigida pelo compressor,  $\dot{W}$ , em kW, corresponde ao produto da vazão de fluido refrigerante pelo aumento de entalpia na compressão, e pode ser calculada a partir da Equação 4.3:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.3)$$

Durante o processo de compressão ocorrem irreversibilidades e transferência de calor para o meio ou do meio, dependendo da temperatura dele e do refrigerante. Portanto, a entropia do refrigerante pode aumentar ou diminuir durante esse processo (Van Wylen et al., 2003). Essas possibilidades estão representadas pelas duas linhas tracejadas 1-2 e 1-2' da Figura 4.1.

Com base nisso, pode-se estabelecer um parâmetro de comparação entre o trabalho fornecido pelo compressor, caso a compressão pudesse ser isentrópica, o que nunca acontece na prática, e as condições reais de operação, dado pela equação 4.4:

$$\beta_{comp} = (h_{2s} - h_1)/(h_2 - h_1) \quad (4.4)$$

onde  $\beta_{comp}$  é o rendimento isentrópico do compressor, adimensional; e  $h_{2s}(p_2; s_1)$  é a entalpia teórica de saída do compressor, caso a entropia de saída pudesse ser igual à entropia de entrada.

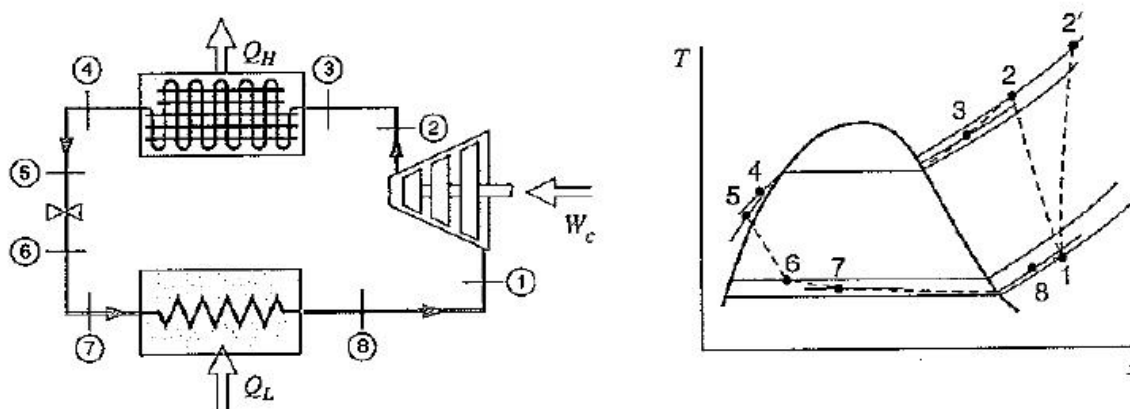


Figura 4.1.: Ciclo real de compressão de vapor. (Fonte: Van Wylen et al., 2003)

#### 4.4. Condensador (Permutador de Calor)

O condensador é o componente que faz o acoplamento entre o ciclo termodinâmico da bomba de calor e a necessidade de provimento de água quente para o banho, equação 4.5. Nele, o fluido refrigerante entra no estado de vapor superaquecido e sai

na condição de líquido saturado, ou sub-resfriado, sendo esta transformação considerada isobárica e sem realização de trabalho.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} (h_4 - h_3) \quad (4.5)$$

Nesta equação,  $\dot{Q}_{cond}$  é a mesma potência utilizada na equação 4.1, de onde vemos claramente o acoplamento dos sistemas, e  $h_4$  é a entalpia do fluido na saída do condensador.

Frequentemente na engenharia, os valores para entalpia de líquidos sub-resfriados são aproximados pelos dados de líquido saturado, pois, para uma temperatura fixa, o volume específico e a energia interna específica variam pouco com a pressão. Um valor aproximado de entalpia para estado líquido pode ser obtido utilizando da Equação 4.6:

$$h(T, p) \approx h_f(T) + v_f(T)[p - p_{sat}(T)] \quad (4.6)$$

onde  $h_f$  é a entalpia do líquido saturado a uma dada temperatura,  $v_f$  é o volume do líquido saturado e  $p_{sat}$  é a pressão de saturação, ambas a esta mesma temperatura.

Como a contribuição dos termos  $v_f(T)$  e do termo  $[p - p_{sat}(T)]$  é pequena, a entalpia específica pode ser aproximada pelo valor do líquido saturado, aproximação esta que foi utilizada nos cálculos deste sistema, na determinação das propriedades do líquido sub-resfriado na saída do condensador, como demonstrado na Equação 4.7.

$$h(T, p) \approx h_f(T) \quad (4.7)$$

#### 4.5. Válvula de Expansão

A válvula de expansão é responsável por retornar o fluido à baixa pressão. Ela é considerada adiabática e isoentálpica, o que nos permite escrever a Equação 4.8:

$$h_5 = h_6 \quad (4.8)$$

Ainda que a entalpia se mantenha igual, parte da exergia é destruída no escoamento do fluido. Dito de outro modo, a energia se conserva, sendo um processo 100% eficiente; mas em termos exergéticos, é um processo pouco eficiente e irreversível (Arredondo, 2009).

#### 4.6. Balanço de Energia e Coeficiente de Desempenho (COP)

Para verificar a coerência nos resultados obtidos nas etapas anteriores, deve-se fazer um balanço de energia global do sistema. Isto é feito analisando-se a quantidade de calor que entra e a que sai do sistema. Pela Primeira Lei da Termodinâmica, sabe-se que essas duas quantidades devem ser iguais e seu somatório deve ser nulo, conforme a Equação 4.9:

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{W} = \dot{Q}_h \quad (4.9)$$

Podemos determinar, enfim, o coeficiente de desempenho do sistema  $\beta$ , conforme a equação 4.10:

$$\beta = \dot{Q}_h / \dot{W} \quad (4.10)$$

#### 4.7. Exergia de Fluxo e Eficiência Exergética

A exergia específica de fluxo ( $e_f$ ) do fluido refrigerante é definida segundo a equação 4.11:

$$e_f = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (4.11)$$

onde  $h$  e  $s$  representam, respectivamente, a entalpia e a entropia específicas do fluido em kJ/kg;  $h_0$  e  $s_0$  representam os respectivos valores dessas propriedades quando avaliadas no estado morto;  $v$  indica a velocidade do fluido em m/s;  $g$  a aceleração da gravidade em m/s<sup>2</sup> e  $z$  a altura com relação à referência em metros. Devido à hipótese de que as variações de energia cinética e potencial do fluido são desprezíveis, a expressão se simplifica, conforme a equação 4.12:

$$e_f = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (4.12)$$

Neste trabalho, o ambiente de referência de exergia é tomado como um sistema simples compressível, que é grande em extensão e cujas temperaturas  $T_0$  e pressão  $p_0$  são uniformes e iguais a 298 K e 100 kPa, respectivamente.

Pode-se, enfim, definir a eficiência exergética como sendo a razão da variação de exergia entregue pelo sistema, pela variação de exergia fornecida na entrada, de acordo com a equação 4.13:

$$\varepsilon = \dot{m}(e_2 - e_3)/\dot{W} \quad (4.13)$$

onde  $\varepsilon$  é a eficiência exergética do sistema, adimensional, e  $e_i$  a exergia de fluxo específica do fluido no ponto  $i$ , em kJ/kg.

#### 4.8. Balanço de Exergia

O balanço de exergia para volumes de controle em regime permanente, com apenas uma única entrada e uma única saída de fluxo é apresentado na equação 4.14:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = 0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \dot{m}(e_{f1} - e_{f2}) - \dot{E}_d \quad (4.14)$$

onde o termo diferencial expressa a variação de taxa de exergia no interior do volume de controle, que é nula para regime permanente,  $\dot{Q}_j$  indica a taxa temporal de transferência de calor na região do contorno onde a temperatura é  $T_j$  e  $\dot{W}_{vc}$  representa a taxa temporal de transferência de trabalho excluindo-se o trabalho de fluxo. O termo  $\dot{m}e_f$  leva em conta a taxa temporal de transferência de exergia associada ao escoamento de massa e ao trabalho de fluxo, calculado utilizando a equação 4.12, e o termo  $\dot{E}_d$  representa a taxa temporal de destruição de exergia devido às irreversibilidades no interior do volume de controle.

Quando aplicada a cada componente do sistema, esta equação indica que a taxa através da qual a exergia é transferida para o componente deve ser maior do que a taxa na qual a exergia sai. Esta diferença é exatamente a taxa na qual a exergia é destruída no interior do componente devido às suas irreversibilidades, que também pode ser calculada através da equação 4.15:

$$\dot{E}_d = T_0 \dot{\sigma} = T_0 \dot{m}(s_e - s_s) \quad (4.15)$$



onde  $\dot{\sigma}$  representa a taxa de produção de entropia no componente, que, por sua vez, pode ser definida como o produto do fluxo mássico através do componente pela diferença de entropia específica do fluido na entrada e na saída deste.

#### 4.9. Análise Termoeconômica

Inicia-se a análise termoeconômica com um balanço da taxa de custo para o sistema como um todo, como descrito pela equação 4.16:

$$\dot{C}_{aq} = \dot{C}_{af} + \dot{C}_{comp} + \dot{Z}_{equip} \quad (4.16)$$

onde  $\dot{C}_{aq}$  é a taxa de custo da água quente,  $\dot{C}_{af}$  a da água fria, e  $\dot{C}_{comp}$  o custo de operação do compressor, em R\$/h;  $\dot{Z}_{equip}$  leva em conta a taxa de custo associada à aquisição e a manutenção do aquecedor, também em R\$/h.

Embora as taxas de custo possam ser avaliadas de outros modos, neste trabalho, elas serão avaliadas somente com relação ao custo exergetico, conforme a equação 4.17 indica:

$$\dot{C}_f = c_f \dot{E}_f \quad (4.17)$$

onde  $c_f$  designa o custo por unidade de exergia da corrente  $f$  (em R\$/kWh), e  $\dot{E}_f$  a taxa de transferência de exergia associado a este fluxo, em kW.

Considerando que a água entra no aquecedor a uma pressão muito próxima da atmosférica e à temperatura de 298 K (condições do estado morto), pode-se dizer que a taxa de entrada de exergia associada a este fluxo é nula, o que leva à equação 4.18:

$$c_{aq} \dot{E}_{aq} = c_W \dot{E}_W + \dot{Z}_{equip} \quad (4.18)$$

Esta equação permite calcular o custo por unidade de exergia da água aquecida ( $c_{aq}$ ) para qualquer equipamento, desde que se disponha do custo de aquisição da exergia para o mesmo ( $c_W$ ), do fluxo exergetico gasto pelo aparelho no aquecimento ( $\dot{E}_W$ ) e dos custos de aquisição e manutenção do equipamento ( $\dot{Z}_{equip}$ , obtidos através de análise econômica do investimento).

Por fim, seguindo a mesma lógica dos passos anteriores, pode-se obter o custo associado às irreversibilidades do processo, expresso na forma da equação 4.19:

$$\dot{C}_I|_{componente} = c_W \dot{E}_d|_{componente} \quad (4.19)$$

onde  $\dot{C}_I$  é o custo horário da destruição de exergia devido às irreversibilidades do componente; e  $\dot{E}_d$  a taxa de destruição de exergia deste, que pode ser determinada através do balanço de exergia, ou da aplicação da equação 4.15.

## 5. ANÁLISES E RESULTADOS

### 5.1. Situação Atual – Análise Energética e Exergética

Com base nos dados fornecidos pelo fabricante, nos resultados do trabalho de Dos Santos, 2010, e no equacionamento proposto na metodologia, foi montada uma estrutura de análise no IT, que permitiu avaliar o funcionamento do ciclo, seus pontos de trabalho (conforme a figura 2.1) e suas propriedades termodinâmicas, apresentados na tabela 5.1:

Tabela 5.1 – Pontos do ciclo termodinâmico de trabalho do aquecedor e suas propriedades

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4
Pressão (kPa)	100,0	844,4	844,4	100,0
Temperatura (K)	256,8	333,0	306,4	246,7
Entalpia Específica(kJ/kg)	239,50	294,00	96,21	96,21
Entropia Específica (kJ/kg)	0,9719	0,9967	0,3549	0,3917
Exergia Específica (kJ/kg)	2,61	49,74	43,17	32,20

Mantendo-se os pontos de trabalho e, portanto, a eficiência do aquecedor, foram analisadas as potências requeridas para o coletor solar, para o compressor e para o permutador de calor, adequadas às três capacidades de aquecimento propostas pelo fabricante, apresentadas na tabela 5.2:

Tabela 5.2 – Potências dos componentes para os três aquecedores propostos pelo fabricante

Tamanho do Reservatório (l)	300l	400l	500l
Calor Condensador (kW)	3,50	4,63	5,79
Calor Evaporador (kW)	2,54	3,35	4,19
Trabalho Compressor (kW)	0,96	1,28	1,60

Em seguida, foram analisados o rendimento isentrópico do compressor (equação 4.4), o coeficiente de desempenho (equação 4.10), e a eficiência exergética (equação 4.13). A tabela 5.3 apresenta estes resultados:

Tabela 5.3 – Indicadores de desempenho operacional do sistema

$\beta_{comp}$	0,85
$\beta_{ciclo}$	3,628
$\epsilon$	0,1204

Evidencia-se que, apesar de o ciclo ter um elevado coeficiente de desempenho, a eficiência exergética é muito baixa, 12,04%. De certa forma, já era esperado que a eficiência exergética fosse baixa, pois o equipamento utiliza trabalho para fornecer calor a uma temperatura próxima à do ambiente de referência, ou seja, transforma energia de elevada qualidade, com grande possibilidade de uso, em energia de baixa qualidade.

Com base nesta avaliação, decidiu-se analisar o que está acontecendo com a exergia que entra no aquecedor, isto é, verificar como está ocorrendo a distribuição da exergia nas trocas que ocorrem no sistema e sua destruição devido às irreversibilidades. Para tal, foram feitos balanços de exergia para cada um dos componentes do aquecedor, conforme equações 4.14 e 4.15. Os resultados podem ser visualizados no balancete de exergia apresentado na tabela 5.4:

Tabela 5.4 Balancete de exergia do aquecedor

Taxa de Exergia Entrando:		
compressor	964,7 W	(100,00%)
Distribuição da Exergia		
evaporador	465,5 W	(48,25%)
condensador	96,0 W	(9,95%)
Exergia Destruída		
compressor	131,0 W	(13,58%)
condensador	20,3 W	(2,10%)
evaporador	57,9 W	(6,00%)
válvula de expansão	194,0 W	(20,11%)
Total	964,7 W	(100,00%)

Embora haja absorção de energia no evaporador, quase metade da exergia é perdida neste componente, pois, quando a temperatura da região onde ocorre a transferência de calor é menor do que a temperatura do ambiente, a transferência de calor e a correspondente transferência de exergia estão em direções opostas. Dito de outra forma, embora calor esteja entrando no evaporador, há exergia deixando este componente.

O estudo do balanço de exergia (equação 4.14) indica que existam duas maneiras de reduzir esta perda de exergia: reduzir a quantidade de calor trocada com o ambiente ou absorver este calor a uma temperatura mais próxima daquela do ambiente. Como não se quer reduzir a absorção de calor do ambiente, pois esta energia é obtida gratuitamente, avaliou-se a possibilidade de aumentar a temperatura do evaporador, como pode ser visto na seção 5.4.

Aproximadamente 41% da exergia que entra no sistema é destruída nas irreversibilidades. O componente que mais contribui para isto é a válvula de expansão, responsável por praticamente metade desta destruição. Por ser um componente muito simples, de comportamento caracteristicamente irreversível, é muito difícil de obter ganhos neste componente sem substituí-lo por um equipamento mais complexo, que gere trabalho durante a expansão, porém, como já vimos na seção 2.2, esta troca não é adequada.

O segundo componente que mais contribui para a destruição da exergia é o compressor, responsável por 32,5% da destruição. Esta informação, aliada ao fato de que existem hoje, no mercado, compressores com rendimento isentrópico superior aos 85% do adotado no sistema, deu origem à proposta de melhoria apresentada na seção 5.3: avaliar o ganho de eficiência exergetica do sistema com o aumento do rendimento isentrópico do compressor.

## 5.2. Situação atual - Análise Termoeconômica

A análise termoeconômica foi feita com base no aquecedor de 300 litros de capacidade, que tem preço de venda de R\$ 3000,00, custo de instalação de aproximadamente R\$ 500,00, vida útil estimada em 20 anos (Dos Santos, 2010) e custos de manutenção considerados muito pequenos (segundo a Solary, apenas uma limpeza ocasional é necessária). Já para determinação do custo da exergia, foi considerada a tarifa de energia elétrica da CEEE do mês de maio de 2012 para a cidade de Porto Alegre de R\$ 0,4948 por kWh.

Primeiramente foi feito um levantamento dos gastos com exergia no sistema, baseado nas equações 4.17 e 4.19, apresentado na tabela 5.5:

Tabela 5.5 – Levantamento de custos de exergia

Gasto total em exergia	0,477334	R\$/h
Valores desperdiçados nas irreversibilidades		
Compressor	0,06483	R\$/h
Condensador	0,01003	R\$/h
Evaporador	0,02865	R\$/h
Valvula de expansão	0,09602	R\$/h
Total	0,19953	R\$/h

Em seguida, utilizando as equações 4.16 e 4.18, foi realizada uma análise comparativa entre os custos do aquecedor solar termodinâmico e de um chuveiro elétrico tradicional, que teve seu preço de venda médio estimado em R\$ 100,00 e sua vida útil estimada em cinco anos.

Tabela 5.6 – Comparativo de custos de obtenção da exergia em forma de água aquecida para chuveiro elétrico e aquecedor solar termodinâmico.

	Chuveiro Elétrico 5400W	Aquecedor Solar Termodinâmico
Custo operacional de obtenção da exergia (R\$/kWh)	23,5827	4,2130
Custo do equipamento na obtenção da exergia (R\$/kWh)	0,3224	2,1156
Custo total de obtenção da exergia (R\$/kWh)	23,9051	6,3286
Custo por hora (R\$/h)	2,7084	0,7170

A tabela 5.6 ressalta a redução de consumo de energia elétrica obtida com o sistema solar termodinâmico em comparação ao chuveiro elétrico, pois, mesmo com o custo de aquisição do equipamento muito inferior, este último se mostrou quatro vezes mais caro que o sistema avaliado.

### 5.3. Proposta de Melhoria I: Substituição do Compressor.

A primeira proposta de melhoria analisada refere-se à substituição do compressor original por um componente de maior eficiência isentrópica, como indicado pelo balancete de exergia (tabela 5.7).

Tabela 5.7 – Efeitos do aumento da eficiência do compressor no desempenho do aquecedor

$\beta_{comp}$	$\beta_{comp}$ (ganho em %)	$\beta_{ciclo}$	$\beta_{ciclo}$ (ganho em %)	$\epsilon$	$\epsilon$ (ganho em %)
0,85	+0,00%	3,628	+0,00%	0,12040	+0,00%
0,87	+2,35%	3,684	+1,54%	0,12370	+2,74%
0,89	+4,71%	3,730	+2,81%	0,12810	+6,40%
0,91	+7,06%	3,788	+4,41%	0,13110	+8,89%
0,93	+9,41%	3,844	+5,95%	0,13430	+11,54%
0,95	+11,76%	3,892	+7,28%	0,13850	+15,03%
0,97	+14,12%	3,939	+8,57%	0,14270	+18,52%
0,99	+16,47%	3,983	+9,79%	0,14730	+22,34%

A tabela 5.5 relaciona o ganho em eficiência energética (equação 4.10) e exérgica (equação 4.13) com relação ao ganho em eficiência isentrópica no compressor (equação 4.4).

Nota-se que o ganho no coeficiente de desempenho é pequeno (+9,79% para um aumento de 16,47% no compressor), mas o ganho em eficiência exergética é significativo (+22,34% para o mesmo aumento no compressor). Esse aumento corresponde a ganhos em custos de operação, porém é importante ressaltar que, na opção por um compressor de maior ou menor rendimento, deve-se levar em conta o custo de aquisição do equipamento, pois o investimento pode não ser viabilizado. Além disso, rendimentos isentrópicos tão elevados, acima de 90%, são muito difíceis de obter na prática, mesmo com compressores axiais ou compressores do tipo parafuso.

A análise termoeconômica do sistema final foi feita para um compressor com 95% de rendimento. Esta melhoria possibilitaria uma economia de R\$ 0,0324 por hora de funcionamento, gerando uma economia total de R\$ 473,00 em 20 anos, considerando duas horas diárias de uso (sem incorporar juros, inflação e alterações na tarifa de eletricidade).

#### 5.4. Proposta de Melhoria II: Aumento da Temperatura no Coletor Solar

Para avaliar o efeito do aumento da temperatura do coletor solar, foi feita uma análise com aumento progressivo da pressão neste componente, controlando desta forma a temperatura de saturação do fluido. Os resultados estão apresentados na tabela 5.8:

Tabela 5.8 – Influência do aumento da temperatura do evaporador no desempenho do sistema

P1 (kPa)	T1 (K)	T4 (K)	$\beta_{\text{ciclo}}$	$\epsilon$
100,00	256,80	246,70	3,63	0,12
120,00	262,50	250,80	3,92	0,13
140,00	266,20	254,40	4,11	0,15
160,00	269,90	257,50	4,35	0,17
180,00	273,50	260,40	4,60	0,18
200,00	276,80	263,10	4,87	0,20
220,00	278,70	265,50	5,02	0,22
240,00	279,50	267,80	5,07	0,25
260,00	281,00	269,90	5,21	0,27
280,00	282,50	271,90	5,35	0,30
300,00	283,70	273,80	5,47	0,32

Como era esperado, tanto o coeficiente de desempenho, quanto a eficiência exergética do aquecedor aumentam consideravelmente com o aumento da temperatura na seção de baixa pressão. Contudo, a diferença de temperatura entre o evaporador e o ambiente cai na mesma proporção, forçando a utilização de coletores solares muito grandes para manter as mesmas taxas globais de transferência de calor.

Foram excluídas, então, as opções em que a temperatura do fluido ultrapassou os 273k (marcadas em vermelho na tabela), o que deixou como melhor opção a adoção do sistema a 160 kPa, com COP de 4,35 e eficiência exergética de 17%. Nestas condições, o custo total de operação do sistema seria de 0,6383 R\$/h, gerando uma economia para o usuário de R\$ 0,07877 por hora de uso, o que acarretaria, em 20 anos, com duas horas diárias de uso, em aproximadamente R\$ 1150 de economia (sem levar em conta juros, inflação e alterações na tarifa de energia elétrica).

## 6. CONCLUSÃO

Este trabalho analisou exergeticamente e termoeconomicamente um aquecedor solar termodinâmico de água. O sistema opera utilizando o princípio de uma bomba de calor, onde um fluido refrigerante – R134a – circula no sistema e o evaporador é um painel solar.

A análise exergetica do equipamento, fabricado pela Solary – Aquecedores Termodinâmicos, revelou que quase metade da exergia é gasta na absorção de calor abaixo da temperatura ambiente e aproximadamente 41% da exergia que entra no sistema é destruída nas irreversibilidades, deixando o sistema com uma eficiência exergetica de apenas 12%.

Mesmo com a baixa eficiência exergetica, a análise termoeconômica mostrou que o custo de fornecimento de exergia para aquecer a água é de 6,3286 R\$/kWh, muito inferior ao de um chuveiro tradicional, que se encontra na faixa de 24,00 R\$/kWh. Ou seja, o custo total de operação do aquecedor Solary é de 0,7170 R\$/h (incluindo custo de aquisição e instalação do equipamento), enquanto o de um chuveiro tradicional é de 2,70 R\$/h.

Dois propostas de melhoria foram estudadas: substituir o compressor por um de maior rendimento isentrópico ou aumentar a temperatura do evaporador. Esta ultima apresentou as maiores possibilidade de ganho, podendo levar a eficiência exergetica do sistema a 17% e o custo de operação a 0,6383 R\$/h.

Estudos futuros poderiam avaliar a operação deste equipamento nas diferentes condições climáticas que ocorrem ao longo do ano, tendo em vista que a eficiência do equipamento está diretamente ligada à temperatura do ambiente externo, ou ainda, analisar a viabilidade técnica e econômica da aplicação dos princípios de operação deste sistema na geração de vapor para a indústria.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Arredondo, H. I. V.; **“Análise exergetica e exergo-ambiental da produção de biocombustíveis”**, Dissertação de doutorado em Engenharia Mecânica – USP, 2009.

Dias, T. S.; **“Uso de Hidrocarbonetos como Fluido Refrigerante em Sistemas de Climatização Automotiva”**, Dissertação de graduação em Engenharia Mecânica – UNB, 2005.

Dos Santos, R. R.; **“Estudo de Viabilidade Técnica e Econômica da Instalação de um Sistema de Aquecimento de Água Utilizando Energia Solar”**, Dissertação de graduação em Engenharia Mecânica – UFRGS, 2010.

Energie, **“Sistemas Solares Termodinâmicos de 3ª Geração”**, <http://www.quatervalens.pt/energie.html>. acessado em 07/07/2012.

Moran, M. J.; Shapiro. H. N.; **“Princípios de Termodinâmica para Engenharia”**, 6ª edição, 2009.

Solary, [www.solary.com.br](http://www.solary.com.br), 2010. acessado em 20/03/2012.

Treis, F. L.; **“Simulação de Sistemas de Aquecimento de Água por energia solar com circulação natural.”** Dissertação de mestrado, PROMEC/UFRGS, 1991

Van Wylen, G. J.; Sonntag, R.E.; Borgnakke, C.; **“Fundamentos da termodinâmica”**. Edgard Blücher, 6ª edição, 2003



## ANEXO I – Sistema Solary





## Aquecedor Solar Termodinâmico

A energia fornecida pelo sol nem sempre pode ser utilizada, devido a dias nublados, chuvosos e poluição. Sem contar os dias de inverno que tem uma significativa redução nas horas claras. O Sistema Solary conseguiu superar as limitações dos painéis tradicionais, possibilitando a elevação de temperatura da água em dias de chuva, dias nublados e mesmo durante a noite.

O Sistema Solary trabalha com a Última Geração de placas solares para aquecimento. Seu maior diferencial é a absorção de calor do ambiente externo em qualquer clima e qualquer temperatura.

Ao invés da circulação de água como nos painéis tradicionais, o Sistema Solary trabalha com a circulação de gás ecológico. O gás chega aos painéis com temperaturas negativas possibilitando uma absorção de calor muito mais eficiente. Em seguida o calor é liberado no reservatório de água por meio de um sistema com permutador de calor.

Portanto, os sistemas de aquecimento tradicionais nem podem ser comparados com a confiabilidade gerada pelo Solary, que garante água quente 365 dias no ano.

### Solary Residencial



Modelo	Capacidade (litros)	Número de placas solares	Volume de água para uso em mistura (39°C)	Consumo de energia elétrica por banho*
S.300	300	1	450	0,2 KW
S.400	400	1	600	0,2 KW
S.500	500	1	750	0,2 KW
A.P.R	200 a 500	1	450 a 750	0,2 KW

\*Banhos de 15 minutos utilizando 50 litros de água em mistura.

### Solary Comercial



Eficiência e economia são os principais fatores quando é necessário aquecer grandes volumes de água.

Solary além de ser um sistema que garante baixo consumo de energia, possibilita a elevação da temperatura da água até 60°C.

A facilidade de instalação permite a fácil substituição de caldeiras ou sistemas tradicionais, permitindo assim uma grande redução nos custos com água quente.

**\* Modelos de 1.000 a 20.000 Litros**

### DIFERENCIAIS DO AQUECEDOR SOLAR TERMODINÂMICO SOLARY

**São inúmeros os benefícios proporcionados pelo Sistema Solary:**

- ★ Sistema completo, o cliente não necessita comprar nenhum kit de instalação, nem kit hidráulico para unir as placas no reservatório.
- ★ O Sistema Solary é de simples funcionamento e a manutenção do equipamento é praticamente inexistente.
- ★ Não é necessário a utilização de nenhum sistema auxiliar (sistema de apoio).
- ★ As placas podem ser instaladas acima, abaixo ou nas laterais do reservatório térmico, não sendo necessário a utilização de nenhum sistema de bombeamento (bomba d'água).
- ★ As placas não possuem vidros como nos sistemas tradicionais, evitando assim sua limpeza constante e o risco do sistema não funcionar pela sua quebra (chuvas de granizo, por exemplo).
- ★ Não é necessário o uso comum de válvula anticongelamento elétrica, pois as placas de alta eficiência do Sistema Solary trabalham com circulação de gás a baixas temperaturas (-30°C).
- ★ As placas não necessitam estar posicionadas com inclinação de 30° e nem direcionadas para o norte, sendo possível serem instaladas até na horizontal ou vertical.
- ★ O Sistema Solary funciona até mesmo em dias sem sol, possibilitando uma eficiente absorção de calor em dias de chuva, dias nublados e mesmo durante a noite.
- ★ O Sistema Solary consegue aquecer 02 (duas) vezes o volume do reservatório térmico, ou seja, caso haja necessidade de utilização de todo o volume de água quente na parte da manhã, no período da tarde o reservatório térmico já está com água quente para um novo consumo.

#### Comparativo

	Solary	Aquecedor Solar Tradicional	Aquecedor a Gás	Chuveiro Elétrico
R\$ Mensal	R\$ 4,77	R\$ 11,37	R\$ 25,36	R\$ 40,00
Dias Nublados	SIM	NÃO	SIM	SIM
Dias Chuvosos	SIM	NÃO	SIM	SIM
Baixas Temperaturas	SIM	NÃO	SIM	SIM
A Noite	SIM	NÃO	SIM	SIM

Valor médio do custo de energia em KW em cada região.

### Revenda:

Parceiros no Projeto:



## APÊNDICE I – Comparativo entre Energia e Exergia

A tabela 1, apresentada abaixo, faz uma comparação e apresenta as principais diferenças entre a energia e a exergia.

Tabela 1 – Comparação entre a energia e a exergia (Arredondo, 2009)

Energia	Exergia
Primeira lei da termodinâmica.	Primeira e segunda leis da termodinâmica.
Energia é movimento ou habilidade para produzir movimento.	Exergia é trabalho ou movimento ordenado com capacidade para produzir trabalho.
Energia sempre se conserva: não pode ser produzida ou consumida.	Exergia é destruída nos processos irreversíveis e não pode ser conservada em processos reais.
Energia é uma medida de quantidade	Exergia é uma medida tanto de quantidade quanto de qualidade.

A maioria dos sistemas térmicos é alimentada com influxos de exergia derivados direta ou indiretamente do consumo de combustíveis não renováveis. Por consequência, destruições que poderiam ser evitadas e perdas de exergia representam um desperdício desses recursos. Concomitantemente, o balanço de exergia pode ser utilizado para a determinação de regiões, tipos e magnitudes desses desperdícios, e assim representar um papel importante no desenvolvimento de estratégias para um uso mais eficiente dos combustíveis (Moran e Shapiro, 2009).

Em suma, a crise energética corresponde à escassez de recursos energéticos de elevada qualidade, podendo ser considerada, assim, uma crise exergética.