

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**UMA AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA PRELIMINAR DE DUAS ROTAS
TECNOLÓGICAS PARA O APROVEITAMENTO DA ENERGIA SOLAR VISANDO
O CONDICIONAMENTO DE AR**

Eduardo Ribeiro Junior
Rafael Rodrigues Moreira

VITÓRIA
ES 2016

EDUARDO RIBEIRO JUNIOR

RAFAEL RODRIGUES MOREIRA

Uma Avaliação Termodinâmica Preliminar de Duas Rotas Tecnológicas para o Aproveitamento da Energia Solar visando o Condicionamento de Ar

Trabalho apresentado como requisito parcial para a Conclusão do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo.

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos

Vitória, 27 de novembro de 2016

EDUARDO RIBEIRO JUNIOR

RAFAEL RODRIGUES MOREIRA

Uma Avaliação Termodinâmica Preliminar de Duas Rotas Tecnológicas para o Aproveitamento da Energia Solar visando o Condicionamento de Ar

Trabalho apresentado como requisito parcial para a Conclusão do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Me. Marcelo Aiolfi Barone
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Dr. Juan Sergio Romero Saenz
Universidade Federal do Espírito Santo

Vitória, 27 de novembro de 2016

DEDICATÓRIA

Aos nossos familiares que nos apoiaram e nos deram ânimo para prosseguir ...

A Deus, por nos ter sustentado em todos os momentos.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente a Deus, que sempre esteve conosco dando-nos força, perseverança e bom ânimo.

A nossas famílias, que sempre estiveram conosco nessa caminhada e em meio a tantos obstáculos.

Ao nosso Professor e Orientador José Joaquim Conceição Soares Santos, que nos ensinou e instruiu durante este trabalho.

Aos nossos amigos que nos apoiaram.

A todos os profissionais e professores do curso, que de forma eficaz nos ensinaram a trilhar o árduo, mas gratificante, caminho da busca pelo conhecimento.

EPÍGRAFE

"ao único Deus sábio seja dada glória para todo o sempre, por meio de Jesus Cristo.
Amém."

Romanos 16:27

Junior R. E. e Moreira R. R. (2016) Análise Térmica de um Ciclo Rankine Orgânico Utilizando Calor Solar para Acionamento de um Chiller por Compressão por meio de um Ciclo Rankine Orgânico e, um Chiller por Absorção, Vitória, 78 páginas, Projeto de Graduação (Bacharel em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

RESUMO

Este Projeto de Graduação é o resultado de uma análise térmica do uso do calor gerado em coletores solares em, no primeiro momento, um Ciclo Rankine Orgânico (CRO) que gera potência para acionar um chiller por compressão e, no segundo momento, esse calor é usado em um chiller por absorção. Apresenta-se inicialmente o processo de transferência de calor por radiação e são apresentados alguns modelos de aquecedores e concentradores solares, além do Ciclo Rankine e do Ciclo Rankine Orgânico e também uma breve introdução aos trocadores de calor, bem como as principais funcionalidades desses equipamentos. Em seguida, são discutidos os procedimentos e cálculos da elevação de temperatura da água e geração de energia térmica nos concentradores e também da implementação de um CRO para o aproveitamento do calor da água proveniente dos coletores, avaliando-se a produção de energia elétrica do sistema já instalado. Por fim, é feita a avaliação desses dois sistemas.

Palavras-Chave: Energia solar; Coletor solar; Ciclo Rankine orgânico; eficiência; Produção de energia; Refrigeração.

Junior R. E. e Moreira R. R. (2016) Thermal Analysis of an Organic Rankine Cycle Using Solar Heat to Drive a Chiller by Compression through an Organic Rankine Cycle and an Absorption Chiller, Vitória , 78 pages, Graduation Project (Bachelor of Mechanical Engineering) - Technology Center , Federal University of Espírito Santo.

ABSTRACT

This Graduation Project is the result of a thermal analysis of the use of heat generated in solar collectors in the first moment an Organic Rankine Cycle (CRO) that generates power to trigger a chiller by compression and, in the second moment, this heat is Used in an absorption chiller. The process of heat transfer by radiation is presented initially and some models of solar heaters and concentrators are presented, besides the Rankine Cycle and the Rankine Organic Cycle, as well as a brief introduction to the heat exchangers, as well as the main functionalities of these equipments. Next, the procedures and calculations of the elevation of water temperature and thermal energy generation in the concentrators are also discussed, as well as the implementation of a CRO for the use of the heat of the water from the collectors, evaluating the electric power production of the system Already installed. Finally, the evaluation of these two systems is done.

Keywords: Solar energy; Solar collector; Organic Rankine Cycle; efficiency; Production of energy; Refrigeration.

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Classificação dos coletores solares por graus de rastreamento.....	23
Tabela 2.2 – Vantagens e desvantagens do CRO.....	42
Tabela 3.1 – Modelos de coletores solar Komeco e suas especificações.....	61
Tabela 3.2 – Modelos de reservatórios térmicos Komeco.....	62
Tabela 3.3 – Especificações técnicas dos chillers Carrier 30WG.....	64
Tabela 3.4 – Especificações técnicas dos chillers Carrier 30WG.....	65
Tabela 3.5 – Especificações técnicas dos chillers Carrier 16LJ 11-53.....	66
Tabela 4.1 – Radiação solar.....	67
Tabela 4.2 – Coletores solar.....	67
Tabela 4.3 – Especificações ORC.....	68
Tabela 4.4 – Especificações Chiller Carrier 30WG070.....	68
Tabela 4.5 – Propriedades termodinâmicas da água.....	69
Tabela 4.6 – Resultados coletores primeiro caso.....	70
Tabela 4.7 – Resultados ORC proposto.....	70
Tabela 4.8 – Especificações Chiller Carrier 16LJ02.....	71
Tabela 4.9 – Resultados coletores segundo caso.....	72
Tabela 4.10 – Resultados Chiller 16LJ02.....	72

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Irradiação solar global média anual (kWh/m ²).....	22
Figura 2.2 – Concentrador parabólico.....	24
Figura 2.3 – Desenho esquemático da concentração da radiação em um concentrador parabólico.....	25
Figura 2.4 – Rastreamento do sol no sentido Leste-Oeste.....	26
Figura 2.5 – Desenho esquemático do refletor linear Fresnel.....	28
Figura 2.6 – Esboço de um concentrador de disco parabólico.....	29
Figura 2.7 – Foto de um concentrador de disco parabólico.....	29
Figura 2.8 – Esboço de uma torre de concentração.....	31
Figura 2.9 – Foto das torres de concentração PS10 e PS20 na Espanha.....	31
Figura 2.10 – Coletor solar de tubos de vácuo.....	32
Figura 2.11 – Ilustração da configuração de um coletor de placa plana.....	33
Figura 2.12 – Transferência de calor na placa absorvedora.....	33
Figura 2.13 – Ciclo Rankine.....	34
Figura 2.14 – Ciclo Rankine e diagrama T-s.....	35
Figura 2.15 – Diagrama T x S – Irreversibilidades.....	38
Figura 2.16 – Diagrama T-s da água e fluidos orgânicos.....	39
Figura 2.17 – Gráfico Gama de potência x Eficiência para diferentes máquinas térmicas.....	40
Figura 2.18 – Escoamento em trocadores de calor.....	43
Figura 2.19 – Trocadores de calor com escoamentos cruzados (a) Aletado com ambos os fluidos não-misturados (b) Não-aletado com um fluido misturado.....	44

Figura 2.20 – Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.	47
Figura 2.21 – Ciclo de Compressão de Vapor Ideal no Diagrama de Mollier.....	48
Figura 2.22 –. Diferenças entre o ciclo teórico e o real de compressão a vapor.....	51
Figura 2.23 – Ciclo de refrigeração por absorção de amônia. Fonte.....	52
Figura 2.24 – Sistema de refrigeração a ser simulado.....	53
Figura 2.25 – Representação esquemática do Gerador.....	54
Figura 2.26 – Representação esquemática do Trocador de Calor.....	55
Figura 2.27 – Representação esquemática do Condensador.....	56
Figura 2.28 – Representação esquemática do Evaporador.....	57
Figura 3.1 – Croqui do primeiro caso.....	58
Figura 3.2 – Croqui do segundo caso.....	58
Figura 3.3 – Radiação solar global diária, média anual.....	59
Figura 3.4 – Insolação diária, média anual.....	60
Figura 3.5 – Coletor solar Komeco.....	60
Figura 3.6– Esquema do Opcon Powerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB.....	63
Figura 3.7 – Características do Opcon Powerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB.....	63

LISTA DE SÍMBOLOS

Abreviações

CRO - Ciclo Rankine Orgânico

ORC – *Organic Rankine Cycle*

E.R - Efeito de Refrigeração

COP - *Coefficient Of Performance*

ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica

MF - *Mass Flow*

Maiúsculas

P - Pressão

W – Potencia

Q – Calor

V – Velocidade

T – Temperatura

G – Irradiação

E – Poder Emissivo

I – Intensidade

C – Taxa de Capacidade Calorífica

U – Coeficiente Global de Troca Térmica

A – Área

X - Título

ΔE - Variação de exergia

Minúsculas

h – Entalpia

m - Vazão Mássica

v – Volume Específico

g – Aceleração da Gravidade

η – Eficiência

q – Taxa de transferência de Calor

Subscritos

ls – Líquido Saturado

vs – Vapor Saturado

cond – Condensador

evap – Evaporador

abs - Absorvedor

g - Gerador

cn - Corpo Negro

liq – Líquido

h – Quente

c – Frio

i – Entrada

o - Saída

SUMÁRIO

RESUMO

ABSTRACT

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

SIMBOLOGIA

1 Introdução.....	16
1.1 Motivação.....	16
1.2 Objetivos.....	17
1.3 Metodologia.....	17
1.4 Estrutura do trabalho.....	17
2 Fundamentação Teórica.....	19
2.1 Radiação.....	19
2.1.1 Radiação de Corpo Negro.....	19
2.1.2 Radiação de superfícies reais.....	20
2.2 Energia Solar.....	21
2.2.1 Panorama nacional.....	21
2.3 Coletores solares.....	23
2.3.1 Receptor.....	26
2.3.2 Mecanismo de rastreamento.....	27
2.3.3 Coletor Fresnel.....	27
2.3.4 Disco Parabólico.....	28

2.3.5 Torre central.....	30
2.3.6 Coletor solar de tubos de vácuo.....	32
2.3.7 Coletor de placa plana.....	32
2.4 Ciclo Rankine.....	34
2.4.1 Ciclo Rankine Ideal.....	35
2.4.2 Modelagem dos componentes do ciclo.....	36
2.5. Ciclo Rankine Orgânico.....	38
2.5.1 Comparação entre o Ciclo Rankine Orgânico e o Ciclo Rankine a Vapor..	40
2.6 Trocador de Calor.....	42
2.7 Análise energética.....	45
2.7.1 Equacionamento.....	45
2.8 Refrigeração.....	46
2.8.1 Refrigeração por compressão.....	46
2.8.2 Sistema de Refrigeração por Absorção.....	51
3 Descrição do sistema.....	58
4 Resultados.....	67
5 Considerações finais.....	73
6 Referências.....	75

1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho visa a execução de uma análise térmica, de eficiência e viabilidade do uso de dois sistemas de refrigeração à partir de fontes solares.

Este trabalho apresenta um projeto que faz uso de concentrador solar para elevar a temperatura da água que é usada, em um primeiro caso, com um trocador de calor aquecendo um fluido de trabalho em um Ciclo Rankine Orgânico, gerando potência e acionando um chiller por compressão, e em outro, utilizada em um chiller por absorção.

À medida que se caminha para o desenvolvimento tecnológico e o crescimento econômico, a demanda de energia elétrica cresce em grande escala (TOLMASQUIM et al, 2007). Segundo Carlão (2010), é esperado que a nível mundial até 2030 sejam produzidos 30364 TWhel. Isso nos leva a tentar utilizar ao máximo fontes renováveis e limpas de energia, tal como a solar.

A pressão econômico-social tem levado a um crescimento da chamada produção de energia elétrica descentralizada. Esta produção acontece em pequenas unidades, de reduzida potência instalada, distribuídas em função dos recursos existentes. Na grande maioria das situações a produção descentralizada faz uso das tecnologias de aproveitamento das fontes renováveis de energia (solar, eólica, geotérmica, biomassa, etc.), sendo da responsabilidade de operadores independentes ou mesmo de consumidores finais (MATINS; FIGUEIREDO, s.d.)

Os sistemas de cogeração de energia se inserem neste contexto de forma a garantir uma utilização mais eficiente dos recursos energéticos. Isto é feito a partir do conceito de geração combinada de energia elétrica, e energia térmica (sob a forma de calor útil) (BALESTIERI, 2002).

Segundo Eyidogan et al. (2014), atualmente a demanda mundial de energia está em torno de 12.7 bilhões de toneladas de óleo equivalente (toe). Ainda segundo o mesmo autor, a Agência Internacional de Energia (AIE) estima que esse volume chegará a valores entre 14.8 bilhões e 18.7 bilhões toe por volta do ano 2035, com crescimento de 16 - 47%, aproximadamente.

1.1 Motivação

A crescente demanda energética mundial, associada à poluição do meio ambiente e excessiva dependência de combustíveis fósseis acarreta com que cada vez mais sejam feitos

estudos com o objetivo de achar melhores maneiras de aproveitar recursos naturais e, de forma eficiente, aplicá-los em equipamentos que poderão utilizar dessas fontes renováveis.

Daí se explica a necessidade de investimentos em aumento da utilização de fontes alternativas de energia, fontes essas que são inesgotáveis e limpas, associando os diversos recursos tecnológicos disponíveis, tais como o Ciclo Rankine Orgânico, concentradores solares e chillers, tanto por compressão quanto por absorção de vapor.

1.2 Objetivos

O objetivo da análise é tratar de forma eficiente os recursos solares, utilizando chillers por compressão e absorção, além de um Ciclo Rankine Orgânico, e comparando-os quanto à sua viabilidade, sabendo que um chiller por compressão pode aproveitar a energia gerado por um CRO que utilizou água aquecida por concentradores solares e, o chiller por absorção aproveita essa água diretamente, sem a introdução de um CRO.

1.3 Metodologia

Para o desenvolvimento da presente análise foram utilizadas publicações científicas recentemente desenvolvidas a respeito do Ciclo Rankine Orgânico bem como catálogos de chillers da Carrier e de coletores da Komeco, além de dados sobre venda da energia elétrica obtidos no site da Aneel.

Para isso, desenvolveu-se um estudo com o programa Excel que auxiliou na análise e tratamento dos dados na implementação do Ciclo Rankine Orgânico e concentradores solares.

1.4 Estrutura do trabalho

Além deste capítulo 1, *Introdução*, onde foi apresentado a contextualização, a motivação, os objetivos e a metodologia, este trabalho conta ainda com mais 4 capítulos.

O capítulo 2, *Fundamentação Teórica*, explana todo estudo usado para os cálculos. Demonstra os equacionamentos que se fizeram necessários, as considerações e também demonstra a teoria básica de funcionamento de cada equipamento existente no projeto.

Toda apresentação da estrutura física da planta estudada no presente projeto fica desenvolvida no capítulo 3 intitulado *Descrição do Sistema*, que esclarece as características de funcionamento dos sistemas.

Após toda análise térmica, no capítulo 4 – *Resultados e Discussão* - apresenta-se os resultados encontrados após todas as considerações e cálculos realizados.

O capítulo 5 é a conclusão do trabalho, após a análise e discussão dos resultados.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Apresenta-se a seguir fundamentação teórica de base para entendimento do texto.

2.1 Radiação

Radiação térmica é a taxa na qual a energia é emitida pela matéria como um resultado de sua temperatura não-nula. O mecanismo da emissão está relacionado à energia liberada como um resultado de oscilações ou transições dos muitos elétrons que constituem a matéria. Essas oscilações são, por sua vez, sustentadas pela energia interna e, conseqüentemente pela temperatura da matéria. Assim, associamos a emissão de radiação térmica às condições excitadas termicamente no interior da matéria (INCROPERA; DE WITT, 2011).

A radiação surge da emissão pela matéria e o seu transporte não exige a presença de qualquer matéria. A radiação é vista como a propagação de um conjunto de partículas conhecida por fótons ou quanta. Alternativamente a radiação pode ser vista como a propagação de ondas eletromagnéticas (INCROPERA; DE WITT, 2011).

2.1.1 Radiação de Corpo Negro

Corpo negro é o corpo que absorve toda a radiação incidente, independente do seu comprimento de onda e de sua direção. Para uma dada temperatura e comprimento de onda, nenhuma superfície pode emitir mais energia que um corpo negro. Embora a radiação emitida por um corpo negro seja uma função do comprimento de onda e da temperatura, ela é independente da direção. Isto é o corpo negro é uma emissor difuso (INCROPERA; DE WITT, 2011).

Como o absorvedor e o emissor perfeito, o corpo negro serve como um padrão em relação ao qual as propriedades radiantes de superfícies reais podem ser comparadas (INCROPERA; DE WITT, 2011).

O poder emissivo total de um corpo negro (E_{cn}) pode ser representado pela Lei de Stefan-Boltzmann:

$$E_{cn} = \sigma T^4 \quad (2.1)$$

Onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann que possui o valor numérico de:

$$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{.K}^4\text{)}$$

A lei de Stefan-Boltzmann permite calcular a quantidade de radiação emitida em todas as direções e ao longo de todos os comprimentos de onda simplesmente a partir do conhecimento da temperatura do corpo negro. Como essa emissão é difusa, tem-se que a intensidade total associada à emissão de um corpo negro é, segundo Incropera e De Witt (2011):

$$I_{cn} = \frac{E_{cn}}{\pi} \quad (2.2)$$

2.1.2 Radiação de superfícies reais

O corpo negro é considerado o absorvedor e o emissor perfeito, logo o mesmo serve como um padrão em relação ao qual as propriedades radiantes de superfícies reais podem ser comparadas. Uma propriedade radiante da superfície real conhecida por emissividade (ε) pode então ser definida como a razão entre a radiação emitida pela superfície e a radiação emitida por um corpo negro à mesma temperatura (INCROPERA; DE WITT, 2011).

$$\varepsilon = \frac{E}{E_{cn}} \quad (2.3)$$

A radiação também pode incidir sobre uma superfície a partir de sua vizinhança. A adição pode ser oriunda de uma fonte especial, tal como o sol, ou de outras superfícies às quais a superfície de interesse esteja exposta. Independente da(s) fonte(s) designamos a taxa na qual todas essas radiações incidem sobre uma área unitária da superfícies por irradiação, G . (INCROPERA; DE WITT, 2011).

Uma porção, ou toda a irradiação, pode ser absorvida pela superfície, aumentando dessa forma a energia térmica do material. A taxa na qual a energia é absorvida, por unidade de área da superfície, pode ser calculada com o conhecimento de uma propriedade radiante da superfície conhecida por absortividade α (INCROPERA; DE WITT, 2011).

$$G_{absorvida} = \alpha G \quad (2.4)$$

O valor da absortividade está no intervalo de 0 à 1. O valor de α depende da natureza da irradiação, assim como da superfície propriamente dita. Por exemplo, a absortividade de uma superfície para a radiação solar pode diferir de sua absortividade para a radiação emitida pelas paredes de um forno (INCROPERA; DE WITT, 2011).

2.2 Energia Solar

O Sol é uma fonte inesgotável de energia, que é naturalmente aproveitada na forma de luz e calor em diversos processos fundamentais à existência humana, como o aquecimento, evaporação, fotossíntese e transpiração, por exemplo (KALOGIROU, 2009).

A radiação solar é a energia emitida pelo Sol na forma de ondas eletromagnéticas. Em média, aproximadamente 43% dessa radiação é refletida ou absorvida pela atmosfera e 57% é absorvida pela Terra na forma de radiação solar direta e difusa (IPCC3, 2001 apud IEA, 2011, p. 31).

A radiação solar direta incide diretamente sobre a superfície terrestre, propagando-se sob a forma de raios paralelos. A radiação solar difusa é aquela que sofre algum tipo de desvio por moléculas em suspensão na atmosfera antes de atingir a superfície terrestre (IEA, 2011).

A radiação solar que atinge a superfície da Terra é tão intensa que em apenas 84 minutos, equivalentes a 1.4×10^{14} kW de radiação recebida, seria capaz de suprir a demanda energética mundial por um ano - aproximadamente 900 EJ (KALOGIROU, 2009, p. 49).

2.2.1 Panorama nacional

No Brasil, apesar das grandes disparidades climáticas, a radiação solar média é bastante uniforme, com médias anuais relativamente altas em todo o território brasileiro (PEREIRA et al., 2006, p.31). A Figura 2.1 apresenta a irradiação solar média no Brasil por região e compara a radiação solar média incidente no Brasil e em alguns países, como Estados Unidos e Alemanha. Nota-se que o potencial de utilização da energia solar no Brasil é maior que na Alemanha, um dos países com maior produção de energia solar.

Atualmente, o governo brasileiro está investindo em programas de caráter social para o aproveitamento de energia solar em áreas rurais ou de difícil acesso, onde não há sistemas de rede elétrica, e também em regiões frias, onde há maior demanda residencial por energia térmica (ANEEL, 2013).

ANNUAL MEAN DAILY SOLAR IRRADIATION

kWh/m²

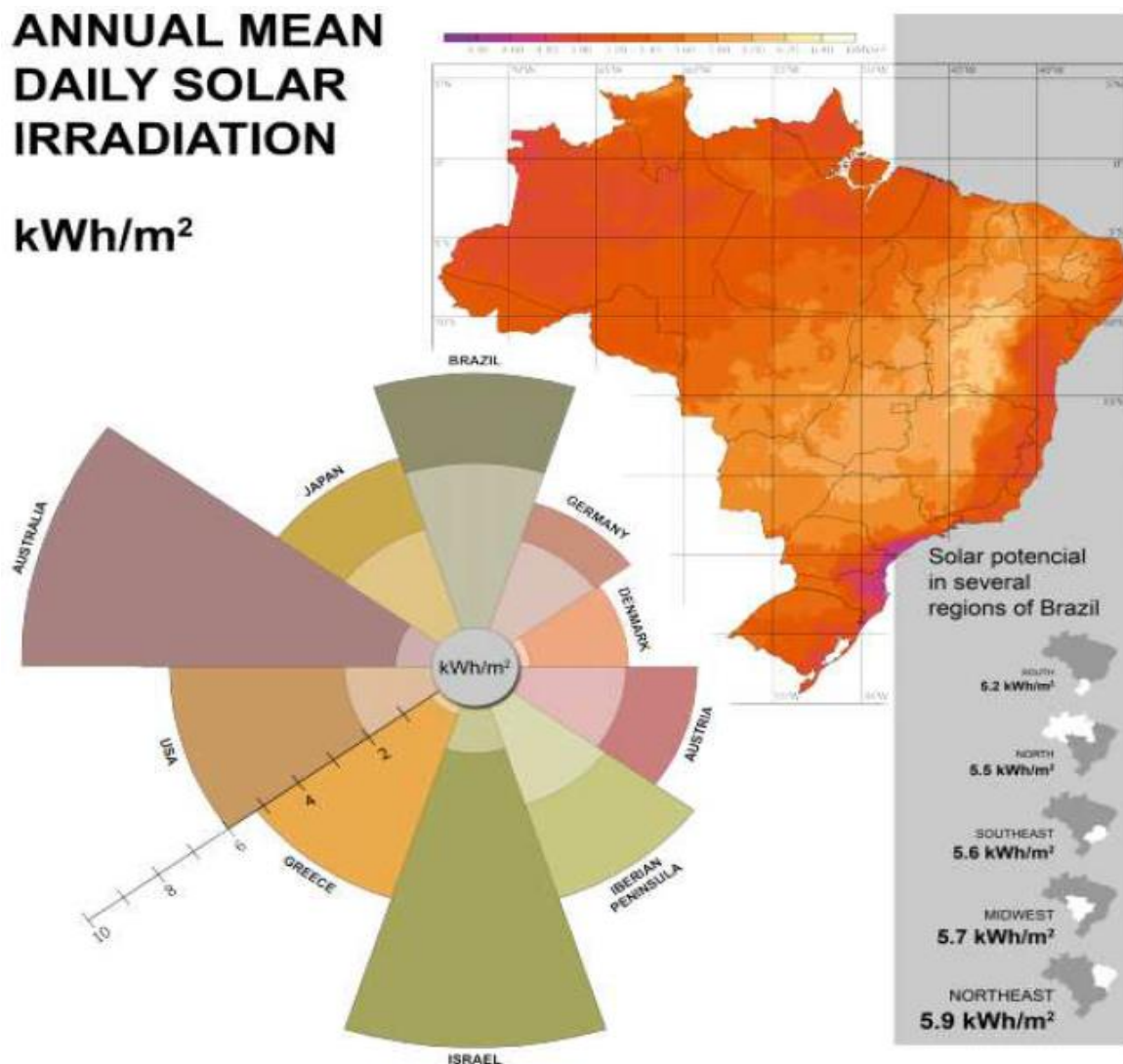


Figura 2.1 - Irradiação solar global média anual (kWh/m²).

Fonte: Pereira (2009).

Além disso, em abril de 2012, a ANEEL publicou a Resolução Normativa 482/2012 que regulariza: a conexão de micro geradores e mini geradores de energia à rede elétrica pública e o sistema de compensação de energia (*net metering*). Dessa forma, qualquer energia gerada e não consumida pode ser trocada por créditos em kWh na conta de luz através do auxílio de um medidor bidirecional.

O aproveitamento da energia solar ainda é pouco significativo no Brasil, sendo responsável por apenas 0,01% de toda a geração de energia no país (MME, 2013).

2.3 Coletores solares

Coletores solares são trocadores de calor que transformam radiação solar em calor. O coletor capta a radiação solar, a converte em calor, e transfere esse calor para um fluido (ar, água ou óleo em geral) (KALOGIROU, 2009).

Os coletores podem ser basicamente de dois tipos: não-concentradores e concentradores. Os coletores não concentradores possuem a mesma área de abertura (área para interceptação e absorção da radiação) e são aplicáveis para sistemas que necessitem de baixa temperatura. Em aplicações que demandem temperaturas mais elevadas, são mais adequados os concentradores solares, que possuem em geral uma superfície refletora (em alguns modelos são utilizadas lentes) que direcionam a radiação direta a um foco, onde há um receptor pelo qual escoar o fluido absorvedor de calor (KALOGIROU, 2009).

Os coletores solares ainda podem ser classificados em estacionários ou rastreadores. Dentre os rastreadores, os coletores podem rastrear em um eixo ou em dois eixos. Uma listagem com os principais modelos, bem como algumas características de cada um, é apresentada na Tabela 2.1 (KALOGIROU, 2009).

Motora	Coletor	Receptor	Taxa de concentração ²	Faixa de temperatura (°C)
Estacionário	solar plano	Plano	1	30 a 80
	tubular a vácuo	Plano	1	50 a 200
	parabólico composto	Tubular	1 – 5	60 a 240
Rastreamento em 1 eixo			5 – 15	60 a 300
	Refletor linear Fresnel	Tubular	10 – 40	60 a 250
	cilíndrico parabólico	Tubular	10 – 85	60 a 400
Rastreamento em 2 eixos	Disco parabólico	Pontual	600 – 2000	100 a 1500
	Heliostato (torre central)	Pontual	300 – 1500	150 a 2000

Tabela 2.1 - Classificação dos coletores solares por graus de rastreamento.

Fonte: Kalogirou (2009)

Os coletores cilíndricos parabólicos são revestidos por um material refletor em formato parabólico. Ao longo da linha de foco do refletor parabólico é colocado um tubo metálico preto, coberto por um tubo de vidro para evitar perdas de calor, denominado receptor (KALOGIROU, 2009). À guisa de exemplificação, vide foto na Figura 2.2.



Figura 2.2 – Concentrador parabólico.

Fonte: Renewable power news (2009)

Quando a parábola aponta para o sol, os raios diretos do sol são refletidos pela superfície e concentrados no receptor (Figura 2.3). A radiação concentrada aquece o fluido que circula internamente no tubo. (KALOGIROU, 2009).

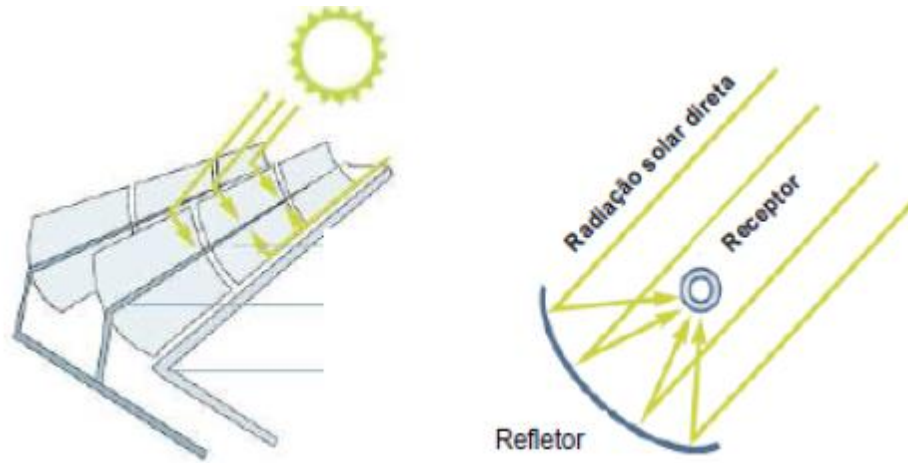


Figura 2.3 – Desenho esquemático da concentração da radiação em um concentrador parabólico Fonte: Solarpaces (2011) *apud* Lodi (2011)

É comum serem construídos com sistema de rastreamento de um eixo, podendo ser orientados no sentido leste-oeste com rastreamento do sol de norte a sul, ou no sentido norte-sul rastreando o sol de leste a oeste (esboço na Figura 2.4) (KALOGIROU, 2009).

- sentido leste-oeste: tem como vantagens o fato de mover-se pouco ao longo de todo o dia e de sempre ficar diretamente voltado para o sol ao meio-dia. Em contrapartida, tem uma performance reduzida no início do dia e no fim da tarde, devido aos maiores ângulos de incidência dos raios solares sobre a superfície coletora.

- sentido norte-sul: tem os maiores ângulos de incidência durante o meio-dia e consequentemente as maiores perdas de calor nessa fase do dia, enquanto aponta mais diretamente para o sol no início do dia e no fim da tarde.

Durante o período de um ano, o coletor direcionado no sentido norte-sul absorve um pouco mais de energia que um orientado leste-oeste. Entretanto, o coletor norte-sul coleta mais calor no verão e menos no inverno que um leste-oeste, que possui uma produção de energia mais uniforme ao longo do ano. Portanto, a escolha da orientação depende também da aplicação e de quando há mais necessidade de energia, ou seja, se a demanda sofre significativa variação em função da estação do ano, inverno ou verão, ou se varia mais durante as horas do dia. (KALOGIROU, 2009).

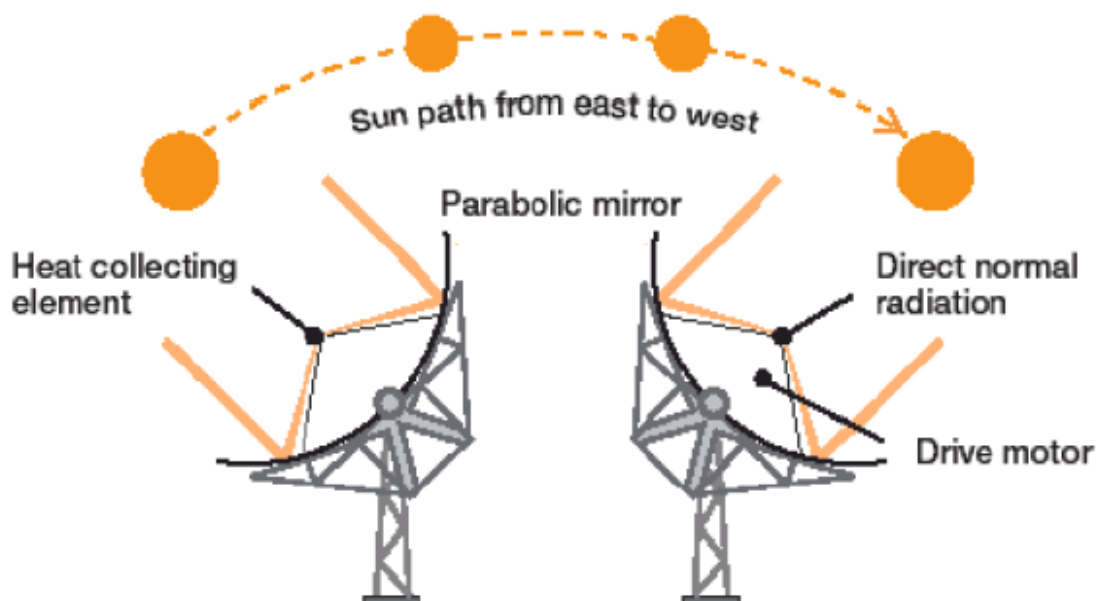


Figura 2.4 – Rastreamento do sol no sentido Leste-Oeste.

Fonte: ABS (2010)

2.3.1 Receptor

O receptor é instalado na linha de foco dos concentradores e costuma ter de 25 a 150 metros de comprimento. Sua superfície é revestida por uma cobertura com alta absorbância a irradiação solar e baixa emitância para irradiação térmica (infravermelho) (KALOGIROU, 2009).

Em geral uma cobertura de vidro é usada ao redor do receptor para reduzir as perdas por convecção do receptor para o ar ambiente, reduzindo assim o coeficiente de perda de calor. Uma desvantagem é que a luz refletida pelo coletor tem de atravessar o vidro, adicionando assim uma transmitância (de aproximadamente 0,9 quando o vidro está limpo). Outra medida comum para redução das perdas por convecção é manter um vácuo no espaço entre o vidro e o tubo receptor (KALOGIROU, 2009).

2.3.2 Mecanismo de rastreamento

O mecanismo de rastreamento deve ser confiável dentro de um limite de acuidade para rastrear o sol ao longo do dia, inclusive durante dias nublados intermitentes, e retornar à posição original ao fim do dia ou durante a noite (KALOGIROU, 2009).

Além disso, o mesmo sistema também é utilizado como mecanismo de proteção, desviando o concentrador do foco em caso de superaquecimento, rajadas de vento e falhas no mecanismo de escoamento do fluido (KALOGIROU, 2009).

Os mecanismos podem ser divididos em (KALOGIROU, 2009):

- mecânico;
- sistemas eletro-eletrônicos (maior confiabilidade e acuidade);
- mecanismos baseados em sensores que detectam a magnitude da iluminação solar para controlar o motor que posiciona o coletor;
- mecanismos baseados em sensores que medem o fluxo solar no receptor;
- rastreamento “virtual”

O rastreamento “virtual” dispensa os sensores utilizados no rastreamento tradicional e opera baseado em um algoritmo matemático que calcula a posição do sol em função da data e hora e da localização (coordenadas de latitude e longitude) da planta (KALOGIROU, 2009).

2.3.3 Coletor Fresnel

Os coletores Fresnel têm duas variações: o coletor Fresnel de lentes e o refletor linear Fresnel. O primeiro consiste de um material plástico transparente de modo a concentrar os raios a um receptor, enquanto o segundo é formado por uma série de tiras planas lineares de espelho (vide esquema na Figura 2.5) (KALOGIROU, 2009).

O refletor linear Fresnel pode ter diferentes arranjos. Os espelhos podem ser alinhados como uma parábola. Outro arranjo possível é a disposição das tiras de espelho no chão (ou em outro terreno plano) e a luz ser concentrada em uma receptor linear montado em uma torre. (KALOGIROU, 2009).

Uma desvantagem do refletor linear Fresnel é o cuidado necessário no projeto para evitar que um espelho cause sombra em outro, aumentando o tamanho da área a ser ocupada pela planta (KALOGIROU, 2009).

Os modelos Fresnel não são ainda uma tecnologia madura e a maior parte das plantas existentes no mundo são plantas piloto, com algumas poucas plantas comerciais de baixa potência (de 1 a 5 MW) em operação nos EUA e na Espanha (KALOGIROU, 2009).

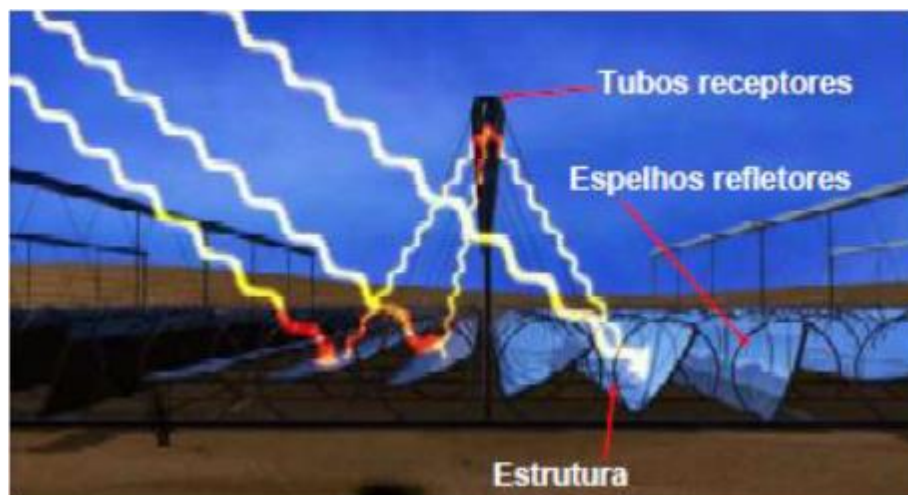


Figura 2.5 – Desenho esquemático do refletor linear Fresnel.

Fonte: Areva (2011) *apud* Lodi (2011)

2.3.4 Disco Parabólico

O disco parabólico é um concentrador de foco pontual, (vide esboço na Figura 2.6 e foto na Figura 2.7). O disco rastreia o sol em dois eixos, e assim é capaz de apontar diretamente para o sol desde o nascer até o poente (KALOGIROU, 2009).

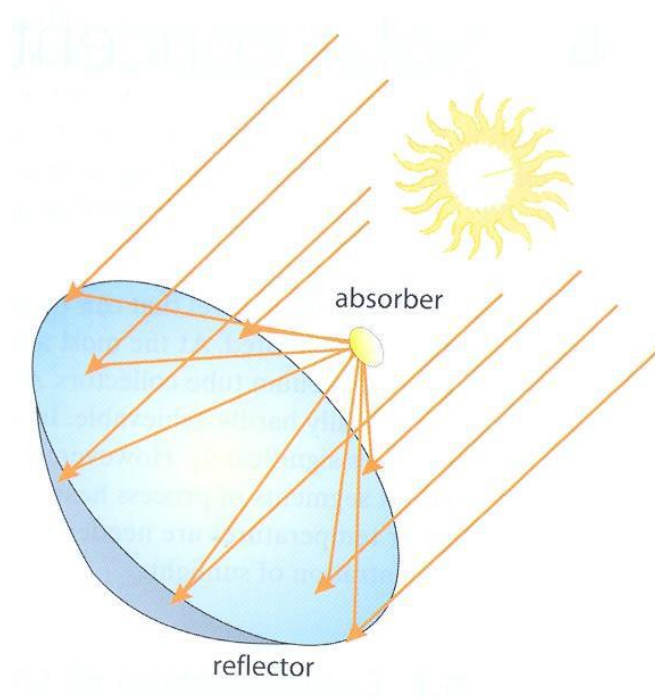


Figura 2.6 – Esboço de um concentrador de disco parabólico.

Fonte: DGS (2005)



Figura 2.7 – Foto de um concentrador de disco parabólico.

Fonte: Global Nevadacorp (2011)

Por possuir uma concentração pontual e sistema de rastreamento em dois eixos, o disco parabólico possui as maiores taxas de concentração (600 a 2000) e por essa razão é o coletor mais eficiente. Consequentemente, atinge temperaturas mais altas (de 100°C a 1500°C), atrás apenas da torre de concentração (que pode atingir até 2000°C) (KALOGIROU, 2009).

2.3.5 Torre central

Um campo de coletores de heliostatos é composto de vários espelhos planos (ou levemente côncavos), capazes de rastrear o sol em dois eixos, e que reflete os raios do sol na direção de um receptor central, instalado no alto de uma torre, sendo assim, esse tipo de planta é conhecida como torre de concentração (KALOGIROU, 2009). A Figura 2.8 apresenta um esboço de uma planta de torre de concentração e a Figura 2.9 mostra uma vista aérea de duas plantas na Espanha.

Cada heliostato é composto por quatro espelhos instalados no mesmo pilar, com área refletora total de 50 a 150m² (KALOGIROU, 2009).

O calor concentrado absorvido no receptor é transferido para um fluido circulante que pode ser armazenado e/ou utilizado para produzir trabalho (KALOGIROU, 2009).

A torre de concentração possui algumas vantagens (KALOGIROU, 2009):

- os espelhos coletam a luz solar e a concentram em um único receptor, minimizando assim o transporte de energia térmica;
- assim como o concentrador em disco, por concentrar os raios solares em um único receptor central e por rastrear o sol em dois eixos, possui altas taxas de concentração, de 300 a 1500, menor apenas que o disco;
- indicados para sistemas de maior porte (de 10 MW para cima).

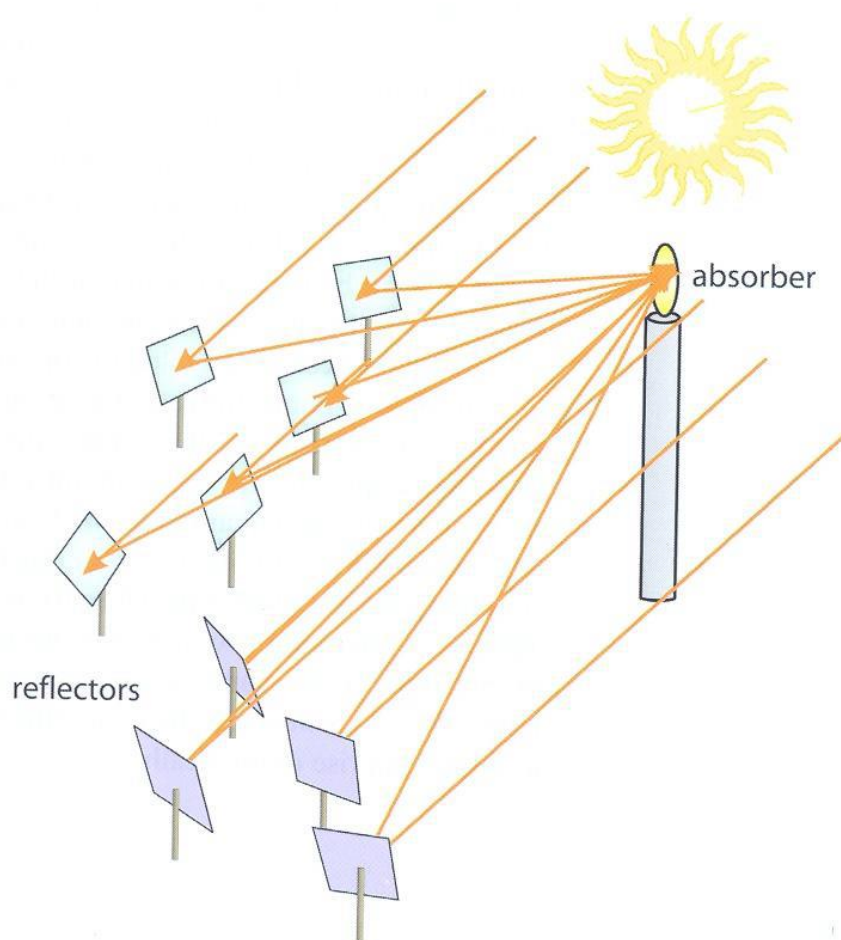


Figura 2.8 – Esboço de uma torre de concentração.

Fonte: DGS (2005)



Figura 2.9 – Foto das torres de concentração PS10 e PS20 na Espanha.

Fonte: Abengoa (2012)

2.3.6 Coletor solar de tubos de vácuo

Os coletores solares de tubos a vácuo são coletores solares que, para diminuir ainda mais as perdas, utilizam vácuo em seu interior (da ordem de 10^{-4} mmHg), de modo a reduzir a zero suas perdas térmicas e, conseqüentemente, aumentar a temperatura final da água. São compostos por uma série de tubos, cada um com um absorvedor, o que faz com que os raios solares incidam perpendicularmente em suas superfícies durante quase todo o dia, permitindo uma eficiência superior a dos coletores planos. São mais leves, facilitando sua instalação (ENVIRO-FRIENDLY, 2005). São usados para gerar energia térmica para aquecimento de água, pré-aquecimento industrial e refrigeração solar (fonte quente em um ciclo de absorção) (ICAEN, 2003).



Figura 2.10 – Coletor solar de tubos de vácuo.

Fonte: Enviro-Friendly (2005).

2.3.7 Coletor de placa plana

O coletor de placa plana (FPC – flat-plate collector) é basicamente composto por uma placa absorvedora (também conhecido por receptor), tubos de circulação do fluido e isolante térmico. O coletor é geralmente coberto por uma chapa de vidro que protege o sistema de possíveis danos.

A Figura 2.11 ilustra a configuração de um coletor de placa plana com tubos paralelos.

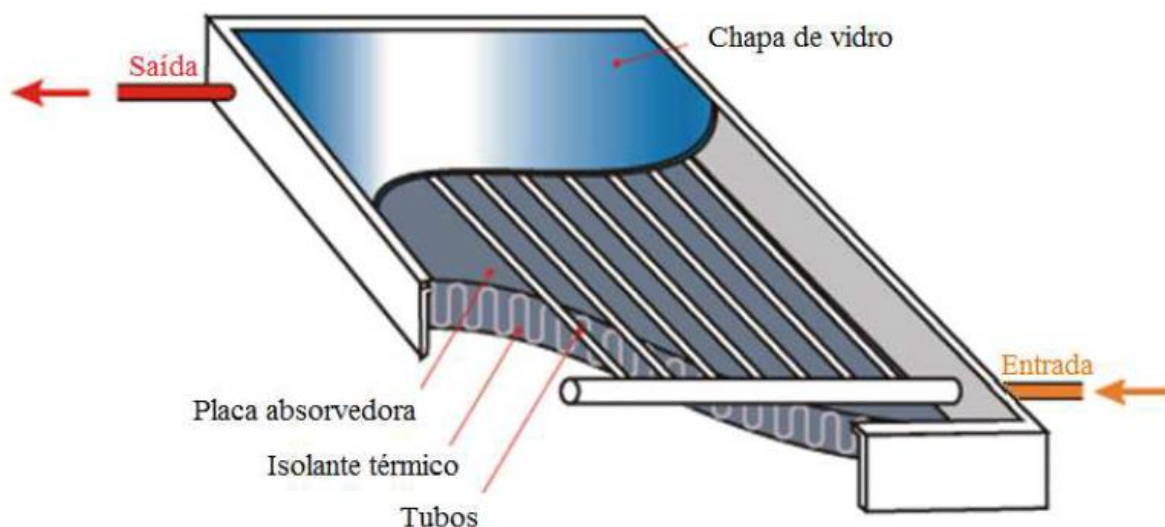


Figura 2.11 – Ilustração da configuração de um coletor de placa plana.

Fonte: Solar Water Heating

Nesse tipo de coletor, a radiação solar é convertida em calor através da placa absorvedora. A Figura 2.12 exibe detalhes da transferência de calor na placa absorvedora. O calor é transferido para os tubos de circulação (por condução) e em seguida para o fluido (por condução seguido de convecção).

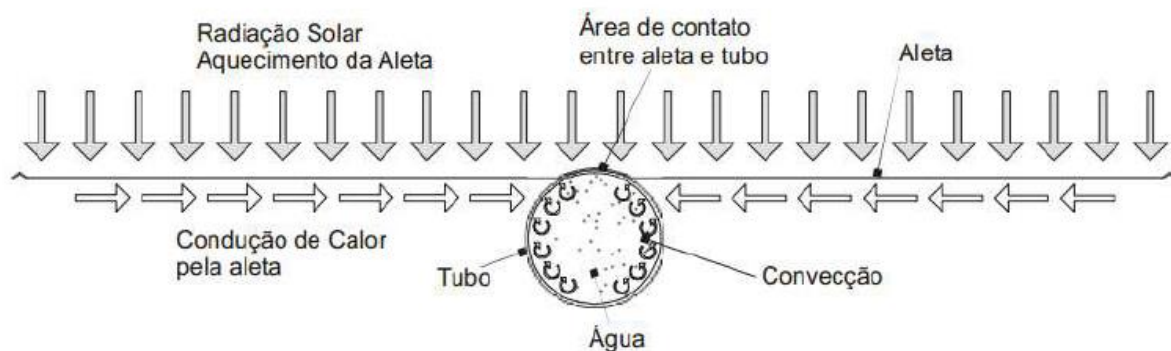


Figura 2.12 – Transferência de calor na placa absorvedora.

Fonte: SOLARES.

Os coletores de placas planas são os mais utilizados para aproveitamento de energia solar térmica de baixa temperatura (até 100°C). Eles são geralmente empregados para o pré-aquecimento de água de uso doméstico e industrial, aquecimento de piscinas, aquecimento de ar para aplicação em sistemas de calefação, na indústria e na agricultura (KALOGIROU, 2009).

2.4 Ciclo Rankine

O ciclo Rankine ideal é um ciclo de potência a vapor em que o fluido de trabalho, geralmente água, passa pelos vários componentes de um ciclo de potência a vapor simples sem irreversibilidades. Dessa forma, os processos que ocorrem na turbina e na bomba são isentrópicos (MORAN; SHAPIRO, 2007).

O vapor de água é um dos meios mais importantes de transporte de energia e o mais utilizado em indústrias, já que água é um fluido com características interessantes, visto possuir um alto calor específico, um alto calor latente de vaporização, ampla disponibilidade (baixo custo) e pouca quantidade de resíduos sólidos de evaporação, gerando baixo índice de incrustações na caldeira e nas tubulações.

Em sua versão mais simples, é composta por quatro equipamentos básicos: a bomba hidráulica e a turbina a vapor, que dividem o sistema em zonas de alta e baixa pressão, a caldeira e o condensador de vapor, que são responsáveis por fornecer e retirar energia do sistema na forma de calor.

O afastamento do ciclo real em relação ao ciclo Rankine teórico, deve-se, basicamente, por perdas nas tubulações, na máquina de expansão, na bomba e no condensador.

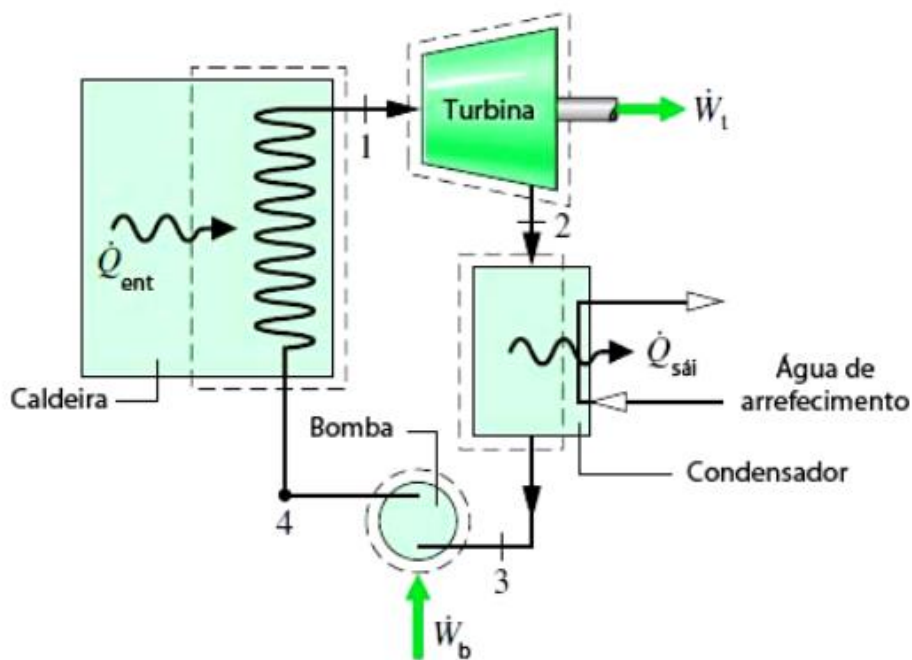


Figura 2.13 – Ciclo Rankine.

Fonte: (MORAN;SHAPIRO, 2007)

2.4.1 Ciclo Rankine Ideal

O afastamento do ciclo real em relação ao ciclo Rankine teórico, deve-se, basicamente, por perdas nas tubulações, na máquina de expansão, na bomba e no condensador.

A figura 2.14 mostra o diagrama Temperatura-Entropia (T-s) correspondente, considerando o superaquecimento do vapor, sendo processos mostrados no diagrama T-s são idealizações dos processos reais.

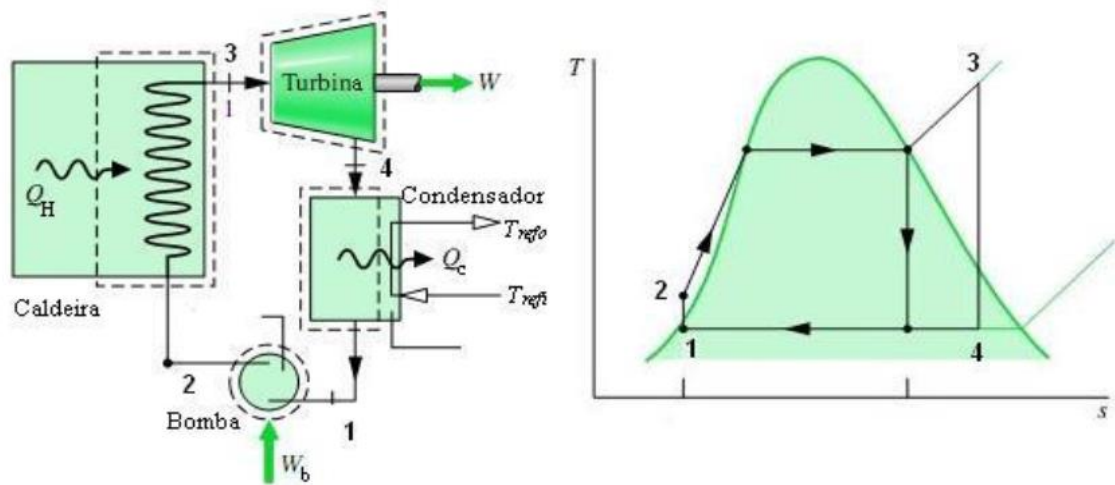


Figura 2.14 – Ciclo Rankine e diagrama T-s.

Fonte: (MORAN;SHAPIRO, 2007)

Através da análise da Figura 2.14, percebemos que o fluido de trabalho fica sujeito aos seguintes processos:

- Processo 1 – 2: Compressão isentrópica na bomba até o estado 2 (líquido comprimido);
- Processo 2 – 3: Transferência de calor para o fluido de trabalho quando este passa pela caldeira;
- Processo 3 – 4: Expansão isentrópica do fluido de trabalho através da turbina até a pressão do condensador;
- Processo 4 – 1: Transferência de calor do fluido de trabalho quando este passa pelo condensador, atingindo o estado 1 (líquido saturado).

2.4.2 Modelagem dos componentes do ciclo

Para o ciclo real são consideradas as irreversibilidades presentes no ciclo, apresentando assim o conceito de eficiência isentrópica.

Condensador

Condensadores são trocadores de calor, normalmente do tipo casco e tubo, contracorrente. Internamente aos tubos circula o fluido de resfriamento e em sua parte externa, o vapor saturado oriundo da turbina. Sua transferência de calor é descrita pela equação 2.5:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.5)$$

Evaporador

O evaporador é um trocador de calor. Nele a água recebe calor até o ponto que ocorre a mudança desta, de fase líquida para vapor. Em uma central termelétrica, o gerador de vapor é um componente chave no sistema de energia, pois sua função, ressaltada no ciclo de Rankine, é a de aumentar a energia do fluido no processo de troca de fase de líquido comprimido na saída da bomba para o vapor superaquecido na entrada da turbina. Logo, a transferência de calor no evaporador é dada por:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.6)$$

Bomba

Para a hipótese de uma bomba adiabática trabalhando em regime permanente, considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial do sistema, resulta da primeira lei da termodinâmica a seguinte expressão:

$$\dot{W}_b = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (2.7)$$

Onde $\dot{W}_b$ é o trabalho realizado pela bomba, em W, $\dot{m}$ é a vazão em massa do fluido bombeado, em kg/s e h_1 e h_2 são, respectivamente, as entalpias específicas na entrada e saída da bomba, em kJ/kg. Numa relação isentrópica ($s_1=s_2$), para um líquido incompressível que passe pela bomba, a relação $Tds = dh - vdp$ passa a ser:

$$h_{2s} - h_1 = v(p_2 - p_1) \quad (2.8)$$

Onde s é a entropia, em kJ/(kgK); h_{2s} é a entalpia específica no processo isentrópico, em kJ/kg; v é o volume específico do fluido de trabalho, em m³/kg e p_1 e p_2 são, respectivamente, as pressões de entrada e saída da bomba, em kPa.

A eficiência isentrópica da bomba pode ser dada por:

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{v(p_2 - p_1)}{h_2 - h_1} \quad (2.9)$$

Desta forma, a potência fornecida para a bomba pode ser determinada por:

$$W_b = \frac{m(h_{2s} - h_1)}{\eta_b} = v \frac{(p_2 - p_1)}{\eta_b} \quad (2.10)$$

Turbina

A turbina a vapor é o componente responsável pela transformação de energia térmica em energia mecânica através de um processo que envolve o decaimento da entalpia de entrada e de saída do fluido. Para a hipótese de uma turbina a vapor adiabática trabalhando em regime permanente em que se considera uma vazão inicial de vapor na entrada da turbina igual à vazão de sua saída, e considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial ao longo do sistema, resultada primeira lei da termodinâmica a seguinte expressão (VAN WYLEN, 2003):

$$W_t = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (2.11)$$

De uma maneira simplificada, o processo de transformação de energia térmica em energia mecânica dá-se, inicialmente, através da conversão de parte da energia interna do vapor em energia cinética nos expansores da turbina e depois, esta energia cinética é convertida em trabalho nas palhetas moveis. Com o aumento da velocidade nos expansores, ocorre a redução da entalpia, pressão e temperatura com um consequente aumento do volume específico do vapor. Outra parte da energia interna do vapor, que não é convertida em trabalho, segue para o condensador (VAN WYLEN, 2003).

E a potência líquida do sistema é dado pela soma das potências:

$$\dot{W}_{Liq} = \dot{W}_t + \dot{W}_b = \dot{m}(h_1 - h_2 + h_3 - h_4) \quad (2.12)$$

E por fim, a eficiência do ciclo é dada pela razão entre a potência líquida do sistema pela potência gasta para alimentar o sistema:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{U}_{til}}{\dot{G}_{asto}} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{evap}} = \frac{h_1 - h_2 + h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \quad (2.13)$$

Logo, o diagrama T-s difere-se do ciclo Rankine ideal, tendo sua configuração apresentada na figura 2.15.

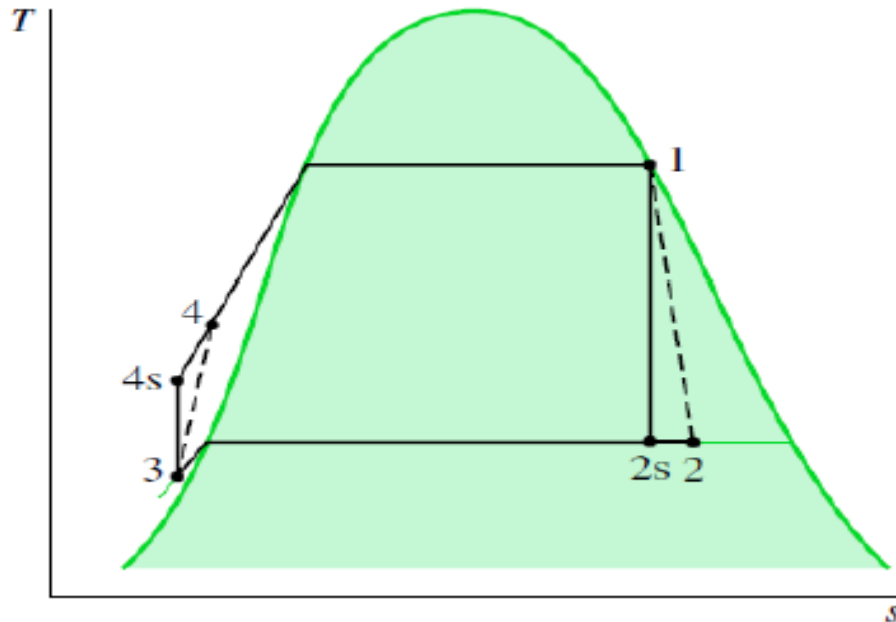


Figura 2.15 – Diagrama T x S – Irreversibilidades.

Fonte: (MORAN;SHAPIRO, 2007)

2.5. Ciclo Rankine Orgânico

Segundo Quoilin (2011), o princípio de funcionamento do ciclo Rankine orgânico (“Organic Rankine cycle” –ORC), é semelhante ao mesmo ciclo operando com vapor d’água, integrando quatro componentes básicos: um evaporador, uma máquina de expansão (turbina), um condensador e uma bomba de fluido de trabalho. O fluido orgânico, por sua vez, é caracterizado por possuir uma temperatura de ebulição mais baixa que a água, permitindo o calor ser recuperado a temperaturas mais amenas.

Segundo Hung (2001), o Ciclo Rankine Orgânico (CRO), é potencialmente viável no reaproveitamento de baixas entalpias proporcionada por fontes de baixo calor, os fluidos utilizados têm propriedades como baixo ponto de ebulição, alta pressão de vapor, alta massa molecular e, alta vazão mássica se comparadas à água. Juntas, essas propriedades proporcionam altas eficiências na turbina do que num Ciclo Rankine Convencional.

A Figura 2.16 mostra, de acordo com Quoilin (2008), o diagrama T-s das curvas de saturação da água e de alguns fluidos orgânicos utilizados em aplicações ORC.

A inclinação da curva de vapor saturado (à direita) é suave para a água, enquanto que a mesma é muito mais vertical para fluidos orgânicos. Como consequência, a limitação do título no final do processo de expansão desaparece para ciclos ORC, e não é necessário, muitas vezes, superaquecer o vapor antes da entrada do expansor. Fluidos orgânicos geralmente permanecem superaquecidos ao final da expansão (QUOILIN, 2011).

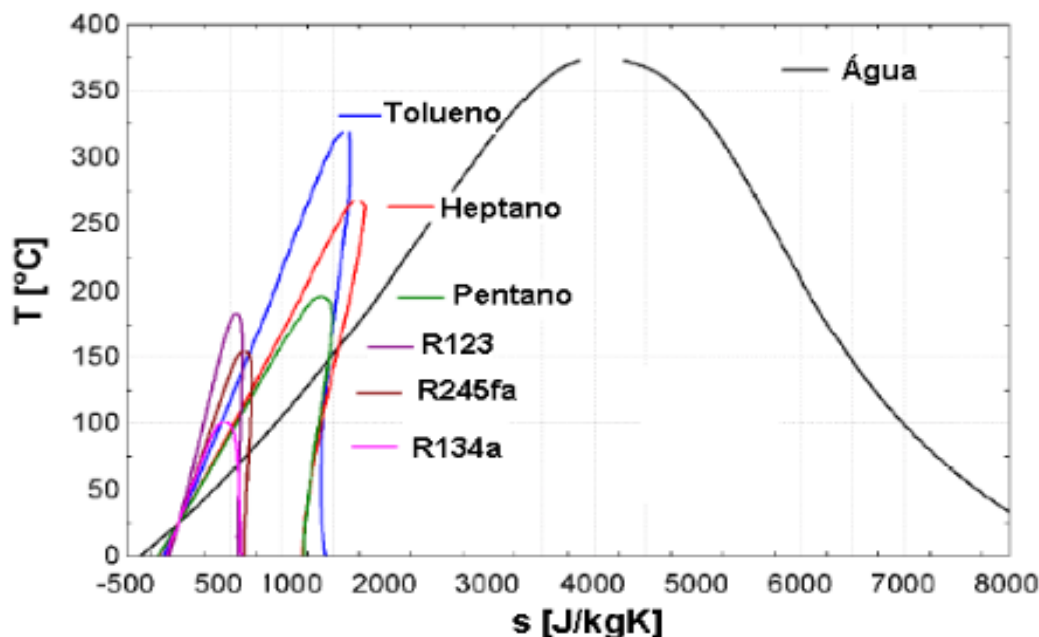


Figura 2.16 – Diagrama T-s da água e fluidos orgânicos.

Fonte: adaptado de Quoilin, 2011

Com a crescente preocupação com meio ambiente, avanços tecnológicos para melhoria do aproveitamento energético estão crescendo paralelamente. Dentre as soluções para esse problema o ORC é a mais utilizada (WEI, 2007). Isso, pois, possui baixos custo necessidade de manutenção e altas flexibilidade de aplicação e segurança. Gases como dióxido de carbono e dióxido de enxofre podem ter suas emissões diminuídas com a implantação do ORC. Uma vez que, teoricamente, o ciclo não necessita de combustível adicional para a operação. Assim, há uma produção energética maior para a mesma quantidade de poluentes.

Tratando-se de um ciclo de aproveitamento de fontes de calor de baixa e média temperatura, o Ciclo Rankine Orgânico opera entre 60 e 200°C para fontes de baixa temperatura, podendo atingir 350°C no caso de fontes de calor de média temperatura (YAMAMOTO et al., 2001). Esta amplitude de temperaturas máximas do ciclo permite, assim,

trabalhar em diferentes e variados tipos de regime e numa grande gama de potências. Em contrapartida a eficiência dos ciclos Rankine a vapor são maiores que as dos ORC (QUOIIN, 2011).

O gráfico da Figura 17 mostra a gama de potência (10 kW - 3 MW) e a eficiência (8% - 16%) em que costumam operar as máquinas Ciclo Rankine Orgânico.

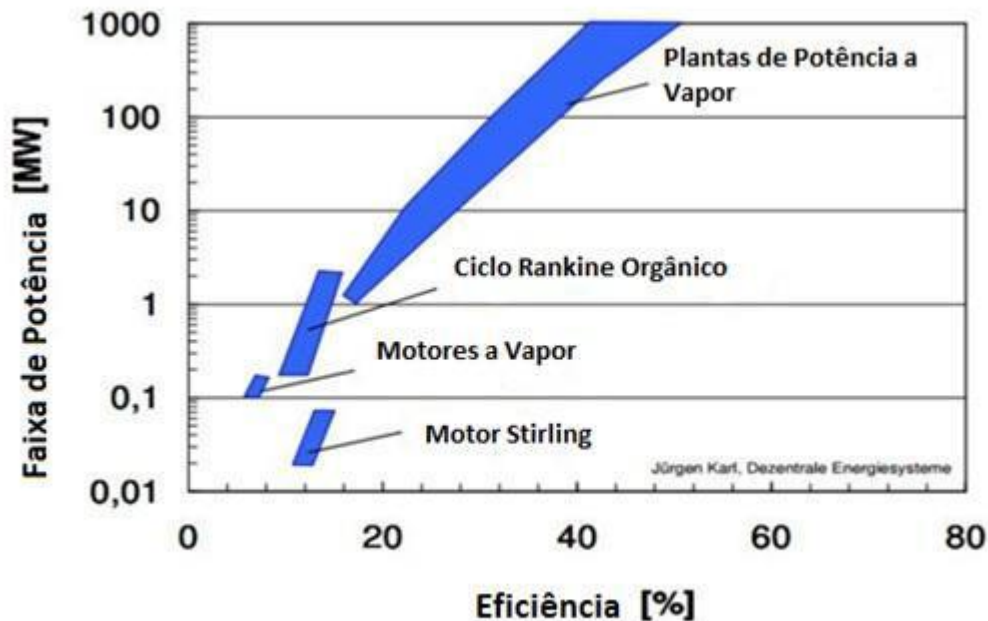


Figura 2.17 – Gráfico Gama de potência x Eficiência para diferentes máquinas térmicas.

Fonte: Adaptado de Spliethoff e Shuster (2006)

2.5.1 Comparação entre o Ciclo Rankine Orgânico e o Ciclo Rankine a Vapor

Como mencionado anteriormente, o Ciclo Rankine Orgânico constitui-se, na sua totalidade, como um ciclo Rankine convencional, distinguindo-se deste apenas no fluido de trabalho utilizado. Contudo, apesar da semelhança na configuração, o CRO apresenta vantagens e desvantagens face ao Ciclo de Rankine a Vapor, algumas delas estão listadas abaixo:

Temperatura de evaporação: a baixa temperatura de ebulição dos fluidos orgânicos possibilita a recuperação de calor à baixa temperatura;

Superaquecimento: o vapor produto da expansão do fluido orgânico, se mantém sobreaquecido na saída da turbina, eliminando a necessidade de superaquecimento do fluido na entrada da máquina de expansão. A ausência de condensação durante a expansão elimina as chances de erosão nas pás da turbina, o que aumenta sua vida útil em até 30 anos (BUNDELA; CHAWLA, 2010);

Temperatura na entrada da turbina: em ciclos a vapor, devido ao processo de superaquecimento, a temperatura na entrada da turbina deve ser maior que 450°C para evitar a condensação da água durante a expansão. Isto implica uma maior tensão térmica na caldeira e nas pás da turbina, e o aumento do custo da instalação (QUOILIN, 2011);

Design da turbina: nos ciclos a vapor, a razão de expansão e a variação de entalpia na turbina são elevadas, o que implica o uso de turbinas de múltiplos estágios. No CRO a queda entálpica é consideravelmente menor, possibilitando a implantação de turbinas de simples ou dois estágios, o que reduz o custo da instalação. A baixa rotação e a baixa velocidade periférica das turbinas CRO também se devem à pequena variação da entalpia na expansão. Este efeito é particularmente interessante, visto que permite que o gerador elétrico seja acoplado diretamente à turbina (sem o uso de engrenagens), tornando a construção menos complexa (COGEN PORTUGAL, 2011);

Consumo da bomba: a diferença de entropia entre o líquido saturado e o vapor saturado é muito menor para fluidos orgânicos, conseqüentemente, a entalpia de vaporização também é menor. Portanto, para uma mesma carga térmica no evaporador, a vazão mássica do fluido orgânico deve ser maior que a da água, o que conduz a um maior consumo de potência pela bomba;

Pressão na caldeira: Em um ciclo de vapor, pressões de cerca de 60 a 70 bar e tensões térmicas aumentam a complexidade eo custo da caldeira a vapor. Numa ORC, a pressão geralmente não excede 30 bar (QUOILIN, 2011). Pressões muito elevadas, como as encontradas nos ciclos Rankine tradicionais, tem um impacto negativo sobre a confiabilidade do sistema, visto que aumentam os riscos de operação.

Eficiência: a eficiência dos ciclos Rankine Orgânico sob alta ou baixa temperatura não excede 24%. Já os ciclos Rankine tradicionais, apresentam uma eficiência térmica maior que 30%, mas com configuração mais complexa em termos de número de componentes e tamanho (QUOILIN, 2011).

Características do fluido: a água como fluido de trabalho é muito conveniente quando comparada aos fluidos orgânicos. Apresenta bom custo-benefício e alta disponibilidade, é um fluido não tóxico, não inflamável e não nocivo ao meio ambiente, é estável quimicamente e possui baixa viscosidade (TCHANKE et al., 2011).

As vantagens duas tecnologias estão resumidas na Tabela 2.2.

Vantagens do CRO	Vantagens do Ciclo a Vapor
Recuperação de calor a baixa temperatura	Características do fluido de trabalho
Ausência de superaquecimento	Consumo da bomba
Baixa temperatura na entrada da turbina	Alta eficiência
<i>Design</i> da turbina	
Custo	
Baixa pressão na caldeira	

Tabela 2.2 – Vantagens e desvantagens do CRO

Fonte: Mascarenhas (2014)

Em geral, o CRO se mostra mais adequado para aplicações de baixa e média potência, tipicamente menores do que 3 MWel (TURBODEN, 2013), visto que plantas de pequena escala requerem componentes simples e de baixo custo, e operação automatizada. Para potências mais elevadas o ciclo a vapor se torna mais vantajoso.

2.6 Trocador de Calor

Uma instalação CRO inclui geralmente, uma caldeira e três tipos de trocadores de calor: um evaporador, um condensador e em alguns casos, um regenerador. A seleção deste tipo de equipamento é específica para cada uma das aplicações e condições de operação do sistema.

Como em todo ciclo termodinâmico, é desejável que os trocadores de calor de uma máquina CRO apresentem um elevado coeficiente de transferência de calor, a fim de aumentar o rendimento térmico global da instalação. Além disso, deve-se avaliar o tamanho do equipamento (quanto mais compacto, maior a gama de aplicações), e o preço, visto que este representa uma parcela considerável do custo total da planta (QUOILIN et al., 2013).

Nos Ciclos Rankine Orgânico, a caldeira é o trocador de calor mais crítico da instalação. Dependendo da natureza da fonte de calor, deve suportar altas temperaturas (até 350 °C), elevadas pressões (4,5 MPa) e pode estar sujeita à corrosão e fuligem. O condensador, por sua vez, deve operar com elevadas vazões e para baixas pressões, visto que a temperatura de condensação se aproxima da temperatura ambiente. Já o recuperador é projetado para transferir eficientemente o calor de um fluido em fase gasosa para um fluido na fase líquida, com vazões mássicas idênticas, mas capacidades térmicas e coeficientes de transferência de calor diferentes (AOUN, 2008).

De acordo com Incropera e De Witt (2005), tipicamente os trocadores de calor são classificados em função da configuração do escoamento e do tipo de construção. Nos trocadores de calor mais simples, os fluídos quente e frio se movem no mesmo sentido ou em sentido opostos em uma construção com tubos concêntricos (ou bitubular).

Diversos tipos de trocadores de calor podem ser empregados em instalações CRO, contudo os modelos mais usados são os do tipo casco e tubos, e o de placas (Figura 2.18). Em geral, os trocadores de calor a placas apresentam menor custo e fácil manutenção, são mais compactos e estão disponíveis a uma pressão máxima de até 3 Mpa. Por isso são amplamente empregados em unidades de pequena escala (cerca de 1 MWel). Já os permutadores casco e tubos são maiores e mais caros que o a placas para uma mesma carga térmica, entretanto suportam elevadas pressões e temperaturas, sendo assim indicados para grandes instalações (QUOILIN et al., 2013).

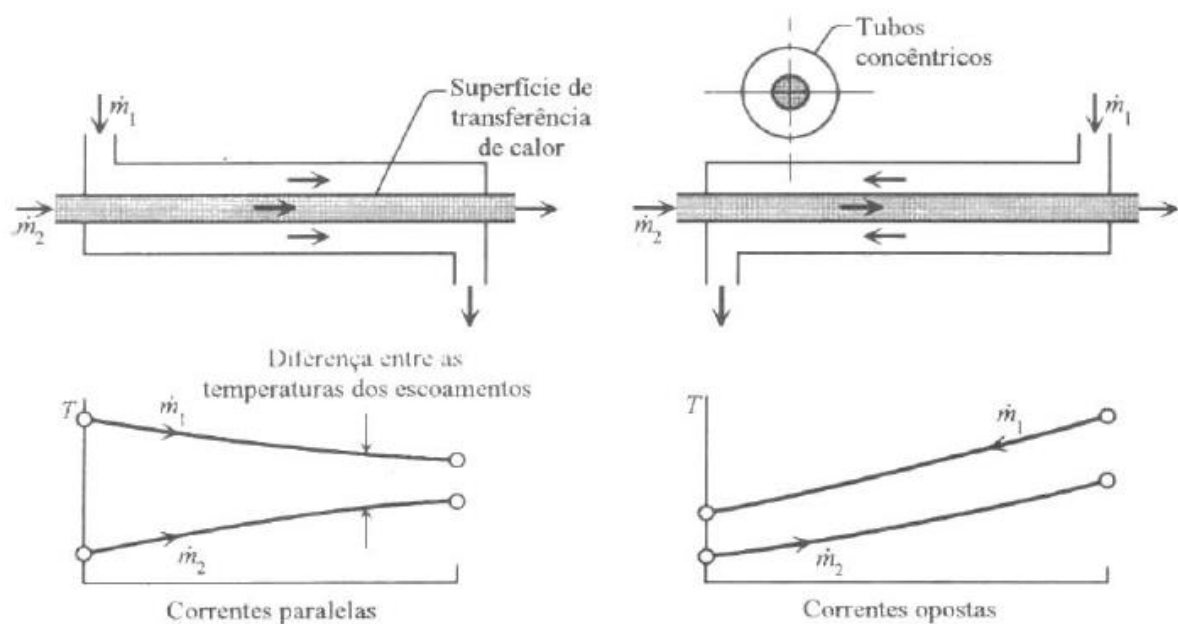


Figura 2.18 –Escoamento em corrente paralelas e contracorrentes para trocadores de tubos concêntricos.

Fonte Incropera e De Witt (2005)

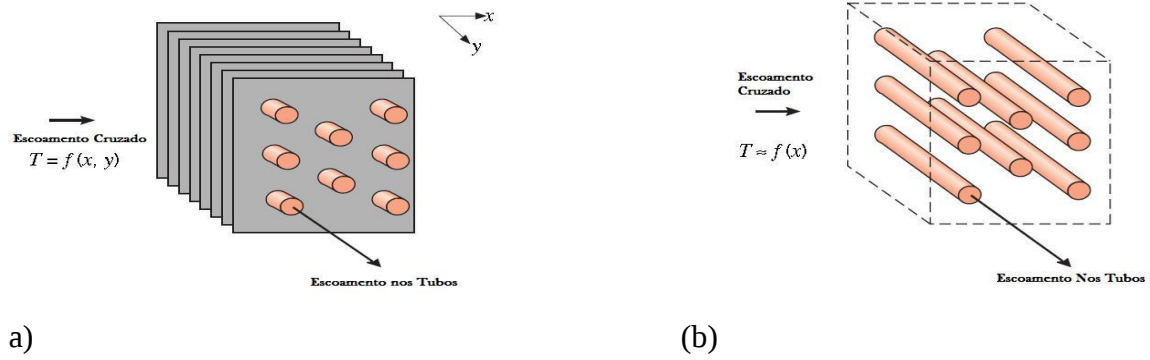


Figura 2.19 – Trocadores de calor com escoamentos cruzados (a) Aletado com ambos os fluidos não-misturados (b) Não-aletado com um fluido misturado.

Fonte: Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, Incropera e De Witt (2005)

2.7 Análise energética

O cálculo de eficiência foi baseado na Primeira Lei da Termodinâmica que é desenvolvida a seguir.

2.7.1 Equacionamento

O equacionamento da Primeira Lei da Termodinâmica fica desenvolvido nas linhas a seguir.

Primeira Lei da Termodinâmica

A variação de energia líquida em um sistema é igual a diferença entre o calor e o trabalho do mesmo.

$$\Delta ET = Q - W \quad (2.14)$$

Sendo $Q < 0$: Calor é transferido do sistema.

$Q > 0$: Calor é transferido para o sistema.

$W < 0$: Trabalho é realizado sobre o sistema.

$W > 0$: Trabalho é realizado pelo sistema.

Onde ΔET é composto pela variação de energias cinética, potencial e interna do sistema como segue.

$$\Delta ET = \Delta EC + \Delta EP + \Delta EU \quad (2.15)$$

$$\Delta EC = EC_2 - EC_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (V_2^2 - V_1^2)$$

$$EP = EP_2 - EP_1 = m \cdot g \cdot (z_2 - z_1)$$

$$\Delta EU = EU_2 - EU_1 = m \cdot (U_2 - U_1)$$

$$Q = \int_A q \cdot dA$$

$$\dot{w} = \int_S F \cdot Ds$$

Portanto, a primeira lei da termodinâmica fica:

$$\Delta EC + \Delta EP + \Delta EU = Q - W \quad (2.16)$$

2.8 Refrigeração

Baseados em ciclos de refrigeração a vapor, os sistemas de refrigeração e ar condicionado divide-se em dois grupos de tecnologias, ou seja:

- Sistemas com ciclo de refrigeração a compressão de vapor, e;
- Sistemas com ciclos de refrigeração a absorção de vapor.

Apesar dos diferentes processos empregados em cada uma dessas tecnologias, esses dois sistemas realizam a remoção de calor de um meio a resfriar da mesma forma, ou seja, por meio da evaporação (expansão) de um fluido refrigerante a baixa pressão e a rejeição de calor adquirido através da condensação (liquefação) desse mesmo fluido refrigerante a alta pressão. O processo para fazer circular o fluido refrigerante e obter essas diferenças de pressões é a principal diferença entre os dois sistemas (RAFFERTY, s.d).

No processo de compressão a vapor, conhecido também como ciclo operado a trabalho, a energia necessária para circular o refrigerante provém de um compressor acionado mecanicamente por um motor. Já o processo de refrigeração a absorção, chamado de ciclo operado a calor, aproveita a afinidade química entre dois fluidos e emprega o aquecimento obtido por meio de uma fonte de calor externa, por ex., queima de combustível, vapor de processos, etc., e uma pequena bomba para realizar a mesma tarefa (SBRAVATI; SILVA, s.d).

2.8.1 Refrigeração por compressão

O ciclo de compressão a vapor é um ciclo térmico que permite a aplicação em sistemas de ar condicionado e refrigeração. A refrigeração por compressão é muito utilizada em diversas aplicações como residências, comércios, transportes, etc. O seu princípio de funcionamento objetiva, como qualquer sistema de refrigeração, a retirada de calor de um recinto fechado e o transporte para o exterior, produzindo assim o efeito desejado tal como congelamento ou resfriamento (FERNANDES, 2006).

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é utilizado para a avaliação do desempenho do sistema de refrigeração (FERNANDES, 2006). No presente capítulo faremos à descrição do ciclo básico ideal e do real para que sejam mostradas as principais diferenças entre ambos.

Descrição do Ciclo Básico de Refrigeração por Compressão de Vapor

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é bastante difundido em aplicações de refrigeração e ar condicionado. Neste ciclo, o fluido de trabalho é comprimido e condensado em alta pressão e temperatura por rejeição de calor para um meio externo. Em seguida, após a condensação, o fluido refrigerante é expandido através de um dispositivo de expansão até a pressão de evaporação onde será evaporado em baixa temperatura devido à troca de calor com o ambiente a ser resfriado. A Figura 2.22 ilustra os componentes do ciclo básico ideal de refrigeração por compressão de vapor. Nesse ciclo, o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão.

A Figura 2.23 representa o ciclo de refrigeração por compressão de vapor os seus respectivos processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico em um gráfico Pressão x Entalpia (P-h) e seus respectivos equipamentos.

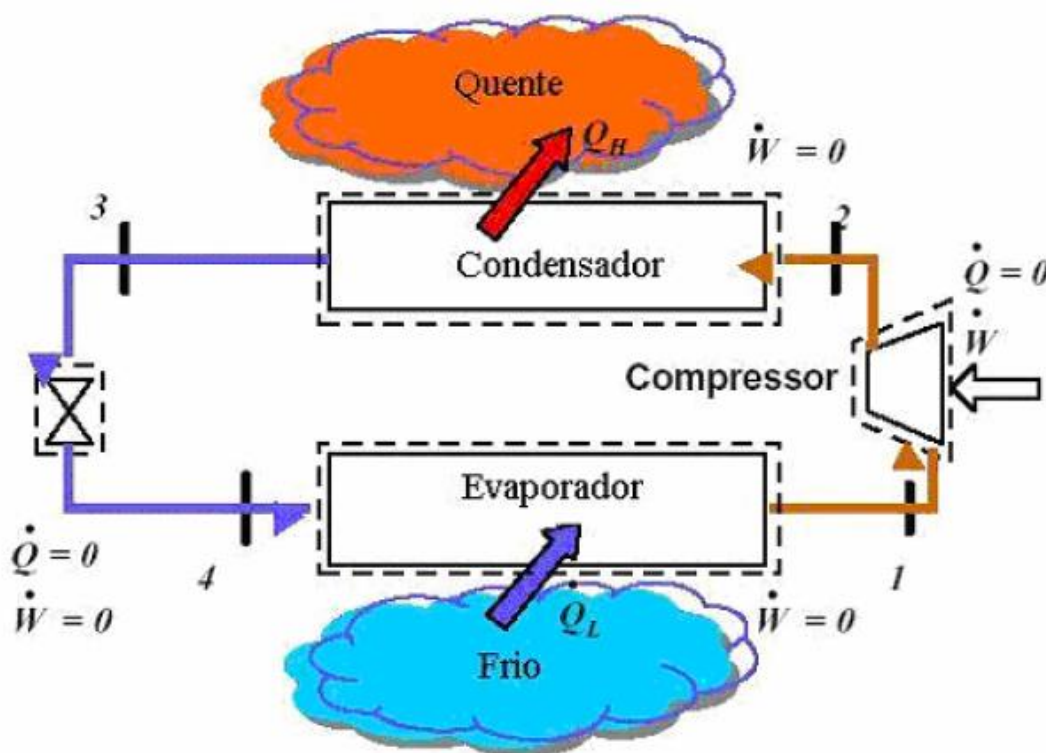


Figura 2.20 - Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: Fernandes (2006).

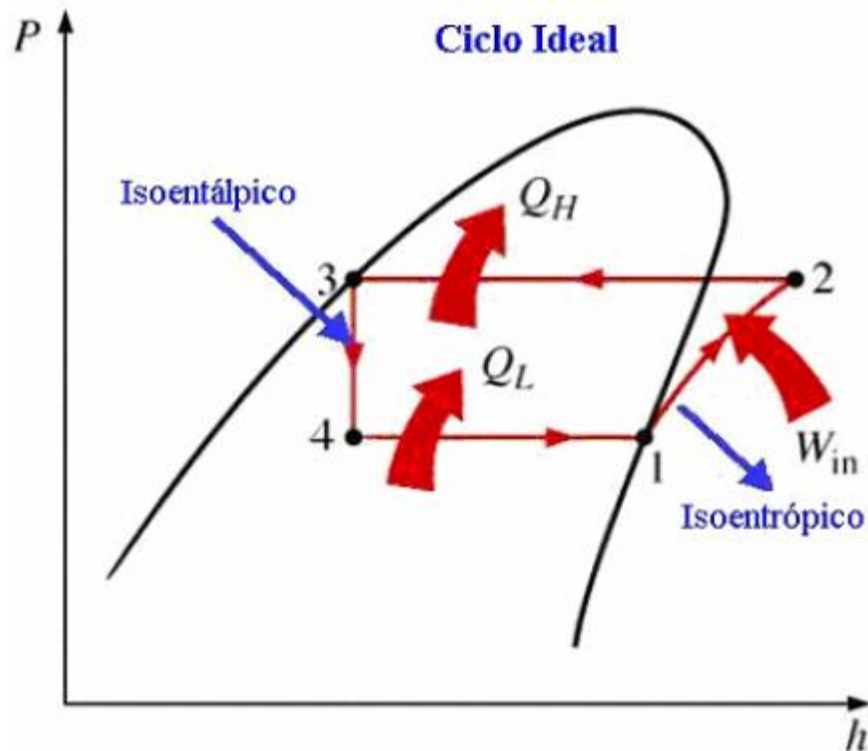


Figura 2.21 - Ciclo de Compressão de Vapor Ideal no Diagrama de Mollier

Fonte: Fernandes (2006).

Processo 1-2: ocorre no compressor. É um processo adiabático reversível isentrópico. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador e com título $x = 1$. O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação, e neste estado ele é superaquecido com temperatura maior que a de condensação.

Processo 2-3: ocorre no condensador. É um processo reversível de rejeição de calor a pressão constante até que todo o vapor tenha-se tornado líquido saturado na pressão de condensação.

Processo 3-4: ocorre na válvula de expansão. É uma expansão irreversível a entalpia constante desde a pressão de condensação até a pressão do evaporador. Por ser um processo irreversível a entropia do refrigerante ao deixar a válvula de expansão é maior que a entropia do refrigerante ao entrar na válvula.

Processo 4-1: ocorre no evaporador. É um processo de transferência de calor a pressão constante, consequentemente a temperatura permanece constante desde o vapor úmido no estado 4 até atingir o estado de vapor saturado seco $x = 1$, somente mudando seu estado.

Modelagem do Ciclo de Refrigeração Padrão por Compressão de Vapor

Algumas das características fundamentais de um ciclo de refrigeração podem ser determinadas a partir da Figura 2.22 - diagrama pressão-entalpia, descritas a seguir:

Capacidade frigorífica do ciclo - A capacidade frigorífica do ciclo ($\dot{Q}$) é a quantidade de calor por unidade de tempo retirada do meio que se quer resfriar através do evaporador do sistema, entre as temperaturas de condensação e do evaporador. Para o sistema operando em regime permanente desprezando-se a variação de energia cinética e potencial, da primeira lei da termodinâmica, temos:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f x (h_1 - h_4) \quad (2.17)$$

O fluxo de massa de refrigerante (MF) deve ser mantido pelo compressor. Normalmente se conhece a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração o qual deve ser igual à carga térmica. A quantidade de calor retirada por um quilo de refrigerante através do evaporador é chamada de efeito de refrigeração (E.R), cujo conhecimento é necessário, uma vez que esse processo representa o objetivo principal do sistema, assim temos:

$$E.R = h_1 - h_4 \quad (2.18)$$

Potência Teórica do Compressor - A potência teórica do compressor ($\dot{W}_c$) é a quantidade de energia por unidade de tempo fornecida pelo compressor ao refrigerante, para que ele passe do estado 1, na sucção, para o estado 2, na descarga, sendo um processo isentrópico. Da mesma forma, aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, desprezando a energia cinética e potencial e considerando regime permanente, tem-se:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f x (h_2 - h_1) \quad (2.19)$$

Fluxo de Calor Rejeitado no Condensador - É a quantidade de calor por unidade de tempo ($\dot{Q}_c$) a ser rejeitada no condensador para o sistema. A metodologia é a mesma utilizada para o cálculo da capacidade frigorífica do ciclo:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f x (h_2 - h_3) \quad (2.20)$$

Razão de Pressão (R_p) - É definida como o quociente entre a temperatura de condensação e a temperatura de evaporação, ou pode-se ainda ser definida como o quociente entre a pressão de condensação e a pressão de evaporação.

$$R_p = \frac{T_c}{T_e} \quad (2.21)$$

Coeficiente de Eficácia do Ciclo - O coeficiente de eficácia (COP) é um parâmetro importante na análise de instalações frigoríficas. A eficácia do ciclo é uma função somente das propriedades do refrigerante e consequentemente das temperaturas de condensação e vaporização. O coeficiente de eficácia deve ser sempre maior que um quanto mais próximo de um pior.

$$COP = \frac{Energia_{util}}{Energia_{gasta}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_c} \quad (2.22)$$

As equações descritas acima relacionam os parâmetros mais importantes de um ciclo de compressão a vapor, com eles definidos o ciclo está caracterizado.

Diferenças entre o Ciclo Teórico e o Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de Vapor

Devido às irreversibilidades existe algumas diferenças entre o ciclo real e o ciclo teórico de compressão de vapor, nos quais estão mostradas na Fig.2.6. Uma das diferenças está na queda de pressão nas linhas de descarga (líquido e de sucção), assim como no condensador e no evaporador. Estas perdas de carga, ΔP_d e ΔP_s , estão mostradas na Fig.2.6.

Um ciclo ideal opera dentro da curva de saturação do fluido utilizado, pois assim é possível estabelecer suas propriedades termodinâmicas. Mas, por ser inviável tecnicamente, o ciclo ideal é modificado a fim de melhorar o desempenho do ciclo, considerando ainda as perdas de carga nos trocadores de calor (condensador e evaporador) (MEDEIROS; BARBOSA, 2009).

Outras diferenças são: o sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projetados com sub-resfriamento) e o superaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante, que tem a finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor. Outro processo importante é o de compressão, que, no ciclo real é politrópico (s_1 diferente s_2) e no processo teórico é isentrópico.

Ainda segundo Medeiros e Barbosa (2009), vários parâmetros influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração. Esses parâmetros são, na verdade, modificadores do ciclo a fim de aumentar a sua eficiência. Os fatores são:

- Temperatura de evaporação: sua redução resulta no decréscimo do COP;
- Temperatura de condensação: quanto maior for o seu valor menor será o COP;
- Sub-resfriamento: garante que tenha somente líquido no dispositivo de expansão aumentando a troca térmica no evaporador e consequentemente o COP;

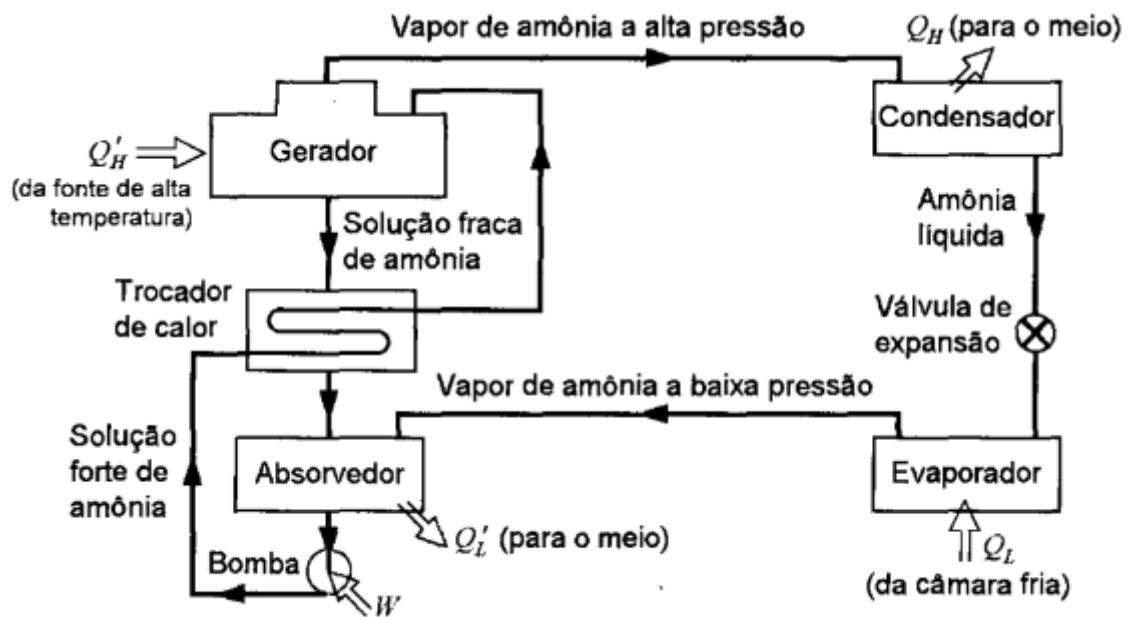


Figura 2.23 - Ciclo de refrigeração por absorção de amônia.

Fonte: Ferraz (2008)

"O vapor de amônia a baixa pressão, que deixa o evaporador, entra no absorvedor onde é absorvido pela solução fraca de amônia. Esse processo ocorre a uma temperatura levemente acima daquela do meio e deve ser transferido calor ao meio durante esse processo. A solução forte de amônia é então bombeada através de um trocador de calor ao gerador (onde são mantidas uma alta pressão e uma alta temperatura). Sob essas condições, o vapor de amônia se separa da solução em consequência da transferência de calor da fonte de alta temperatura. O vapor de amônia vai para o condensador, onde é condensado, como no sistema de compressão de vapor, e então se dirige para a válvula de expansão e para o evaporador. A solução fraca de amônia retorna ao absorvedor através do trocador de calor" (FERRAZ, 2008).

Modelagem matemática

Aspectos Gerais

Para que se possa desenvolver a simulação e modelagem matemática do ciclo por absorção (Figura 2.26) acima algumas hipóteses simplificadoras deverão ser assumidas:

- O estado regular do refrigerante corresponde ao da água pura;
- Não há variação de pressão, exceto nos dispositivos de expansão e na bomba;
- Nos pontos 8,2,4 da figura 2.26, há somente líquido saturado;

- No ponto 6 da figura 2.26 há somente vapor saturado;
- Os dispositivos de expansão são adiabáticos;
- Não há troca de calor nas superfícies e tubulações, exceto nos trocadores de calor.

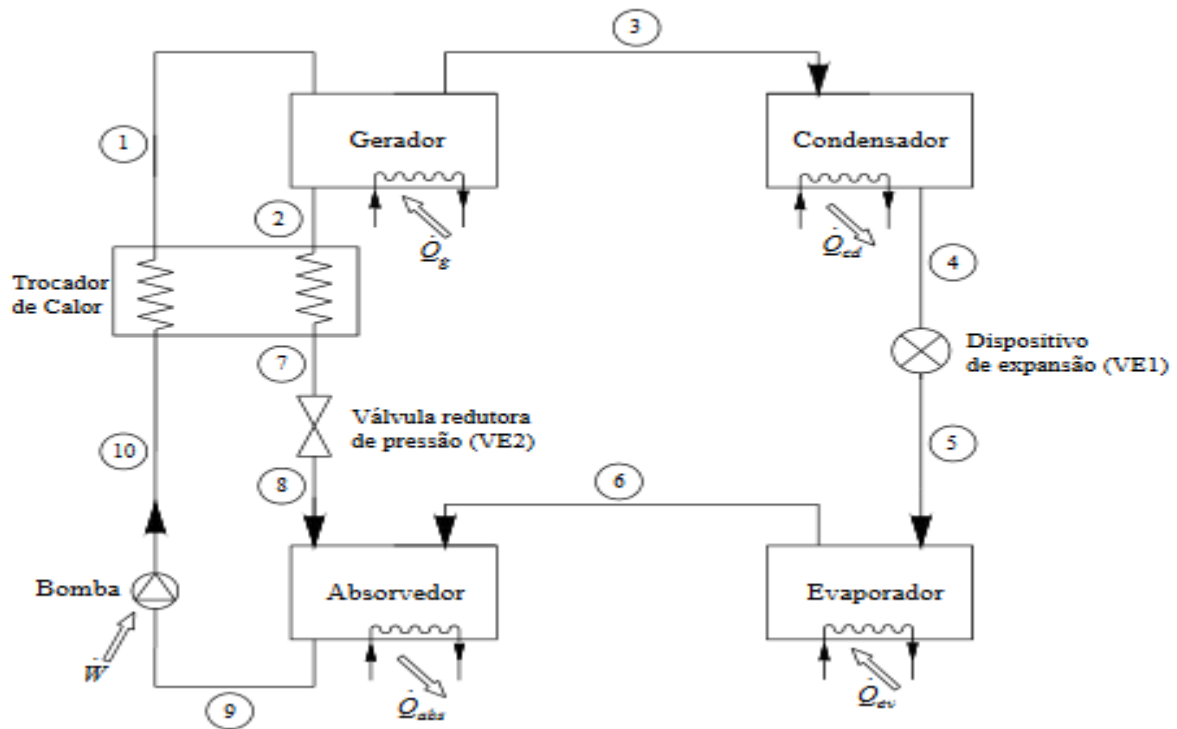


Figura 2.24 – Sistema de refrigeração a ser simulado.

Modelagem dos componentes

Absorvedor

No absorvedor ocorrem basicamente dois processos a transferência de calor e a transferência de massa. Para a modelagem matemática desses dois fenômenos, simplificaremos o processo utilizando-se o princípio da superposição de efeitos para tal dividir-se-à o processo em dois distintos, a saber: a absorção (mistura adiabática de dois fluxos) de vapor pela solução e a troca de calor.

Utilizando-se os princípios da conservação de massa e energia, aplicados ao absorvedor, sabendo-se que: $\dot{m}_1$ é a vazão mássica de solução no ponto (1), $\dot{m}_a$ é a vazão mássica de água no absorvedor, h é a entalpia, X a concentração da solução e Q é o fluxo de calor em cada componente do sistema, tem-se:

$$\dot{m}_1 \cdot X_1 = \dot{m}_2 \cdot X_2 \quad (2.23)$$

$$\dot{m}_3 \cdot h_6 + \dot{m}_2 \cdot \dot{m}_8 = \dot{m}_1 \cdot h_9 + \dot{Q}_{abs} \quad (2.24)$$

$$\dot{m}_a \cdot h_{a1} + \dot{Q}_{abs} = \dot{m}_a \cdot h_{a2} \quad (2.25)$$

Gerador

No gerador ocorre a absorção de calor que pode ser por fonte direta ou indireta (no caso de aproveitamento de calor residual). Este calor é transferido à solução de água/LiBr, fazendo com que parte da água desta solução se torne em estado de vapor que flui ao condensador. A outra parte da solução a uma alta concentração de LiBr escoar para o absorvedor.

Neste caso tem-se um processo de transferência de massa que ocorre na vaporização da água (considerada pura) e a transferência de calor que ocorre no trocador. Na figura 2.27 tem-se uma representação esquemática do gerador, onde: h_1 é a entalpia no ponto (1), T_1 é a temperatura no ponto (1) e P_{alta} é a pressão no gerador.

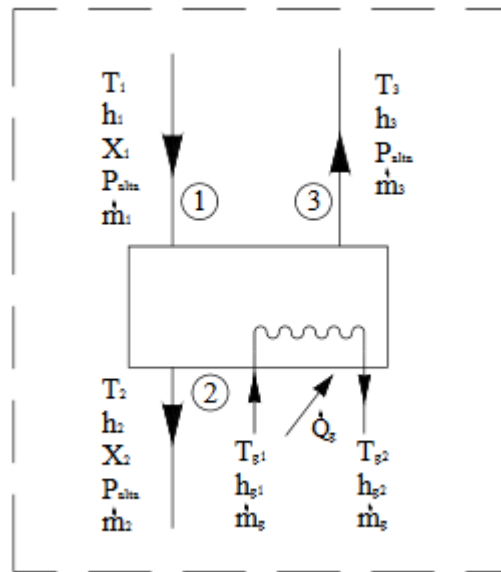


Figura 2.25 – Representação esquemática do Gerador

Utilizando-se os princípios de conservação de massa e energia no gerador (Figura 2.27), vem:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_g = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (2.26)$$

$$\dot{m}_g \cdot h_{g1} = \dot{m}_g \cdot h_{g2} + \dot{Q}_g \quad (2.27)$$

e, aplicando o método da média logarítmica das diferenças de temperatura para o gerador, equação x, temos:

$$\Delta T_1 = T_{g1} - T_2 \quad (2.28)$$

$$\Delta T_2 = T_{g2} - T_1 \quad (2.29)$$

Trocador de Calor

Pode-se ainda fazer uso de um trocador de calor entre o gerador e absorvedor com o objetivo de melhorar o coeficiente de performance do ciclo por absorção. A transferência de calor ocorre entre o fluido quente que sai do gerador e o fluido frio que sai do absorvedor para o gerador (Figura 2.28).

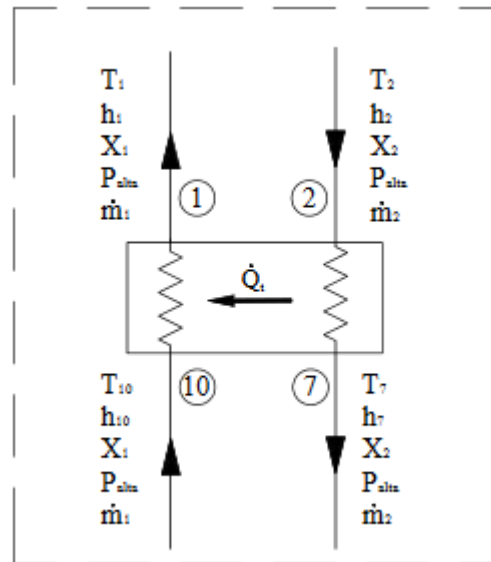


Figura 2.26 – Representação esquemática do Trocador de Calor

Mais uma vez faz-se um balanço utilizando-se a conservação de massa e energia:

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_2 \cdot h_7 + \dot{Q}_t \quad (2.30)$$

$$\dot{m}_1 \cdot h_{10} + \dot{Q}_t = \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (2.31)$$

Condensador

No condensador o vapor de água proveniente do gerador a alta pressão, perde calor no trocador, sendo então condensado. O vapor que adentra o condensador sai na forma de líquido saturado (Figura 2.29). Fazendo-se um balanço de energia no condensador têm-se:

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_3 \cdot h_4 + \dot{Q}_{cond} \quad (2.32)$$

$$\dot{m}_{cd} \cdot h_{cond1} + \dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{cond} \cdot h_{cond2} \quad (2.33)$$

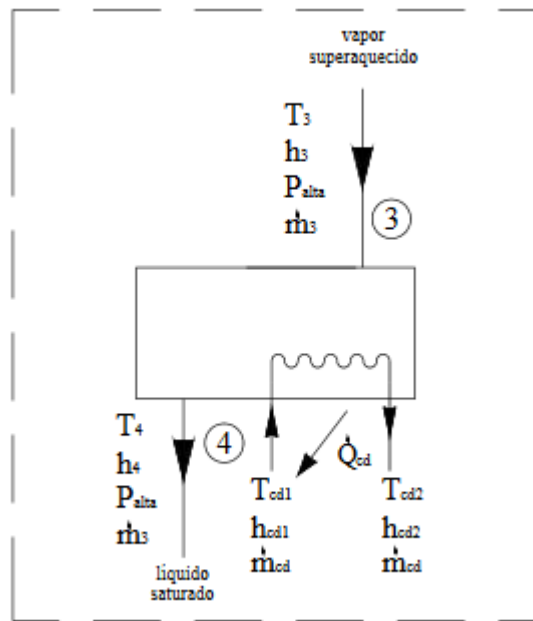


Figura 2.27 – Representação esquemática do Condensador

Evaporador

O fluido refrigerante (água) após ser expandido no dispositivo de expansão onde, após uma abrupta queda de pressão, se dirige para o evaporador na forma de vapor e uma parte de água líquida. No evaporador ocorrerá troca de calor com um agente refrigerante, saindo a água no estado de vapor saturado para o absorvedor (Figura 2.30). Fazendo-se um balanço de energia no evaporador :

$$\dot{m}_3 \cdot h_5 + \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_3 \cdot h_6 \quad (2.34)$$

$$\dot{m}_{ev} \cdot h_{evap1} = \dot{m}_{evap} \cdot h_{evap2} + \dot{Q}_{evap} \quad (2.35)$$

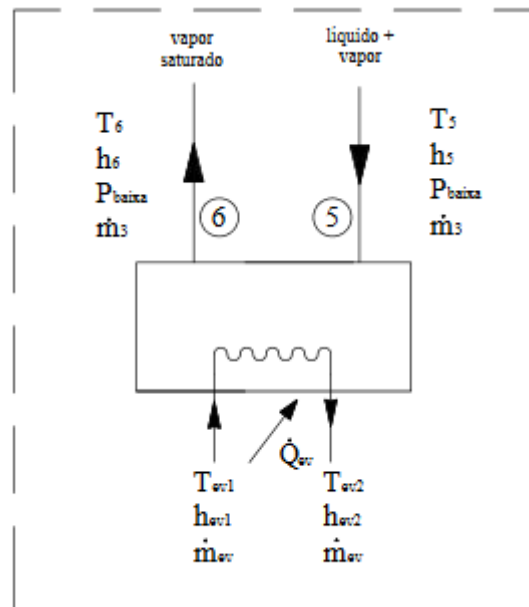


Figura 2.28 – Representação esquemática do Evaporador

3 DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS

O sistema de estudo é um coletor solar para elevar a temperatura da água que é armazenada em um reservatório térmico e posteriormente usada, em um primeiro caso, com um trocador de calor evaporando fluido de trabalho em um Ciclo Rankine Orgânico, gerando potência e acionando um chiller por compressão, e em um segundo caso, utilizada em um chiller por absorção, em ambos os casos resultando na produção de água gelada.

Os croquis modelos propostos são apresentados nas figuras 3.1 e 3.2.

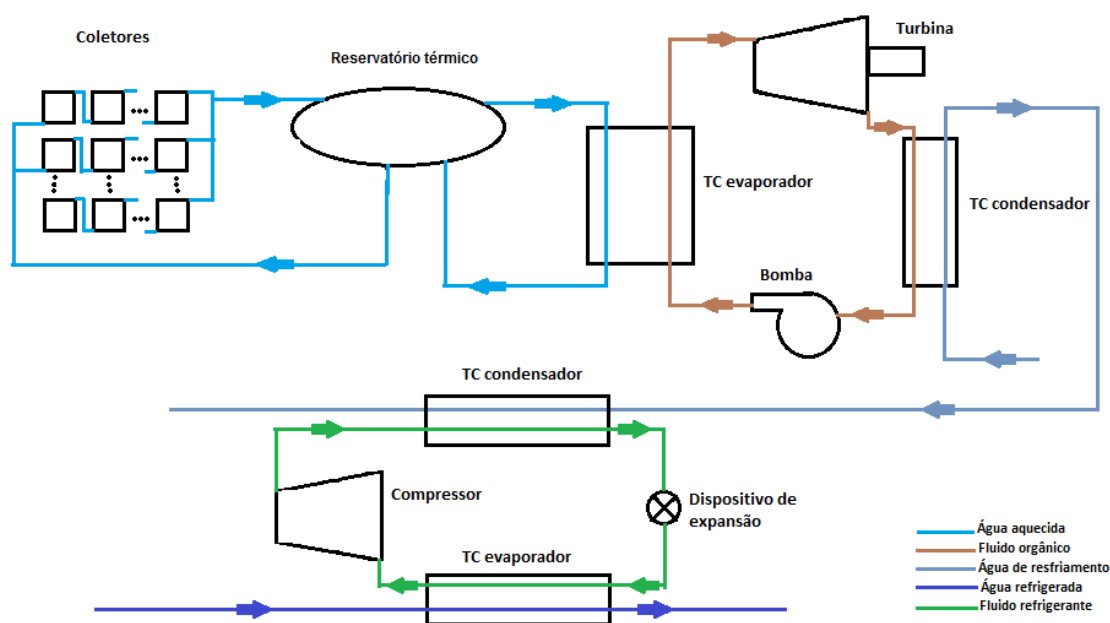


Figura 3.1 – Croqui do primeiro caso.

Fonte: Autores.

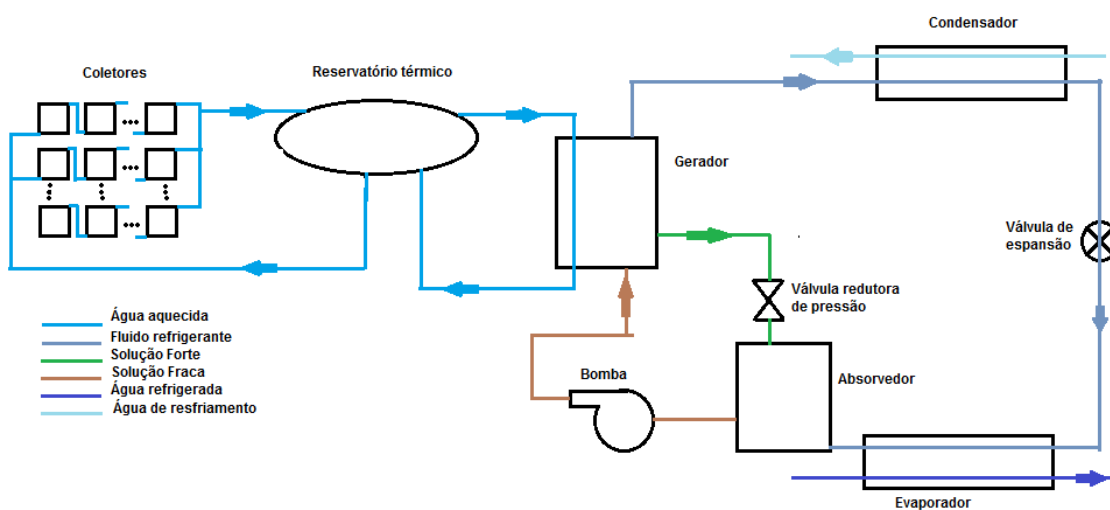


Figura 3.2 – Croqui do segundo caso.

Fonte: Autores.

Para o presente trabalho buscou-se valores referentes a radiação solar no Atlas Solarimétrico do Brasil, levando em consideração os valores da radiação solar global e insolação diárias, apresentadas nas figuras 3.3. e 3.4, ambas sendo a média anual do estado do Espírito Santo.

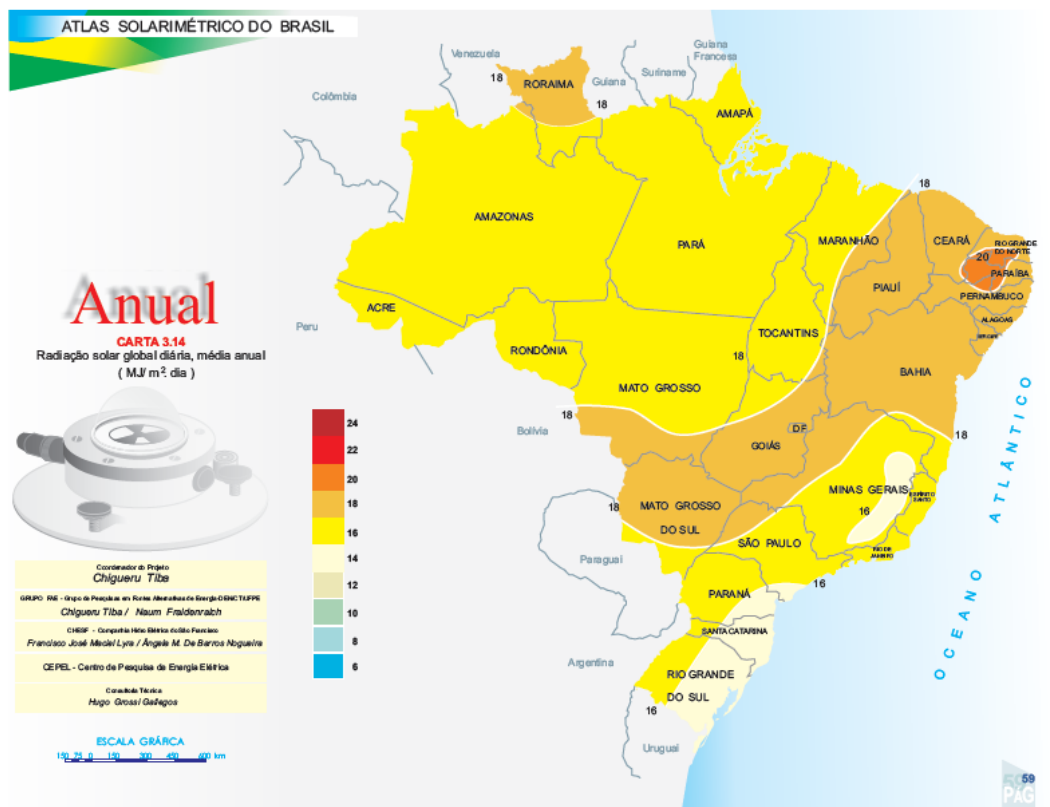


Figura 3.3 - Radiação solar global diária, média anual.

Fonte: Atlas Solarimétrico do Brasil (2000).

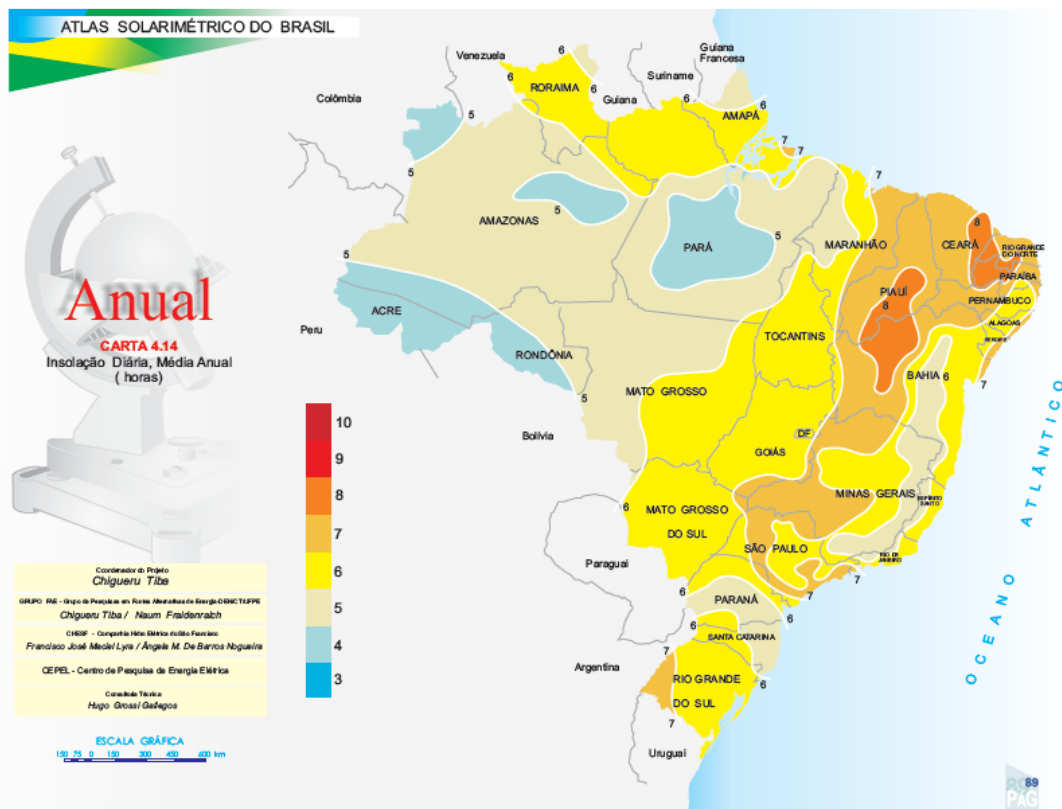


Figura 3.4 - Insolação diária, média anual.

Fonte: Atlas Solarimétrico do Brasil (2000).

Em relação ao coletor solar, todos os cálculos necessários para a avaliação dos modelos propostos são feitos baseados em três modelos de coletores do fabricante KOMECO, que são os modelos KOCS PS 2.0, KOCS PS 3.0 e o KOCS PS 4.0.

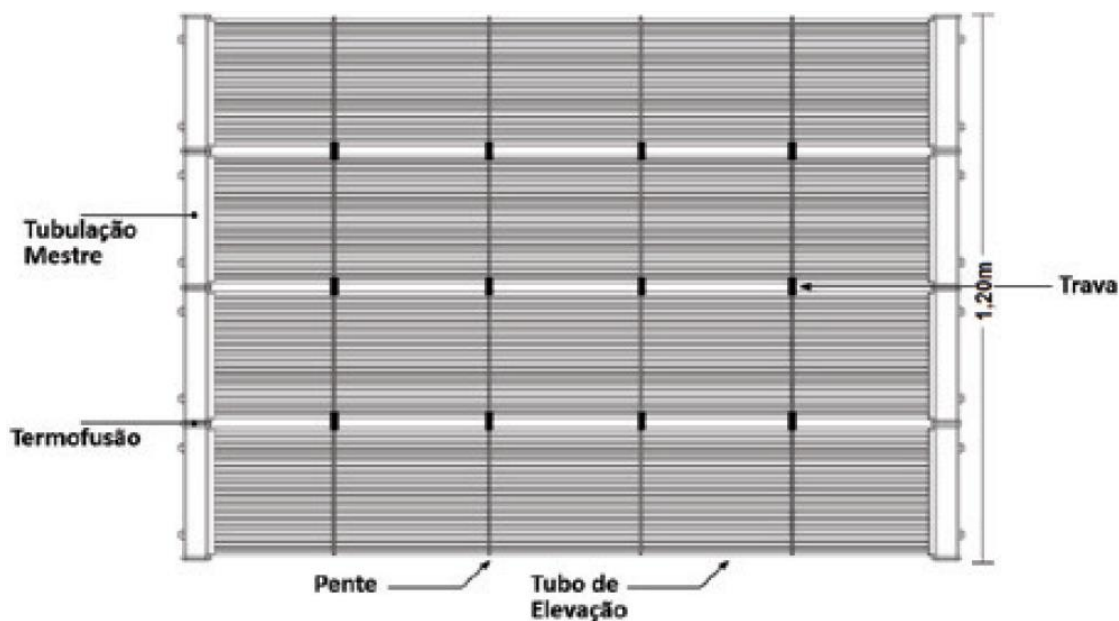


Figura 3.5 – Coletor solar Komeco.

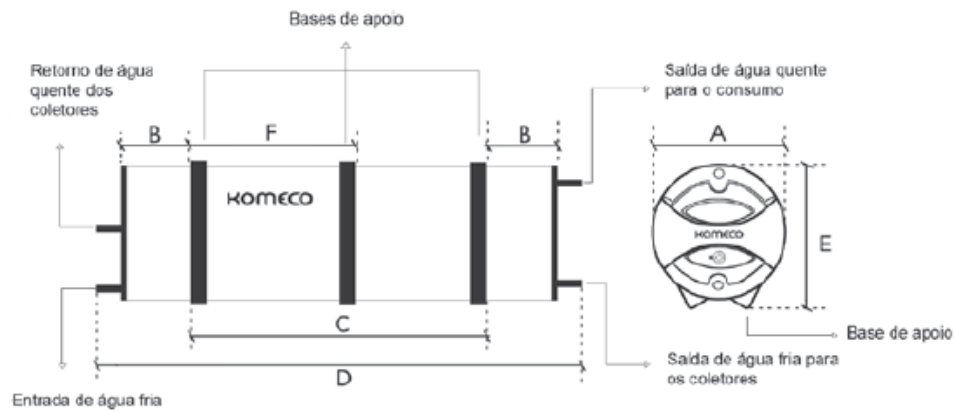
Fonte: Manual do fabricante.

MODELO	KOCS PS 2.0	KOCS PS 3.0	KOCS PS 4.0
Matéria-Prima	Polipropileno	Polipropileno	Polipropileno
Pigmento	Preto Fosco	Preto Fosco	Preto Fosco
Números de Tubos	160	160	160
Entrada/Saída	40x20mm	40x20mm	40x20mm
Pressão de Trabalho	40mca/392,27kPa	40mca/392,27kPa	40mca/392,27kPa
Dimensões (mm) (Comprimento x largura x espessura)	2000x1200x60	3000x1200x60	4000x1200x60
Massa/Peso Coletor Vazio	6kg/58,8N	9,2kg/90,22N	11,67kg/114,44N
Massa/Peso Coletor Cheio	12,2kg/119,64N	16,7kg/163,77N	21,7kg/212,80N
Classificação INMETRO	A	A	A
Produção mensal de energia/coletor (kWh/mês)	245,4	369,2	494,0

Tabela 3.1 – Modelos de coletores solar Komeco e suas especificações.

Fonte: Manual do fabricante.

Para o reservatório térmico, que é responsável por armazenar a água aquecida dos coletores, usou-se como modelo de estudo o reservatório Térmico KOMECO, que é fabricado internamente com cilindro de aço INOX (AISI 304 ou AISI 316). Possui uma espessa camada de isolamento térmico, feita em Poliuretano Expandido, que é atualmente o melhor material existente para isolamento, por ter alta densidade com baixíssima transmissão de calor, mantendo a água aquecida por mais tempo, além de possuir também uma capa externa em alumínio e calotas em polímero termo-moldado para proteção da camada de isolamento e acabamento externo do reservatório térmico, devido a esse isolamento, consideram-se adiabáticas as paredes do reservatório. A ficha técnica do reservatório pode ser observada na tabela 3.2.



Ficha Técnica dos Reservatórios Térmicos Komeco									
Modelo			200AP/BP	300AP/BP	400AP/BP	500AP/BP	600AP/BP	800AP/BP	1000AP/BP
Dimensões (mm)	A	BP	700	700	700	700	700	880	880
		AP	700	700	700	700	700	880	880
	B	BP	150	265	380	350	350	350	285
		AP	150	265	365	350	350	350	285
	C	BP	460	540	620	1000	1300	920	1350
		AP	450	550	695	1040	1370	920	1350
	D	BP	985	1285	1595	1915	2220	1870	2265
		AP	955	1285	1620	1945	2275	1870	2265
	E	BP	735	735	735	735	735	915	915
		AP	735	735	735	735	735	915	915
	F	BP	*NC	*NC	*NC	*NC	*NC	*NC	615/685
		AP	*NC	*NC	*NC	*NC	*NC	*NC	615/685
Diâmetro da saída e retorno para coletores (pol)			1"	1"	1"	1"	1"	1"	1"
Diâmetro entrada e saída de água (pol)			1"	1"	1"	1"	1"	1"	1.1/4"
Capacidade (L)			200	300	400	500	600	800	1000
Resistência Elétrica	Tensão (V)		127/220	127/220	127/220	127/220	127/220	127/220	220/380
	Potência (W)		3000	3000	3000	3000	3000	3000	6000
	Corrente (A)		23,6/13,6	23,6/13,6	23,6/13,6	23,6/13,6	23,6/13,6	23,6/13,6	15,7/9,1
Pressão de Trabalho			kPa(m.c.a.)	kPa(m.c.a.)	kPa(m.c.a.)	kPa(m.c.a.)	kPa(m.c.a.)	kPa(m.c.a.)	kPa(m.c.a.)
Baixa Pressão			49,03 (5)	49,03 (5)	49,03 (5)	49,03 (5)	49,03 (5)	49,03 (5)	49,03 (5)
Alta Pressão			392,27(40)	392,27(40)	392,27(40)	392,27(40)	392,27(40)	392,27(40)	392,27(40)
Massa (Peso*)			Kg(N)	Kg(N)	Kg(N)	Kg(N)	Kg(N)	Kg(N)	Kg(N)
Baixa Pressão (Vazio)			25(245,75)	31(304,00)	36(353,03)	43(421,68)	48(470,71)	66(647,23)	75(735,49)
Alta Pressão (Vazio)			36(353,03)	46(451,10)	55(539,36)	66(647,23)	76(745,30)	128(1255,23)	149(1461,17)

Tabela 3.2 – Modelos de reservatórios térmicos Komeco.

Fonte: Manual do fabricante.

Para o Ciclo Rankine Orgânico utilizou-se a planta *Opcon Powerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB*, cujo esquema e características da mesma, com os parâmetros pré-estabelecidos no catálogo, se encontram nas figuras 3.6 e 3.7.

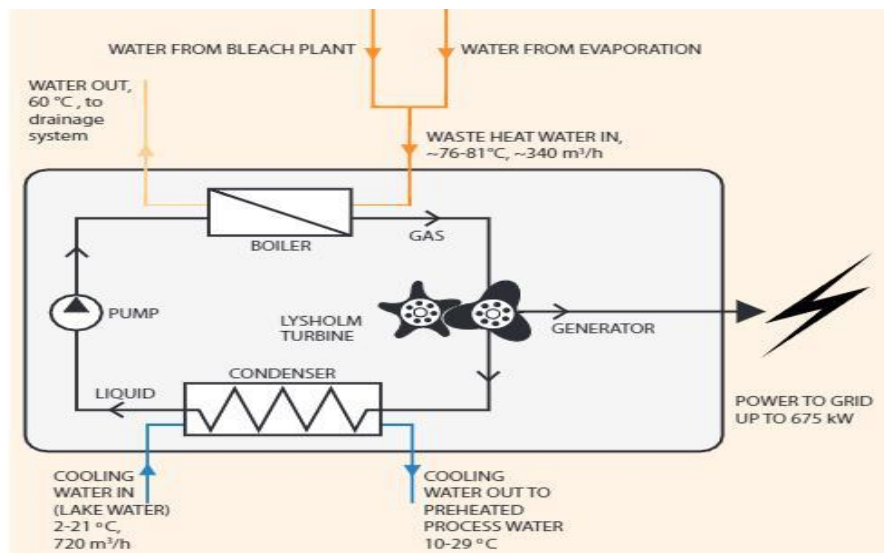


Figura 3.6 - Esquema do Opcon Powerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB.

Fonte: Catálogo Opcon.

FACTS	
Application:	Power plant at pulp mill
Customer:	Munksjö Aspa Bruk AB, Sweden, a part of the Munksjö Group
Description:	Transformation of waste heat to electric power
Opcon Powerbox model:	ORC
Power production:	Up to 580 kW net Up to 675 kW gross
Data:	Waste heat water in ~76-81 °C Cooling water in 2-21 °C

Figura 3.7 - Características do Opcon Powerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB.

Fonte: Catálogo Opcon

Para a escolha dos chiller de compressão e absorção procurou-se chillers com condições de operação próximas no evaporador, no que diz respeito a água que será resfriada, com o objetivo de comparar os resultados da melhor maneira possível.

Para o chiller de compressão foi escolhido o 30WG070 da fabricante Carrier, em que a água entra no evaporador a 12°C sai a 7°C a uma vazão de 3,5 l/s. Os demais dados do 30WG070 estão nas tabelas 3.3 e 3.4.

30WG - CHILLERS ÁGUA-ÁGUA

Dados físicos (1)

30WG		020	025	030	035	040	045	050	060	070	080	090
Capacidade frigorífica nominal, unidade standard*	kW	24,2	28,9	32,9	36,9	41,9	46,8	58,2	66,2	74,1	84,3	95,1
Potência absorvida	kW	5,2	6,2	7,07	7,9	9,0	1,06	12,5	14,2	15,9	18,1	20,45
EER	kW/kW	4,65	4,66	4,65	4,67	4,65	4,65	4,65	4,66	4,66	4,65	4,65
Classificação Eurovent	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B
ESEER (comportamento a carga parcial)	kW/kW	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6
Capacidade frigorífica nominal unidade standard**	kW	34,4	41,1	46,8	52,5	59,6	65,2	81,1	92,2	103,2	117,4	132,5
Potência absorvida	kW	5,6	6,7	7,6	8,5	9,7	10,6	13,2	15,0	16,8	19,1	21,5
EER	kW/kW	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15
Classificação Eurovent	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Nível sonoro												
Potência sonora LW (A)	dB(A)	67,0	68,5	69,0	69,3	70,0	70,1	71,5	72,0	72,0	73,0	73,4
Peso	kg	186	195	195	203	208	215	375	382	394	405	431
Compressores	Hermético Scroll 48,3 tr/s											
Circuito A		1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2
Circuito B		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Número de etapas		1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2
Potência mínima	%	100	100	100	100	100	100	50	50	50	50	50
Tipo de refrigerante	R-410A											
Controlo	PRO-DIALOG Plus											
Evaporador	Permutador de placas											
Volume de água	l	3,3	3,6	3,6	4,2	4,6	5,0	8,4	9,2	9,6	10,4	12,5
Tipo de ligações de água	VICTAULIC											
Entrada e saída	Poleg	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2
Condensador	Permutador de placas											
Volume de água	l	3,3	3,6	3,6	4,2	4,6	5,0	8,4	9,2	9,6	10,4	12,5
Tipo de ligações	VICTAULIC											
Entrada e saída	Poleg	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2

* modo frio: entrada/saída de água do evaporador=12°C/7°C. Entrada/saída de água do condensador=30°C/35°C

** condições em modo frio: entrada/saída de água do evaporador= 18°C/23°C. Entrada/saída de água do condensador=30°C/35°C

(1) INFORMAÇÃO PRELIMINAR

Tabela 3.3 – Especificações técnicas dos chillers Carrier 30WG.

Fonte: Catalogo do fabricante

Cooling capacities, 30WG - standard units

		Evaporator leaving water temperature, °C																			
		5					7					10					18				
30WG	EWT	CAP	UNIT	EER	Flow	DP	CAP	UNIT	EER	Flow	DP	CAP	UNIT	EER	Flow	DP	CAP	UNIT	EER	Flow	DP
		°C	kW	kW	kW/kW	l/s	kPa	kW	kW	kW/kW	l/s	kPa	kW	kW	kW/kW	l/s	kPa	kW	kW	kW/kW	l/s
020	30	22.9	5.2	4.42	1.1	11	24.5	5.2	4.69	1.2	12	27.0	5.3	5.12	1.3	15	33.8	5.3	6.38	1.6	21
025		26.8	6.0	4.44	1.3	13	28.5	6.1	4.69	1.4	14	31.3	6.2	5.07	1.5	16	39.2	6.5	6.07	1.9	24
030		28.8	6.6	4.34	1.4	14	31.3	6.7	4.65	1.5	17	34.4	6.8	5.03	1.7	19	42.9	7.2	5.99	2.1	28
035		34.4	7.7	4.46	1.6	16	36.5	7.8	4.69	1.7	17	39.9	7.9	5.05	1.9	20	50.0	8.3	6.01	2.4	29
040		39.3	8.8	4.45	1.9	18	41.6	8.9	4.66	2.0	20	45.4	9.1	4.98	2.2	23	56.5	9.6	5.86	2.7	32
045		43.0	9.8	4.40	2.1	18	46.3	9.9	4.67	2.2	21	51.5	10.1	5.08	2.5	25	65.3	10.9	6.01	3.1	37
050		54.5	12.3	4.45	2.6	10	57.9	12.3	4.69	2.8	11	63.2	12.5	5.07	3.0	13	78.5	12.9	6.09	3.8	19
060		59.6	13.6	4.39	2.8	11	63.1	13.7	4.62	3.0	12	68.8	13.8	4.98	3.3	14	85.9	14.5	5.93	4.1	20
070		68.9	15.6	4.40	3.3	13	73.4	15.8	4.65	3.5	14	80.3	15.9	5.05	3.8	17	101.5	16.5	6.16	4.9	25
080		78.5	17.8	4.41	3.7	12	83.5	18.1	4.62	4.0	14	90.9	18.4	4.95	4.4	17	112.9	19.1	5.90	5.4	28
090		88.2	20.0	4.41	4.2	12	94.1	20.2	4.65	4.5	14	102.7	20.4	5.04	4.9	17	129.2	21.2	6.11	6.2	30
020	35	21.9	5.8	3.78	1.0	10	23.4	5.8	4.01	1.1	11	25.7	5.9	4.39	1.2	13	32.1	5.8	5.52	1.5	19
025		25.5	6.7	3.81	1.2	12	27.1	6.7	4.02	1.3	13	29.8	6.8	4.36	1.4	15	37.1	7.1	5.24	1.8	21
030		27.4	7.3	3.73	1.3	13	29.8	7.4	4.02	1.4	15	32.8	7.5	4.36	1.6	18	40.7	7.8	5.20	2.0	25
035		32.8	8.6	3.83	1.6	15	34.9	8.6	4.04	1.7	16	38.1	8.7	4.37	1.8	19	47.4	9.1	5.23	2.3	27
040		37.8	9.8	3.86	1.8	17	40.0	9.9	4.04	1.9	18	43.5	10.0	4.33	2.1	21	53.7	10.5	5.12	2.6	29
045		40.8	10.8	3.77	1.9	17	44.0	10.9	4.02	2.1	19	48.9	11.1	4.39	2.3	22	61.8	11.8	5.26	3.0	33
050		52.4	13.7	3.82	2.5	9	55.6	13.8	4.04	2.7	10	60.7	13.9	4.37	2.9	12	75.1	14.2	5.27	3.6	17
060		57.0	15.1	3.77	2.7	10	60.5	15.2	3.98	2.9	11	65.9	15.3	4.32	3.2	13	81.8	15.6	5.25	3.9	18
070		65.2	17.4	3.74	3.1	12	69.6	17.5	3.98	3.3	13	76.6	17.6	4.35	3.7	15	96.6	17.8	5.43	4.6	23
080		74.6	19.5	3.82	3.6	10	79.5	19.8	4.02	3.8	12	87.1	20.2	4.32	4.2	15	108.2	20.6	5.24	5.2	25
090		83.4	22.2	3.76	4.0	11	89.0	22.3	3.98	4.3	12	98.1	22.6	4.33	4.7	16	123.0	22.8	5.39	5.9	26
020	40	20.8	6.5	3.22	1.0	9	22.2	6.5	3.42	1.1	10	24.5	6.5	3.75	1.2	12	30.4	6.4	4.75	1.5	17
025		24.4	7.5	3.27	1.2	11	25.9	7.5	3.45	1.2	12	28.3	7.6	3.74	1.4	13	35.1	7.8	4.50	1.7	19
030		26.0	8.1	3.19	1.2	12	28.3	8.2	3.44	1.4	14	31.2	8.3	3.75	1.5	16	38.4	8.5	4.50	1.9	23
035		31.2	9.6	3.27	1.5	13	33.1	9.6	3.45	1.6	15	36.2	9.7	3.74	1.7	17	44.8	9.9	4.52	2.2	24
040		36.3	10.9	3.33	1.7	15	38.3	11.0	3.50	1.8	17	41.6	11.1	3.76	2.0	19	50.9	11.4	4.46	2.5	27
045		38.5	12.0	3.21	1.8	15	41.5	12.1	3.43	2.0	17	46.2	12.3	3.76	2.2	20	58.1	12.8	4.55	2.8	30
050		49.6	15.2	3.26	2.4	9	53.0	15.3	3.46	2.5	10	58.2	15.5	3.76	2.8	11	71.7	15.7	4.56	3.4	16
060		54.4	16.9	3.23	2.6	9	57.7	16.9	3.42	2.8	10	63.0	16.8	3.74	3.0	12	77.9	16.8	4.63	3.7	16
070		61.3	19.4	3.16	2.9	10	65.6	19.4	3.38	3.1	12	72.5	19.4	3.73	3.5	14	92.0	19.4	4.73	4.4	21
080		70.6	21.4	3.29	3.4	9	75.3	21.6	3.48	3.6	10	82.8	21.9	3.78	4.0	13	103.9	22.5	4.62	5.0	23
090		78.3	24.6	3.19	3.7	9	83.9	24.7	3.40	4.0	11	92.7	24.8	3.73	4.4	13	117.7	25.1	4.69	5.7	24
020	50	18.6	8.1	2.31	0.9	8	19.9	8.1	2.46	1.0	9	21.9	8.1	2.71	1.1	10	27.0	7.8	3.46	1.3	14
025		22.1	9.2	2.39	1.1	9	23.4	9.2	2.53	1.1	10	25.4	9.3	2.74	1.2	11	30.9	9.4	3.28	1.5	15
030		22.8	10.0	2.28	1.1	9	25.0	10.1	2.49	1.2	11	27.7	10.1	2.74	1.3	13	33.8	10.2	3.30	1.6	18
035		27.7	11.9	2.33	1.3	11	29.4	11.9	2.48	1.4	12	32.1	11.9	2.70	1.5	14	39.3	12.0	3.29	1.9	19
040		31.6	13.2	2.40	1.5	12	33.9	13.3	2.55	1.6	13	37.5	13.4	2.79	1.8	16	45.6	13.6	3.34	2.2	22
045		35.0	14.9	2.35	1.7	13	37.3	14.9	2.50	1.8	14	40.4	14.9	2.71	1.9	16	50.5	15.2	3.33	2.4	23
050		43.4	18.6	2.33	2.1	7	46.6	18.7	2.49	2.2	7	51.6	18.8	2.74	2.5	9	64.9	19.2	3.39	3.1	13
060		48.6	20.7	2.35	2.3	7	52.0	20.7	2.51	2.5	8	57.1	20.5	2.79	2.7	10	70.5	19.8	3.55	3.4	14
070		53.3	23.8	2.23	2.5	8	57.3	23.7	2.42	2.7	9	63.7	23.5	2.72	3.1	11	82.0	23.0	3.57	3.9	17
080		62.3	25.6	2.44	3.0	6	66.8	25.6	2.61	3.2	8	73.9	25.7	2.87	3.5	10	93.9	26.0	3.61	4.5	18
090		67.9	29.9	2.27	3.2	6	73.1	29.8	2.45	3.5	8	81.5	29.7	2.74	3.9	10	105.2	29.6	3.55	5.1	18

Legend:
 EWT °C Condenser entering water temperature
 CAP kW Cooling capacity
 EER kW/kW Energy efficiency ratio
 UNIT kW Unit power input (compressors and control circuit)
 Flow l/s Evaporator water flow rate
 DP kPa Evaporator pressure drop

Application data:
 Standard units, refrigerant: R410A
 Evaporator water temperature rise: 5 K
 Condenser water temperature rise: 5 K
 Evaporator fluid: chilled water
 Fouling factor: 0.18×10^{-4} (m² K)/W
 Performances in accordance with EN 14511

Tabela 3.4 – Especificações técnicas dos chillers Carrier 30WG.

Fonte: Catalogo do fabricante

Já para o chiller de absorção é usado o modelo 16LJ01 também da Carrier, cujas especificações estão listadas na tabela 3.5.

Physical data

16LJ		01	02	03	11	12	13	14	21	22	23	24
Cooling capacity	kW	88	140	176	264	316	387	475	545	633	738	844
Chilled water system*												
Flow rate	l/s	3.50	5.61	7.00	11.40	13.60	16.70	20.40	23.50	27.30	31.80	36.30
Pressure drop	kPa	71	60	59	56	61	36	40	35	38	74	77
Connection (ANSI)	in	2	2-1/2	2-1/2	3	3	4	4	5	5	5	5
Retention volume	m ³	-	-	-	0.11	0.13	0.15	0.17	0.22	0.25	0.28	0.30
Cooling water system**												
Flow rate	l/s	10.10	16.20	20.20	17.00	20.40	25.00	30.70	35.20	40.90	47.70	54.40
Pressure drop	kPa	77	48	49	38	39	67	72	68	71	42	45
Connection (ANSI)	in	3	4	4	5	5	5	5	6	6	8	8
Retention volume	m ³	-	-	-	0.33	0.37	0.40	0.45	0.58	0.63	0.69	0.76
Hot water system***												
Flow rate	l/s	3.06	4.89	6.11	10.40	12.50	15.20	18.70	21.50	24.90	29.00	33.00
Pressure drop	kPa	52	31	36	31	12	29	32	31	37	30	31
Connection (ANSI)	in	2	2-1/2	2-1/2	4	4	4	4	5	5	6	6
Retention volume	m ³	-	-	-	0.11	0.12	0.14	0.16	0.20	0.22	0.25	0.28
Dimensions												
Length A	mm	1745	2450	2450	2740	2740	3750	3750	3850	3850	4870	4870
Height B		2115	2115	2115	2200	2200	2200	2200	2350	2350	2370	2370
Width C		1255	1255	1435	1400	1400	1400	1400	1560	1560	1560	1560
Operating weight	kg	2070	2680	3150	4200	4400	5400	5600	6800	7300	8300	8900
Power supply												
Total current drawn	A	4.8	4.8	4.8	6.1	6.1	6.1	6.1	8.8	8.8	8.9	8.9

* Sizes 01/02/03: 12.0/6.0°C; all other sizes 12.2/6.7°C (Fooling factor = 0.018 m² K/kW)

** Sizes 01/02/03: 29.0/34.0°C; all other sizes 29.4/38.4°C (Fooling factor = 0.044 m² K/kW)

*** Sizes 01/02/03: 90.0/80.0°C; all other sizes 95.0/86.0°C (Fooling factort = 0.018 m² K/kW)

Tabela 3.5 – Especificações técnicas dos chillers Carrier 16LJ 11-53.

Fonte: Catalogo do fabricante

4 RESULTADOS

As condições de trabalho e especificações da radiação solar no estado do Espírito Santo e dos coletores solar estão listadas nas tabelas 4.1 e 4.2, respectivamente.

Radiação Solar	
Radiação global	16,00 MJ/m ² .dia
Insolação	6,00 h
Intensidade	740,7407 W/m ²

Tabela 4.1 – Radiação solar.

Fonte: Autores.

Coletores Solar			
Modelo KOCS OS	2.0	3.0	4.0
Área (m ²)	2,40	3,60	4,80
Produção mensal de energia (kWh/mês)	245,40	369,20	494,00
Taxa de absorção de energia solar (W/m ²)	568,06	569,75	571,76

Tabela 4.2 – Coletores solar.

Fonte: Autores.

Apresenta-se, então, o dimensionamento feito para a avaliação dos modelos, além de uma apresentação dos dados de operação dos chillers, coletores e ORC.

Primeiro caso: utilizando um ORC e um chiller por compressão.

As condições de trabalho do ORC e do chiller por compressão e as propriedades termodinâmicas da água estão listadas nas tabelas 4.3, 4.4 e 4.5 respectivamente.

Opcon Powerbox ORC	
Vazão de água no evaporador	340 m ³ /h
Temperatura de entrada da água no evaporador	80 °C
Temperatura de saída da água no evaporador	60 °C
Vazão de água no condensador	720 m ³ /h
Temperatura de entrada da água no condensador	21 °C
Temperatura de saída da água no condensador	29 °C
Potência produzida	580 kW

Tabela 4.3 – Especificações ORC.

Fonte: Autores.

Chiller Carrier 30WG070	
Capacidade frigorífica	73,4 kW
Energia necessária para o acionamento	15,8 kW
COP	5,05 kW/kW
Vazão de água no evaporador	3,5 l/s
Temperatura de entrada da água no evaporador	12 °C
Temperatura de saída da água no evaporador	7 °C
Temperatura de entrada da água no condensador	30 °C
Temperatura de saída da água no condensador	35 °C

Tabela 4.4 – Especificações Chiller Carrier 30WG070.

Fonte: Autores.

Propriedades termodinâmicas da água	
Entalpia(60°C)	251,180 kJ/kg
Entalpia(80°C)	335,012 kJ/kg
Entalpia(90°C)	377,039 kJ/kg
Entalpia(100°C)	419,166 kJ/kg
Volume específico (60°C)	0,00101713 m³/kg
Volume específico (80°C)	0,00102905 m³/kg
Volume específico (90°C)	0,00103595 m³/kg
Volume específico (100°C)	0,00104346 m³/kg
Volume específico (80-100) médio v_t	0,00103626 m³/kg
Volume específico (90-100) médio v_g	0,00103971 m³/kg

Tabela 4.5 – Propriedades termodinâmicas da água.

Fonte: SteamTab

Para o dimensionamento do sistema levou-se em conta que é produzida somente a energia necessária para o acionamento do chiller, sendo assim é feito um cálculo de proporcionalidade quanto aos dados da planta ORC. Nas condições de projeto produz-se 580 kW de potência líquida para vazão de 340 m³/h. Como a potência consumido pelo chiller é de 15,8 kW, a vazão necessário na entrada do ORC é de 9,262 m³/h (2,48kg/s).

No tanque, utilizando a primeira Lei da Termodinâmica e considerando as paredes adiabáticas, tem-se:

$$\dot{Q}_e - \dot{Q}_s = 0 \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_c * h_{100} + \dot{m}_c * h_{60} - \dot{m}_t * h_{80} - \dot{m}_t * h_{80} = 0 \quad (4.2)$$

Logo a razão de vazão no tanque:

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_t} = \frac{h_{80} + h_{80}}{h_{100} + h_{60}} = 0,999 \approx 1 \quad (4.3)$$

Logo:

$$\dot{m} = \dot{m}_c = \dot{m}_t \quad (4.4)$$

Para o dimensionamento dos coletores, calcula-se o calor necessário para elevar a temperatura da água de 80°C para 100°C.

$$\dot{Q}_n = \dot{m} * (h_{100} - h_{80}) = 208,94 \text{ kW} \quad (4.5)$$

Sendo assim para os coletores, tem-se:

Modelos	KOCS OS 2.0	KOCS OS 3.0	KOCS OS 4.0
Área necessária	367,81 m ²	366,71 m ²	365,43 m ²
Número de coletores	153,25	101,86	76,13
n	154	102	77
Eficiência	0,766875	0,769166667	0,771875

Tabela 4.6 – Resultados coletores primeiro caso.

Fonte: Autores

Para o ORC proposto:

ORC proposto	
Vazão	9,26206897 m ³ /h
Potência	15,8 kW
Calor que entra	208,136716 kW
Eficiência do sistema	0,07562118
Eficiência do ORC	0,07591164

Tabela 4.7 – Resultados ORC proposto.

Fonte: Autores

Segundo caso: utilizando um chiller por absorção.

As condições de trabalho do chiller por absorção, estão listadas na tabela 4.8.

Chiller 16LJ02	
Capacidade frigorífica	88 kW
Vazão no gerador	3,06 l/s
Temperatura de entrada da água no gerador	90 °C
Temperatura de saída da água no gerador	80 °C
Potencia requerida	1,92 kW
Vazão no evaporador	3,5 l/s
Temperatura de entrada da água no evaporador	12 °C
Temperatura de saída da água no evaporador	6 °C

Tabela 4.8 – Especificações Chiller Carrier 16LJ02.

Fonte: Autores

No tanque novamente utiliza-se a primeira Lei da Termodinâmica, considerando as paredes adiabáticas, tem-se:

$$\dot{Q}_e - \dot{Q}_s = 0 \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_c * h_{100} + \dot{m}_c * h_{80} - \dot{m}_g * h_{90} - \dot{m}_g * h_{90} = 0 \quad (4.7)$$

Logo a razão de vazão no tanque:

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_g} = \frac{h_{90} + h_{90}}{h_{100} + h_{80}} = 0,999 \approx 1 \quad (4.8)$$

Logo:

$$\dot{m} = \dot{m}_c = \dot{m}_g \quad (4.9)$$

$$\dot{m} = \frac{\frac{V}{1000}}{v_g} = 2,94 \frac{kg}{s} \quad (4.10)$$

Para o dimensionamento dos coletores, calcula-se o calor necessário para elevar a temperatura da água de 90°C para 100°C.

$$\dot{Q}_n = \dot{m} * (h_{100} - h_{90}) = 123,99 \text{ kW} \quad (4.11)$$

Portanto para os coletores, tem-se:

Modelos	KOCS OS 2.0	KOCS OS 3.0	KOCS OS 4.0
Área necessária	218,26 m ²	217,61 m ²	216,85 m ²
Número de coletores	90,9431	60,4481	45,177
n	91	61	46
Eficiência	0,766875	0,769167	0,771875

Tabela 4.9 – Resultados coletores segundo caso.

Fonte: Autores

E para o chiller por absorção, tem-se:

Chiller 16LJ02	
Qgerador	123,69 kW
COP	0,70 kW/kW

Tabela 4.10 – Resultados Chiller 16LJ02.

Fonte: Autores

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Como proposto inicialmente, o objetivo era a refrigeração de água por chillers por compressão e absorção de vapor a partir do calor gerado por coletores solares e, em um dos casos, no qual se utilizou o chiller por compressão de vapor, sendo necessário a implementação de um ORC, do qual foi aproveitada a potência gerada pelo mesmo, onde foi analisado a quantidade de concentradores necessários para isso, além da comparação das vazões de projeto e COP de ambos os casos.

Quanto à fidelidade da comparação foram necessários estipular parâmetros que fossem comuns aos dois chillers, tanto o por compressão quanto o por absorção de vapor, sabendo disso, foram comparados os modelos de chiller da Carrier, os modelos 30WG070 (compressão) e 16LJ02 (absorção), que foram os modelos comerciais mais propícios à serem comparados.

Em ambos os chillers a vazão da água de resfriamento foi de 3,5 l/s, ou seja, a água resultante do processo de refrigeração dos chillers. Já quanto às temperaturas de entrada e saída dessa água foram distintas nos chillers por compressão e absorção, sendo de 12°C e 7°C e de 12°C e 6°C, respectivamente, logo, houve uma queda de temperatura de 5°C no chiller por compressão e 6°C no por absorção.

Como resultado viu-se que a quantidade de calor necessário absorvido nos coletores solares para aquecer a água às temperaturas especificadas nos catálogos dos chillers por compressão e absorção de vapor foram de 208,94 kW e 123,99 kW, respectivamente, logo percebe-se que o chiller por absorção requer 40,65% menos de calor absorvido nos coletores do que o chiller por absorção, isso leva a uma economia de 31 coletores do modelo KOCS OS ou de uma área necessária de 148,58 m², o que ainda levaria, como dito anteriormente, a uma queda maior de temperatura, que ao invés de 5°C seria de 6°C.

Também evitaria a necessidade da implementação de uma unidade geradora de potência, que nesse estudo foi um ORC, mais especificamente o OpconPowerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB.

Apesar de tudo o modelo em que se usa o chiller por absorção necessita de uma vazão de água nos coletores de 2,94 Kg/s ao invés dos 2,48 Kg/s no primeiro modelo, em que se usa um chiller por compressão de vapor. Além disso os COPs dos modelos com os chillers por compressão e absorção de vapor são 5,05 e 0,7, respectivamente. Isto se dá pelo fato de que o COP é um indicador com base na primeira lei da termodinâmica, que dá mesmo valor para trabalho e calor no chiller por compressão e trabalho é energia nobre com alta exergia. Se

calcular a variação da exergia da água quente na entrada e saída do gerador do chiller por absorção, esta exergia seria comparada com a potência para acionamento do chiller por compressão.

Logo, a implementação do modelo mais viável termodinamicamente é o que faz uso do chiller por absorção que com uma quantidade de 46 coletores solares modelo KOCS OS 4.0, que ocupariam uma área de 216,85 m², seria capaz de gerar o equivalente a 300268.496 Btu/h ou 25.0223 TR.

A implantação desses sistemas, principalmente o que faz uso do chiller por absorção, possibilitaria, além da economia de energia, refrigeração obtida sem agredir o meio ambiente, ou seja, a partir de fontes impas.

Para futuros trabalhos sugere-se a análise dos custos reais da implementação dos modelos propostos, além de fazer uma análise térmica com coletores concentradores, como por exemplo o coletor Fresnel e uma análise térmica com os coletores evaporando a água à temperaturas superiores a 100°C, usando assim chillers por absorção à vapor e dimensionando um ORC para aproveitar melhor os vapores de água gerados nos coletores. Além dessas sugestões há a possibilidade de se fazer um estudo mais detalhado, tal como considerar o consumo das bombas auxiliares de bombas devido a perdas de carga e ventiladores em torre de resfriamento.

6 REFERÊNCIAS

KALOGIROU, S. A. Solar energy engineering: processes and systems. 1a ed. San Diego(EUA): Elsevier, 2009.

IEA. Renewable Energy Technologies: Solar Energy Perspectives 2011. Paris (França): 2011.

PEREIRA, E.B.; MARTINS, F.R.; ABREU, S.L.; RÜTHER, R. V. Atlas brasileiro de energia solar. São José dos Campos (SP): INPE, 2006. 60p. Disponível em:

<http://www.ccst.inpe.br/wp-content/themes/ccst-2.0/pdf/atlas_solar-reduced.pdf>. Acesso em: 28 de setembro de 2016.

ANEEL. Atlas de energia elétrica do Brasil. 2a ed. Brasília (DF): ANEEL, 2005. 243 p.

Disponível em: <[http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar\(3\).pdf](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar(3).pdf)>.

Acesso em: 13 de setembro de 2016.

INCROPERA, F.; DEWITT, D. (2005) - Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. (2009) - Princípios de Termodinâmica para Engenharia: LTC 0 Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda.

QUOILIN, S., VAN DEN BROEK, M., DECLAY, S., DEWALLEF, P., LEMORT, V. (2013) - “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems”.

Opcon Energy Systems AB - OpconPowerbox ORC at MunksjöAspaBruk AB, Sweden.

Tolmasquim M. T.; Guerreiro A.; Gorini R. (2007) - Matriz energética brasileira: uma perspectiva.

YAMAMOTO, T., FURUHATA, T., ARAI, N., MORI, K. (2001) - “Design and testing of the Organic Rankine Cycle”.

GORDON, J. M.; NG, K. C. Cool thermodynamics: The engineering and physics of predictive, diagnostic and optimization methods for cooling systems. Cambridge: Cambridge International Science Publishing, 2000. 259 p.

TURBODEN, 2013, “Technical data sheet –Standard cogeneration units”. Disponível em:

<http://www.turboden.eu/en/downloads/downloads.php?categoria=data%2sheets>. Acesso em: 10 de outubro de 2016 .

TCHANCHE, B. F., PAPADAKIS G., LAMBRINOS, G., FRANGOUDAKIS, “A. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle”. *Applied Thermal Engineering* v.29, 2011, p.2468–2476.

CARLÃO, R., “Projeto de um ciclo de Rankine Orgânico para produção de 200kWe”, Projeto Final de Graduação, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2010.

COGEN PORTUGAL, 2011, Ciclos Orgânicos de Rankine, Disponível em: <<http://www.cogenportugal.com/ficheirosupload/Brochura%20COR.PDF>>. Acesso em: 08 de outubro de 2016.

BUNDELA, S., CHAWLA, V., “Sustainable Development through Waste Heat Recovery”, *American Journal of Environmental Sciences*, 2010, 6.

AOUN, B.; “Micro-Cogeneration pour les batiments residentiels fonctionnant avec des energies renouvelables” –Thèse de Doctorat; L’Ecole Nationale Superieure des Mines de Paris; 2008.

BALESTIERI, J.A.P.; Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor; Ed. of UFSC, Florianópolis, 279 p, 2002.

Eyidogan, M., Ozsezen, A., Canakci, M., Turkcan, A. (2010). Impact of alcohol-gasoline fuel blends on the performance and combustion characteristics of an SI engine. *Fuel*, 89 p.

ICAEN. “Widening the Use of European Solar Thermal Technologies in Mediterranean Countries Following the Successful Model of Greece and Cyprus. Part A: Spain, Portugal”. *Spanish Solar Thermal Market and Technology Assessment Report*, 2003.

ENVIRO-FRIENDLY. Disponível em: <<http://www.enviro-friendly.com/evacuated-tube-solar-hot-water.shtml>>. Acesso em: 22 de outubro de 2016.

RENEWABLE POWER NEWS, 2009. DII GmbH, a radical emerge and initiative for Sustainable Solar Energy. 25 de nov. 2009.

LODI, C., 2011. Perspectivas para a Geração de Energia Elétrica no Brasil Utilizando a Tecnologia Solar Térmica Concentrada. Dissertação de M.Sc., Universidade Federal do Rio de Janeiro, PPE/COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

ABS, 2010. Solar Thermal Power Report. Solar Thermal Heating & Cooling, CSP Concentrated Solar Power, 4th Edition, ABS Energy Research, London, United Kingdom.

DGS, 2005. Planning and installing solar thermal systems: a guide for installers, architects, and engineers. Deutsche Gesellschaft für Sonnenenergie (German Solar Energy Society), James & James Ltd, UK and USA.

GLOBAL NEVADACORP, 2011. Global Nevada Corp – Las Vegas Corporate Headquarters. Disponível em: <http://globalnvcorp.com/divisions/energy/solar>. Acesso em: 14 de setembro de 2016.

ABENGOA, 2012. Abengoa Innovative Technology Solutions for Sustainability. Disponível em: www.abengoa.es. Acesso em: 07 de outubro de 2016.

HUNG, T.; WANG, S.; KUO, C. "A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade", Energy, nº 35, 2010, pp. 1403-1411.

WEI, D., LU, X., LU, Z., GU, J. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. Energy Conversion and Management, v.48, p.1113-1119, 2007.

Kavanaugh, S.P., K. Rafferty. 1997. Ground-Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings, Chap. 3. Atlanta: ASHRAE.

SBRAVATI, Alan e SILVA, André F. S. Refrigeração por Absorção. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~em672/Absorcao_Alan_Andre.html>. Acesso em: 09 de agosto de 2016.

MEDEIROS, P. S. G., BARBOSA, C. R. F. Análise do Coeficiente de Performance de um Chiller Doméstico Operando com o R-401a em Regime Transiente. In: Edição Especial VI Congresso de Iniciação Científica do IFRN, 4., Natal, 2009.

FERRAZ, F. Histórico da Refrigeração: Fluidos Refrigerantes, Ozônio/Processo de Formação/Destruição. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Bahia. 2008.

FERNANDES, R. V. Análise Computacional de um Sistema de ar Condicionado Automotivo. Projeto de Graduação do Curso de Engenharia Mecânica, UnB, Brasília, Distrito Federal, 2006.

MENNA, Marcio R. M. Modelagem e análise de custos de refrigeração por absorção. Ensaio (Mestrado em Engenharia Química). Universidade Estadual do Oeste do Paraná, 2008.

Figueiredo, J., Matins, J. Utilização de Energias Renováveis: Geotérmica, Mini-hídrica e Oceânica. Disponível em:

<http://ecoreporter.abae.pt/docs/apoio/Utilizacao_de_energias_renovaveis_geotermica-minihidrica_e_oceanica.pdf>. Acesso em: 18 de novembro de 2016.