

**VÍTOR SILVA MEDEIROS**

**DESSALINIZAÇÃO DE ÁGUA EM UMA PLANTA DE  
ENERGIA SOLAR CONCENTRADA: MODELAGEM E  
ANÁLISE TERMODINÂMICA**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**2021**

**VÍTOR SILVA MEDEIROS**

**DESSALINIZAÇÃO DE ÁGUA EM UMA PLANTA DE ENERGIA  
SOLAR CONCENTRADA: MODELAGEM E ANÁLISE  
TERMODINÂMICA**

**Dissertação** apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho

**UBERLÂNDIA - MG**

**2021**

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU  
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

M488 2021	<p>Medeiros, Vítor Silva, 1995- Integração de processo de dessalinização com planta de energia solar concentrada: Modelagem e Análise termodinâmica [recurso eletrônico] / Vítor Silva Medeiros. - 2021.</p> <p>Orientador: Solidônio Rodrigues de Carvalho. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Modo de acesso: Internet. Disponível em: <a href="http://doi.org/10.14393/ufu.di.2021.499">http://doi.org/10.14393/ufu.di.2021.499</a> Inclui bibliografia. Inclui ilustrações.</p> <p>1. Engenharia mecânica. I. Carvalho, Solidônio Rodrigues de, 1978-, (Orient.). II. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621</p>
--------------	---

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:

Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902  
Telefone: (34) 3239-4282 - www.posgrad.mecanica.ufu.br - secposmec@mecanica.ufu.br



### ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Dissertação de Mestrado Acadêmico, nº 598, COPEM				
Data:	27/09/2021	Hora de início:	08:00	Hora de encerramento:	10:50
Matrícula do Discente:	11912EMC019				
Nome do Discente:	Vítor Silva Medeiros				
Título do Trabalho:	Dessalinização de água em uma Planta de Energia Solar Concentrada: Modelagem e Análise Termodinâmica				
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos				
Linha de pesquisa:	Geração e Conservação de Energia				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se por meio de webconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Daniel Dall'Onder dos Santos- FEMEC/UFU; Júlio César Passos/UFSC e Solidônio Rodrigues de Carvalho - FEMEC/UFU , orientador do candidato. Ressalta-se que os Prof. Dall'Onder dos Santos, Solidônio Rodrigues de Carvalho e o Discente participaram da defesa por meio de webconferência desde a cidade de Uberlândia/MG, Prof. Júlio César Passos desde a cidade de Florianópolis/SC, em atendimento à Portaria nº 36, de 19 de março de 2020, da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - CAPES.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Solidonio Rodrigues de Carvalho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 27/09/2021, às 10:55, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Daniel Dall'Onder dos Santos, Professor(a) do Magistério Superior**, em 27/09/2021, às 10:56, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Júlio César Passos, Usuário Externo**, em 06/10/2021, às 18:14, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://www.sei.ufu.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **3034750** e o código CRC **7B5144A5**.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais, Maria das Graças Silva Medeiros e Nilson Moreira Medeiros, pelo amor e incentivo nas horas difíceis.

Ao meu orientador Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho pela oportunidade e apoio na elaboração deste trabalho.

Aos professores do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia pelos conhecimentos compartilhados.

À Universidade Federal de Uberlândia, à Faculdade de Engenharia Mecânica e ao Laboratório de Transferência de Calor e Massa (LTCM) pela oportunidade de realizar o Curso de Mestrado Acadêmico em Engenharia Mecânica.

À CAPES pelo suporte financeiro na realização deste trabalho.

MEDEIROS, V. S., **Dessalinização de água em uma Planta de Energia Solar Concentrada: Modelagem e Análise Termodinâmica**. 2021. 116 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## Resumo

Diversos países já enfrentam problemas de escassez hídrica, resultado do aumento do consumo e mudanças climáticas ao longo dos anos. Países, principalmente da região do Golfo Pérsico, recorrem à dessalinização, um processo com alto consumo de energia que extrai sal da água. Felizmente, a maioria das regiões áridas que sofrem com escassez de água estão situadas em localidades com alta irradiância solar, ou seja, apresentam potencial de energia solar. Integrar Energia Solar Concentrada (CSP) e tecnologias de dessalinização é uma maneira de produzir simultaneamente água dessalinizada e energia. Dessa forma, o objetivo deste trabalho consistiu em desenvolver um modelo para análise termodinâmica e verificação da viabilidade de sistemas de cogeração de água dessalinizada e energia. Os processos de Destilação de Múltiplos Efeitos (MED) e Compressão Térmica de Vapor (TVC) foram replicados em um modelo detalhado, que foi validado utilizando dados de plantas comerciais disponíveis na literatura. O modelo de dessalinização MED foi utilizado em conjunto com um programa computacional para simular o desempenho de sistemas CSP do tipo calha parabólica. Além disso, a compatibilidade do processo de Osmose Reversa (RO) com a tecnologia CSP também foi analisada. A cidade de Fortaleza-CE, foi escolhida como localização para o estudo de caso da viabilidade de instalação das tecnologias de energia solar concentrada e dessalinização. Os resultados dos estudos mostraram que os sistemas de dessalinização MED, MED-TVC e RO combinados com a tecnologia CSP apresentam desempenho satisfatório diante das condições meteorológicas simuladas, e a opção CSP+RO apresenta uma vantagem produtiva em relação às demais configurações.

MEDEIROS, V. S., **Water desalination in a Concentrated Solar Power plant: Modeling and Thermodynamic Analysis**. 2021. 116 p. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

### **Abstract**

Several countries are already facing water shortages as a result of increased consumption and climate change over the years. Countries, mainly in the Persian Gulf region, turned to desalination, an energy-intensive process that extracts salt from water. Fortunately, most arid regions that suffer from water scarcity are located in places with high solar irradiance, in other words, they have solar energy potential. Integrating Concentrated Solar Power (CSP) and desalination technologies is a way to simultaneously produce desalinated water and energy. Thus, the objective of this work was to develop a model for thermodynamic analysis, and verification of the feasibility of desalinated water and energy cogeneration systems. A model describing the Multi-Effect Distillation (MED) process together with a Thermal Vapor Compressor (TVC) system was implemented and validated against data from commercial plants available in the literature. The MED desalination model worked in conjunction with a computer program to simulate the performance of CSP parabolic trough systems. In addition, the compatibility between Reverse Osmosis (RO) process and CSP technology was also analyzed. The city of Fortaleza-CE was used as a case study for the feasibility analysis of installing concentrated solar power and desalination technologies. The results of the studies showed that the MED, MED-TVC and RO desalination systems combined with the CSP technology present good performances under the simulated weather conditions, and the CSP+RO option presents a production advantage over the other configurations.

---

*Keywords: CSP. MED. Cogeneration. Desalination. Simulation.*

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 –	Consumo de energia primária por região de países participantes e não participantes da OCDE, entre 2010 e 2050. Fonte: adaptado de EIA (2019). .....	23
Figura 1.2 –	Consumo de energia primária por fonte de energia no mundo. Fonte: adaptado de EIA (2019). .....	24
Figura 2.1 –	Esquema representando o processo de destilação <i>flash</i> de múltiplos estágios. Fonte: adaptado de Miller (2003). .....	30
Figura 2.2 –	Esquema representativo de uma operação de osmose reversa - dispositivo de recuperação de pressão opcional não representado. Fonte: adaptado de Miller (2003). .....	31
Figura 2.3 –	Processo de dessalinização por Destilação de Múltiplos Efeitos (MED). Fonte: adaptado de Buros, (2000). .....	32
Figura 2.4 –	Configurações do sistema MED. Fonte: adaptado El-Dessouky e Ettouney (2002). .....	33
Figura 2.5 –	Principais tecnologias CSP. Fonte: adaptado de IEA (2014). .....	37
Figura 2.6 –	Diagrama do processo de funcionamento da planta CSP comercial SEGS VI localizada na Califórnia. Fonte: adaptado de NEE (2011). ....	38
Figura 2.7 –	Planta de energia solar Fresnel Linear. Fonte: adaptado de EERE (2016). .....	39
Figura 2.8 –	Representação da combinação entre torre de energia solar com turbina a gás e turbina a vapor. Fonte: adaptado de CNRS (2014). ....	40
Figura 2.9 –	Opções de combinação de sistemas CSP com tecnologias de dessalinização. Fonte: adaptado de Trieb (2007). .....	42
Figura 2.10 –	Capacidade de geração dos projetos CSP em funcionamento, em construção e em desenvolvimento. Fonte: adaptado de Rahman et al. (2015). .....	42

Figura 2.11 –	O impacto do número de efeitos N na relação de desempenho. Fonte: adaptado de Mistry et al. (2012). .....	48
Figura 3.1 –	Diagrama dos principais dados de entrada e saída do modelo utilizado na ferramenta SAM. ....	51
Figura 3.2 –	Ciclo de Potência Rankine com reaquecimento e regeneração. ....	52
Figura 3.3 –	Diagrama T-s do ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração. ...	53
Figura 3.4 –	Estrutura do ciclo de potência com indicação dos principais pontos apresentados no diagrama T-s. ....	54
Figura 3.5 –	Diagrama do ciclo de potência comparando a pressão, temperatura e entalpia de diferentes pontos, e produção de energia com o modelo apresentado por Lippke (1995). ....	58
Figura 3.6 –	Em um sistema MED em sequência, a água de alimentação é pré-aquecida pelo vapor destilado de condensação dos efeitos e flash boxes, antes de ser injetado no primeiro efeito, para reduzir a quantidade de vapor de aquecimento necessário. O vapor d'água é retirado da vazão de alimentação em cada efeito até que a salmoura é descartada no último efeito. Fonte: adaptado de Mistry et al. (2012). .....	59
Figura 3.7 –	Visão detalhada das conexões e vazões entre cada componente em um sistema MED. ....	61
Figura 3.8 –	Variáveis associadas com as vazões de entrada e saída do pré-aquecedor. ....	65
Figura 3.9 –	Variáveis associadas à entrada e saída de vazões na <i>flash box</i> . ....	67
Figura 3.10 –	Sistema MED com compressão térmica de vapor. Fonte: adaptado de El-Dessouky e Ettouney (2002). ....	73
Figura 3.11 –	Comportamento da relação de desempenho com o aumento do número de efeitos. Fonte: adaptado de Mistry et al. (2012). ....	76
Figura 3.12 –	Efeito da temperatura $T_s$ e do número de efeitos na relação de desempenho PR do sistema MED-TVC do modelo presente e do proposto por El-Dessouky e Ettouney (2002). ....	77
Figura 3.13 –	Irradiância direta normal média entre os anos 1999 e 2018 Fonte: adaptado de Solergis (2020). ....	80
Figura 3.14 –	Porcentagem da área do Nordeste afetada por diferentes gravidades da seca entre 2018 e 2020. Fonte: adaptado de ANA (2020). ....	81
Figura 3.15 –	Representação da planta CSP com aquecimento auxiliar. ....	82
Figura 3.16 –	Diagrama do ciclo de potência com planta de dessalinização MED e unidade condensadora, configuração 1. ....	83

Figura 3.17 – Diagrama do ciclo de potência com planta de dessalinização MED-TVC, configuração 2. ....	83
Figura 3.18 – Diagrama do ciclo de potência com planta de dessalinização de RO e unidade condensadora, configuração 3. ....	84
Figura 3.19 – Fluxograma indicando a interação entre o programa SAM e os modelos do ciclo de potência e plantas de dessalinização. ....	90
Figura 4.1 – Potência térmica média observada a cada hora do dia para um ano de operação da planta solar. ....	93
Figura 4.2 – Entrada de energia térmica acumulada em cada mês em contraste com o número médio de dias chuvosos observados entre 1999 e 2019 para cada mês de acordo com Climate-Data (2019) para cidade de Fortaleza-CE. ....	93
Figura 4.3 – Fator de capacidade para as simulações das configurações CSP+MED, CSP+MED-TVC e CSP+RO, utilizando a produção de energia elétrica como referência, e a irradiância direta normal média para cada mês de acordo com a NSRDB para cidade de Fortaleza- CE. ....	94
Figura 4.4 – Comparação entre a produção de água e energia elétrica para as simulações das configurações CSP+MED, CSP+MED-TVC e CSP+RO para a localização de Fortaleza-CE. ....	95

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 –	Visão geral dos métodos de dessalinização contemporâneos Fonte: adaptado de El-Dessouky e Ettouny, (2002). .....	28
Tabela 2.2 –	Características de desempenho das principais tecnologias de dessalinização. Os dados se referem a dessalinização de água do mar pura. Fonte: adaptado de Trieb, (2007). .....	35
Tabela 2.3 –	Características das tecnologias de concentração de energia solar atuais. Fonte: adaptado de Trieb (2007). .....	41
Tabela 2.4 –	Resumo dos estudos de sistemas combinando CSP e dessalinização para cogeração de água e energia elétrica. ....	49
Tabela 3.1 –	Dados de entrada no modelo MED que caracterizam as condições de operação da planta MED-TVC comercial de Trapani. Fonte: adaptado de Casimiro (2015). .....	77
Tabela 3.2 –	Validação dos resultados do modelo com base em dados de operação da planta comercial de Trapani. Fonte: adaptado de Casimiro (2015). .....	78
Tabela 3.3 –	Dados de entrada utilizados para validação do programa ROSA a partir de dados reais da planta de RO localizada em Alvor, região sul de Portugal. Fonte: adaptado de Ahmed e Casimiro (2015). .....	79
Tabela 3.4 –	Resultados da comparação entre a simulação no presente trabalho utilizando programa ROSA e os dados reais da planta de RO localizada em Alvor, Portugal. Fonte: adaptado de Ahmed e Casimiro (2015). .....	79
Tabela 3.5 –	Principais dados de entrada do campo solar utilizados no SAM para o estudo de caso. ....	85
Tabela 3.6 –	Dados de entrada do modelo do ciclo de potência para o estudo de caso. ....	86

Tabela 3.7 –	Dados de entrada utilizados nos modelos para o estudo de caso da instalação dos modelos de dessalinização, MED, MED-TVC e RO na cidade de Fortaleza-CE. ....	87
Tabela 3.8 –	Valores de entrada utilizados para cálculo do LCOE e LCOW. ....	91
Tabela 4.1 –	Dados gerais de produção das configurações CSP+MED, CSP+MED-TVC e CSP+RO. ....	96
Tabela 4.2 –	Eficiência térmica ( $\eta_{th}$ ) dos ciclos dos sistemas CSP+MED, CSP+MED-TVC e CSP+RO em função do consumo específico de energia elétrica (SEC). ....	97
Tabela 4.3 –	Resultado dos estudos paramétricos para o fator de capacidade em função do múltiplo solar (SM) e da capacidade de armazenamento de energia (TES), para a configuração CSP+MED-TVC. ....	97
Tabela 4.4 –	Resultado dos estudos paramétricos para o fator de capacidade em função do múltiplo solar (SM) e da capacidade de armazenamento de energia (TES), para a configuração CSP+RO. ....	98
Tabela 4.5 –	Resultado dos estudos paramétricos para o fator de capacidade em função do múltiplo solar (SM) e da capacidade de armazenamento de energia (TES), para a configuração CSP+MED. ....	98
Tabela 4.6 –	Custo nivelado de energia dos sistemas CSP+MED-TVC, CSP+MED e CSP+RO considerando cenários com diferentes configurações do campo solar. ....	100
Tabela 4.7 –	Custo nivelado de água dos sistemas CSP+MED-TVC, CSP+MED e CSP+RO considerando cenários com diferentes configurações do campo solar. ....	101

## LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

### Lista de símbolos latinos:

$a$	Prazo de amortização
$A_c$	Área de transferência de calor do condensador
$A_e$	Área de transferência de calor do efeito
$A_{fh}$	Área de transferência de calor do pré-aquecedor
$B$	Vazão mássica de salmoura de saída do efeito
$B_e$	Salmoura presente no efeito
$c$	Calor específico
$CC$	Capital inicial investido
$C_r$	Taxa de compressão do ejetor
$D$	Vazão mássica de destilado no efeito
$D_b$	Soma do vapor formado por ebulição
$D_{bd}$	Saída de destilado da <i>flash box</i> para <i>flash box</i> seguinte
$D_{bd}^{in}$	Vazão mássica de destilado do efeito anterior de entrada na <i>flash box</i>
$D_c$	Vazão mássica de destilado que será condensado
$D_f$	Vazão mássica de destilado formado por <i>flash</i>
$D_{fb}$	Vapor produzido na <i>flash box</i> direcionado para o pré-aquecedor
$E_{net}$	Energia líquida produzida no ano
$E_{th,campo}$	Energia térmica fornecida pelo campo solar
$E_{th,ciclo}$	Energia térmica consumida pelo ciclo de potência
$E_{th,TES}$	Energia no sistema de armazenamento de energia térmica
$f$	Fluxo de projeto

$F$	Vazão mássica de alimentação de entrada no efeito
$FCR$	Fator de recuperação de capital
$FOC$	Custos fixos de operação
$h_{B_e}$	Entalpia da salmoura presente no efeito
$h_{D_{c,sat,f}}$	Entalpia de saturação da fase líquida do condensado após o efeito
$h_{D_{sat,f}}$	Entalpia de saturação da fase líquida do destilado produzido no efeito
$h_{D_{sat,g}}$	Entalpia da fase gasosa do destilado produzido no efeito
$h_{D_b}$	Entalpia do destilado evaporado por ebulição
$h_{D_{bd}}$	Entalpia da Saída de destilado da <i>flash box</i> para <i>flash box</i> seguinte
$h_{D_{bd}}^{in}$	Entalpia do destilado do efeito anterior de entrada na <i>flash box</i>
$h_{D_c}$	Entalpia do destilado que será condensado
$h_{D_c}^{in}$	Entalpia do vapor destilado de entrada no pré-aquecedor
$h_{D_c}^{out}$	Entalpia do destilado de saída do pré-aquecedor
$h_{D_{fb}}$	Entalpia do vapor produzido na <i>flash box</i> direcionado para o pré-aquecedor
$h_{fg,S}$	Entalpia de vaporização do vapor
$h_{m_F}^{in}$	Entalpia da água do mar de entrada do pré-aquecedor
$h_{m_F}^{out}$	Entalpia da água do mar de saída do pré-aquecedor
$h_B$	Entalpia da salmoura de saída do efeito
$h_D$	Entalpia do destilado evaporado total
$h_{Df}$	Entalpia do destilado evaporado por <i>flash</i>
$h_e$	Entalpia de entrada
$h_F$	Entalpia da vazão de alimentação no efeito
$h_{fg}$	Calor latente de vaporização
$h_{sr}$	Entalpia na saída processo real
$h_{ss}$	Entalpia na saída processo isentrópico
$\overline{h_{fg}}$	Calor latente de vaporização médio
$h_{sw}^{out}$	Entalpia de saída da água do mar do condensador
$k_d$	Taxa de juros do financiamento
$L$	Espessura da malha
$m$	Fração do vapor extraído da turbina

$\dot{m}_B$	Vazão mássica total de salmoura
$\dot{m}_D$	Vazão mássica total de destilado produzido
$\dot{m}_{ev}$	Vazão mássica de vapor carregado no ejetor
$\dot{m}_{excesso}$	Excesso de água de refrigeração do condensador
$\dot{m}_F$	Vazão mássica total de água de alimentação
$\dot{m}_M$	Vapor motriz
$\dot{m}_S$	Vazão mássica de vapor de aquecimento
$N$	Número de efeitos
$N_E$	Número de elementos filtrantes
$P$	Pressão
$P_e$	Pressão do efeito
$P_{ev}$	Pressão de sucção
$P_M$	Pressão do vapor motriz
$P_S$	Pressão de descarregamento
$PCF$	Fator de correção da pressão do vapor motriz
$PR$	Relação de desempenho
$Q_P$	Vazão de permeado
$Ra$	Taxa de arraste
$S_E$	Área ativa do elemento filtrante
$T_{Dc,sat}$	Temperatura de saturação do vapor que será condensado no efeito
$T_{Dsat}$	Temperatura de saturação do vapor
$T_{Dsat}^{prev}$	Temperatura de saturação do efeito anterior
$T_{\dot{m}_F}^{in}$	Temperatura da água do mar de entrada no pré-aquecedor
$T_{\dot{m}_F}^{out}$	Temperatura da água do mar de saída do pré-aquecedor
$T_B$	Temperatura da salmoura de saída do efeito
$T_D$	Temperatura do vapor superaquecido
$T_{DC}$	Temperatura do destilado que será condensado
$T_e$	Temperatura do efeito
$T_e^{prev}$	Temperatura do efeito anterior
$T_{max}$	Temperatura máxima do vapor
$T_{min}$	Temperatura mínima do vapor

$T_o$	Temperatura de saída da água de alimentação
$T_s$	Temperatura do vapor de aquecimento
$T_{sat}$	Temperatura de saturação do vapor de extração
$T_{sw}^{in}$	Temperatura da água do mar de entrada
$T_{sw}^{in}$	Temperatura da água do mar de entrada no condensador
$T_{sw}^{out}$	Temperatura da água do mar de saída do condensador
$TCF$	Fator de correção da temperatura do vapor carregado
$TTD_{fh}$	Diferença de temperatura final nos pré-aquecedores
$U_c$	Coeficiente global de transferência de calor do condensador
$U_e$	Coeficiente global de transferência de calor do efeito
$U_{fh}$	Coeficiente global de transferência de calor do pré-aquecedor
$V$	Velocidade de vapor no demister
$VOC$	Custos variáveis de operação
$w_{desal}$	Potência elétrica consumida na planta de dessalinização
$w_{cond}$	Potência demandada pela unidade condensadora
$w_{net}$	Potência elétrica líquida
$w_T$	Potência fornecida pela turbina
$w_{th}$	Potência térmica demandada pelo ciclo
$w_B$	Potência elétrica consumida pelas bombas
$w_{pcs}$	Potência térmica de entrada no pré-aquecedor, evaporador e superaquecedor
$w_r$	Potência térmica de entrada no reaquecedor
$w_{rB}$	Trabalho real da bomba
$w_{rT}$	Trabalho real da turbina
$w_{sB}$	Trabalho isentrópico da bomba
$w_{sT}$	Trabalho isentrópico da turbina
$X_{m_F}$	Salinidade da água de alimentação no pré-aquecedor
$X_B$	Salinidade da salmoura de saída do efeito
$X_{Be}$	Salinidade da salmoura presente no efeito
$X_F$	Salinidade da água de alimentação de entrada no efeito
$X_{sw}$	Salinidade da água do mar
$X_{sw}^{in}$	Salinidade da água do mar de entrada

**Lista de símbolos diversos:**

$\eta_B$	Eficiência isentrópica da bomba
$\eta_{th}$	Eficiência térmica da planta de cogeração
$\rho_p$	Densidade do demister
$\delta_w$	Diâmetro do fio do filtro
$\lambda_s$	Calor latente de vaporização
$\Delta h_{D_c}$	Variação de entalpia do destilado
$\Delta P_p$	Queda de pressão no demister
$\Delta P_{FHW}$	Queda de pressão nos aquecedores de água de alimentação
$\Delta P_{PH}$	Queda de pressão no pré-aquecedor
$\Delta P_{SH}$	Queda de pressão no superaquecedor
$\Delta P_{HT}$	Queda de pressão no reaquecedor
$\Delta T_e$	Diferença de temperatura entre os efeitos
$\epsilon$	Variação da temperatura devido à mudança de fase e pressão

**Lista de siglas e abreviaturas:**

AAA	Aquecedor de água de alimentação
BPE	<i>Boiling point elevation</i>
CSP	<i>Concentrated solar power</i>
GEE	Gases de efeito estufa
HPT	Turbina de alta pressão
HTF	<i>Heat transfer fluid</i>
IDA	<i>International Desalination Association</i>
LCOE	<i>Levelized cost of energy</i>
LCOW	<i>Levelized cost of water</i>
LFC	<i>Linear fresnel collector</i>

LPT	Turbina de baixa pressão
MED	<i>Multi-effect distillation</i>
MSF	<i>Multi-stage flash distillation</i>
MVC	<i>Mechanical vapor compression</i>
PTC	<i>Parabolic trough collector</i>
RO	<i>Reverse osmosis</i>
SAM	<i>System Advisor Model</i>
SEC	Consumo específico de energia
SM	Múltiplo solar
TES	<i>Thermal energy storage</i>
TSP	<i>Tower solar power</i>
TVC	<i>Thermal vapor compression</i>

## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO I INTRODUÇÃO</b> .....	23
<b>1.1. Contextualização</b> .....	23
<b>1.2. Objetivos</b> .....	25
<b>1.3. Objetivos Específicos</b> .....	25
<i>1.3.1.Desenvolvimento de ferramenta de simulação CSP+MED</i> .....	25
<i>1.3.2.Estudo de caso</i> .....	26
<b>1.4. Justificativa</b> .....	26
<b>1.5. Estrutura da Dissertação</b> .....	27
<b>CAPÍTULO II REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	28
<b>2.1. Dessalinização: Tecnologias e Aplicações</b> .....	28
<i>2.1.1.Destilação flash de múltiplos estágios (MSF)</i> .....	29
<i>2.1.2.Dessalinização por osmose reversa (RO)</i> .....	31
<i>2.1.3.Destilação de múltiplos efeitos (MED)</i> .....	32
<i>2.1.4.Comparação tecnologias de dessalinização</i> .....	35
<b>2.2. CSP: Sistemas e Aplicações</b> .....	36
<i>2.2.1.Calhas Parabólicas</i> .....	37
<i>2.2.2.Refletor Fresnel Linear</i> .....	39
<i>2.2.3.Torre de Energia Solar</i> .....	40
<i>2.2.4.Comparação tecnologias CSP</i> .....	41
<b>2.3. Modelos de sistemas Energia solar concentrada</b> .....	43
<b>2.4. Modelagem de dessalinização (MED)</b> .....	43
<i>2.4.1.Modelo El-Sayed e Silver</i> .....	44

2.4.2. <i>Modelo Darwish et al.</i> .....	45
2.4.3. <i>Modelo El-Dessouky e Ettouney básico</i> .....	45
2.4.4. <i>Modelo El-Dessouky e Ettouney Detalhado</i> .....	46
2.4.5. <i>Modelo Mistry</i> .....	47
<b>2.5. Sistemas de cogeração</b> .....	<b>48</b>
<b>CAPÍTULO III METODOLOGIA</b> .....	<b>50</b>
<b>3.1. Planta CSP</b> .....	<b>50</b>
<b>3.2. Modelagem do Ciclo de Potência</b> .....	<b>51</b>
3.2.1. <i>Simplificações</i> .....	53
3.2.2. <i>Bombas</i> .....	55
3.2.3. <i>Turbinas LPT e HPT</i> .....	55
3.2.4. <i>Aquecedor de água de alimentação (AAA)</i> .....	56
3.2.5. <i>Gerador de vapor</i> .....	57
3.2.6. <i>Validação do modelo do ciclo de potência</i> .....	57
<b>3.3. Modelagem da planta de dessalinização MED</b> .....	<b>59</b>
3.3.1. <i>Primeiro efeito</i> .....	61
3.3.2. <i>Pré-aquecedor</i> .....	64
3.3.3. <i>Segundo ao N-ésimo efeito</i> .....	66
3.3.4. <i>Flash box</i> .....	66
3.3.5. <i>Condensador</i> .....	67
3.3.6. <i>Parâmetros de desempenho</i> .....	68
3.3.7. <i>Propriedades correspondentes entre os componentes dos efeitos</i> .....	68
3.3.8. <i>Modelo MED com compressão térmica de vapor</i> .....	73
3.3.9. <i>Validação do modelo MED</i> .....	76
<b>3.4. Planta de RO</b> .....	<b>78</b>
<b>3.5. Estudo de caso</b> .....	<b>80</b>
3.5.1. <i>Descrição dos sistemas de cogeração</i> .....	81
3.5.2. <i>Dados de entrada do modelo</i> .....	84
3.5.3. <i>Dimensionamento do armazenamento de energia térmica</i> .....	88

3.5.4. Avaliação da produção e eficiência dos sistemas de cogeração.....	89
3.5.5. Avaliação econômica dos sistemas de cogeração.....	90
<b>CAPÍTULO IV RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>92</b>
<b>4.1. Características gerais de desempenho .....</b>	<b>92</b>
<b>4.2. Análises paramétricas e de sensibilidade.....</b>	<b>96</b>
<b>4.3. Avaliação econômica das tecnologias .....</b>	<b>99</b>
<b>CAPÍTULO V CONCLUSÕES .....</b>	<b>103</b>
<b>PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>105</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>106</b>
<b>APÊNDICE I – Perda de carga nos trocadores de calor.....</b>	<b>115</b>

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

### 1.1. Contextualização

Conforme a Administração de Informações sobre Energia dos Estados Unidos (EIA) no relatório *International Energy Outlook 2019* (EIA, 2019), projeta-se que o consumo de energia no mundo crescerá aproximadamente 50 % entre 2018 e 2050, aumento ilustrado no gráfico da Fig. 1.1, resultado do crescimento econômico e populacional. Além disso, segundo EIA (2019), nas próximas décadas a energia renovável se tornará a fonte de energia primária mais consumida e apresentará maior crescimento, como demonstrado na Fig. 1.2.

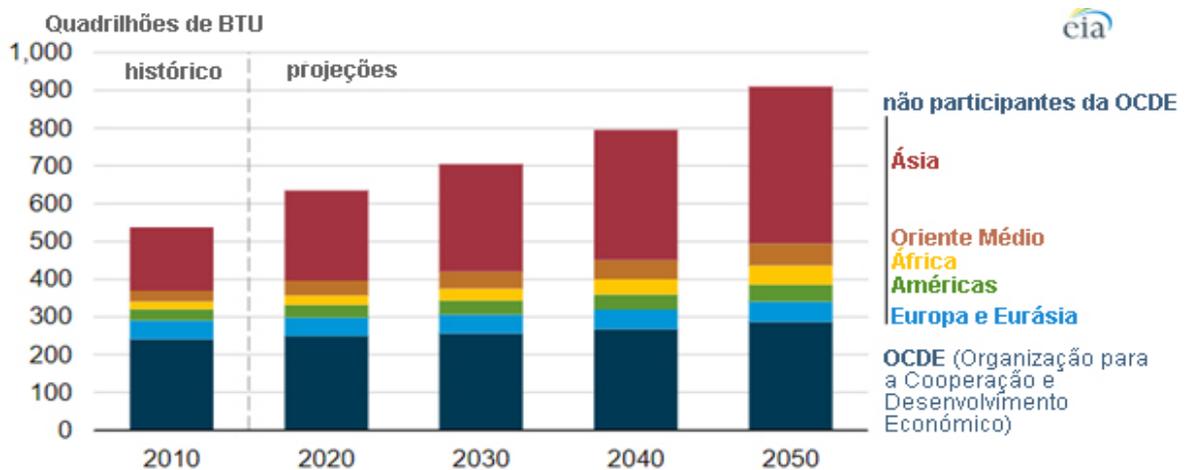


Figura 1.1 - Consumo de energia primária por região de países participantes e não participantes da OCDE, entre 2010 e 2050. Fonte: adaptado de EIA (2019).

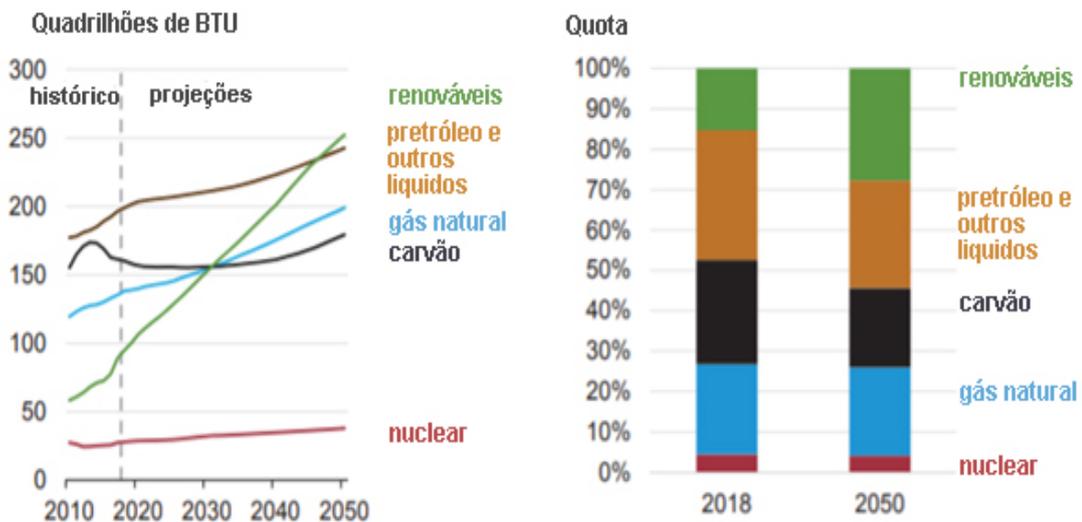


Figura 1.2 - Consumo de energia primária por fonte de energia no mundo. Fonte: adaptado de EIA (2019).

De acordo com Schaeffer et al. (2013), embora as fontes de energia renováveis – principalmente a energia hidrelétrica – contribuam pela maior parte do fornecimento de energia do Brasil, o potencial de expansão das usinas hidrelétricas é limitado por fatores ambientais e sociais. Soria et al. (2016) acrescenta que a construção de plantas eólicas e fotovoltaicas pode ser uma alternativa para suprir a crescente demanda por energia e ainda reduzir a emissão de gases de efeito estufa (GEE). Contudo o desafio para implementação de tais tecnologias é fornecer energia de forma segura, confiável e econômica com o mínimo de emissão de GEE, e ainda desenvolver um sistema flexível o suficiente que permita compensar as grandes oscilações, como flutuações na força do vento ou irradiância solar.

Conforme Soria et al. (2016), plantas de energia solar concentrada (CSP – *Concentrated Solar Power*) com armazenamento térmico de energia e/ou sistemas de backup podem fornecer uma capacidade de geração de energia constante e flexível, baseada em fontes de energia renováveis, e adaptável às variações provenientes do ambiente. Nesse âmbito, o desenvolvimento de plantas CSP no Brasil é uma opção atrativa para atingir as metas em relação à emissão de GEE, e fornecer uma versatilidade adicional que o sistema de energia brasileiro certamente precisará.

Pires et al. (2019) apontam que 12 % da disponibilidade hídrica da superfície do planeta se encontra no Brasil, contudo, projeta-se que em 2035 cerca de 74 milhões de pessoas estarão sob risco hídrico no Brasil. Diante da escassez de fontes naturais de água devido ao grande número de pessoas, reservatórios de águas pluviais, reutilização de água residual e plantas de dessalinização solar se tornam necessárias para manter o consumo diário de água (TRIEB, 2007). O conceito geral de dessalinização solar remete principalmente às tecnologias

aplicadas em pequenas escalas para fornecimento descentralizado de água em regiões afastadas, o que pode ser de grande importância para o desenvolvimento de áreas rurais, porém ainda não é uma tecnologia direcionada para suprir o déficit hídrico resultante do crescimento urbano dos grandes centros. A dessalinização em larga escala é concebida como uma tecnologia de alto custo, elevado consumo de energia e considerada limitada apenas a países ricos como os do Golfo Pérsico. Trieb (2007) complementa que entre as estratégias discutidas para suprir a demanda hídrica a curto prazo, não está incluída a utilização de usinas de energia solar concentrada para dessalinização de água do mar. Contudo o rápido crescimento da população e o esgotamento dos recursos hídricos subterrâneos, principalmente em regiões áridas, requerem soluções custeáveis, seguras e compatíveis com o ambiente, ou seja, sustentáveis. Além disso, tais soluções devem comportar a magnitude dos recursos escassos a longo prazo e devem ser baseadas em tecnologias já testadas e comprovadas.

## 1.2. Objetivos

O primeiro objetivo deste trabalho é desenvolver uma ferramenta aplicável a um estudo de viabilidade, capaz de simular o desempenho termodinâmico de uma planta CSP que alimenta uma unidade de dessalinização a partir da destilação de múltiplos efeitos (*Multi-Effect Distillation*, MED), para cogeração de água dessalinizada e eletricidade. Essa ferramenta deve ser capaz de simular as plantas MED e CSP com um grau de precisão que permita uma simulação em um estágio de pré-desenvolvimento, sem a necessidade de entrada de uma grande quantidade de informações.

O segundo objetivo consiste em localizar regiões no território nacional com aplicação viável e vantajosa da planta CSP e de dessalinização, utilizando as informações de plantas existentes em estágio comercial e os dados obtidos através da ferramenta de simulação CSP+MED

## 1.3. Objetivos Específicos

### 1.3.1. Desenvolvimento de ferramenta de simulação CSP+MED

- a) Desenvolvimento de modelo detalhado para uma planta MED (regime permanente);
- b) Compilar o modelo MED desenvolvido em um código de programação;

- c) Validar o modelo MED com dados de plantas de dessalinização reais;
- d) Obter as curvas que descrevem o processo do ciclo Rankine com a extração necessária de vapor para alimentar a planta MED, para altas e baixas temperaturas do vapor de entrada;
- e) Integrar as curvas obtidas no ciclo Rankine em um software disponível para utilização;
- f) Integrar o modelo MED programado com o ciclo Rankine utilizado no software escolhido.

### 1.3.2. Estudo de caso

O intuito do segundo objetivo é elencar os lugares mais adequados e que apresentam necessidade futura de instalação de uma planta de cogeração com base em informações meteorológicas, parâmetros técnicos, disponibilidade de recursos hídricos de regiões do Brasil, dados de plantas de dessalinização comerciais em operação e das simulações realizadas na ferramenta desenvolvida neste trabalho. Escolher um dentre tais lugares e aplicar a ferramenta desenvolvida para a concepção de uma planta de cogeração considerando as tecnologias mais viáveis para região.

## 1.4. Justificativa

Atualmente a produção de água dessalinizada e eletricidade utilizando plantas de dessalinização alimentadas por sistemas CSP levanta questões significativas tanto em relação aos aspectos técnicos quanto econômicos, sem considerar as dúvidas quanto a seleção dos tipos de tecnologia CSP e de dessalinização. Por exemplo, a seleção entre os sistemas de osmose reversa e destilação de múltiplos efeitos (as duas tecnologias de dessalinização mais eficientes energeticamente e comercialmente comprovadas) podem apresentar resultados diferentes para um mesmo projeto dependendo da localização. Hoje não há uma ferramenta disponível (livre ou comercial) que permita acesso rápido e fácil a uma avaliação técnica e econômica prévia de tais investimentos com o grau de precisão necessário.

Em relação à simulação econômica e/ou de desempenho de plantas de dessalinização térmica, pode-se encontrar na literatura vários pacotes de software com esse objetivo. De acordo com Casimiro (2015), essas ferramentas podem ser divididas em três grupos. No primeiro grupo estão os modelos utilizados para uma análise prévia de um projeto, como o *Desalination Economic Evaluation Program* (DEEP) desenvolvido pela Agência Internacional

de Energia Atômica (IAEA, 2006), o *Solar Desalination System* (SDS) desenvolvido pela Universidade do Canal de Suez e Universidade de Sevilha (NAFEY et al., 2010), o *WTCost Model* desenvolvido em parceria com o *U.S. Bureau of Reclamation* (USBR) (MOCH et al., 2008). No segundo grupo estão os programas desenvolvidos para um determinado projeto com uma planta com configuração definida, como o IPSEpro desenvolvido pelo grupo SimTech (2020). O terceiro grupo consiste em ferramentas para o treinamento de equipes que trabalham com plantas de dessalinização, como o *GSE Systems JPro* desenvolvido pela *GSE Systems* (GSE, 2015).

Embora existam alguns programas que sejam capazes de simular o processo de dessalinização em um estágio de pré-desenvolvimento em cogeração com uma planta CSP, o acesso a esses não é livre, além de não serem regularmente utilizados por entidades como uma referência de avaliação de desempenho de sistemas de dessalinização. Portanto, pretende-se desenvolver uma ferramenta capaz de simular a análise prévia de um projeto de cogeração de água dessalinizada e eletricidade e que seja de fácil utilização e integração com um modelo de referência já utilizado no mercado.

## 1.5. Estrutura da Dissertação

O processo de estudo e pesquisa desenvolvido neste trabalho está descrito da seguinte forma:

No Capítulo 2, é apresentada a revisão bibliográfica sobre as principais tecnologias de energia solar concentrada e de dessalinização, bem como os modelos e programas computacionais que replicam o funcionamento dessas tecnologias.

No Capítulo 3, detalha-se a metodologia, a abordagem utilizada para o desenvolvimento e validação das ferramentas de simulação dos processos de geração de energia e dessalinização. Além disso, são detalhados os métodos aplicados para análise termodinâmica e econômica das plantas de cogeração propostas.

O Capítulo 4 apresenta os resultados obtidos juntamente com as discussões. É analisada a sensibilidade das configurações às variações das condições meteorológicas. Em seguida, são apresentadas análises paramétricas do custo-benefício das plantas.

No Capítulos 5, é apresentada uma conclusão com os principais resultados.

## CAPÍTULO II

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1. Dessalinização: Tecnologias e Aplicações

Diferentes tecnologias de dessalinização de água do mar podem ser encontradas na literatura e são utilizadas diariamente em diversos países. A Tab. 2.1 apresenta os sistemas de dessalinização mais utilizados (EL-DESSOUKY e ETTOUNY, 2002).

Tabela 2.1 - Visão geral dos métodos de dessalinização contemporâneos Fonte: adaptado de El-Dessouky e Ettouny, (2002).

Separação	Energia	Processo	Método de Dessalinização
Água do Sal	Térmica	Evaporação	Flash de Múltiplos Estágios (MSF)
			Destilação de Múltiplos Efeitos (MED)
			Compressão Térmica de Vapor (TVC)
		Destilação Solar (SD)	
	Cristalização	Congelamento (FR)	
		Processos de Hidrato de Gás (GH)	
		Filtração/Evaporação	Destilação por Membrana (MD)
Mecânica	Evaporação	Compressão Mecânica de Vapor (MVC)	
	Filtração	Osiose Reversa (RO)	
Sal da	Elétrica	Filtração Seletiva	Eletrodialise (ED)
Água	Química	Troca	Troca iônica (IE)

Segundo Miller (2003), alguns sistemas já se encontram completamente desenvolvidos, e são aplicados em larga escala enquanto outros ainda se encontram em unidades menores, com o propósito de demonstração ou para pesquisa e desenvolvimento.

As tecnologias de dessalinização selecionadas para serem abordadas neste estudo podem ser utilizadas em unidades suficientemente grandes, com a possibilidade de serem combinadas com usinas de energia solar concentrada (CSP). Esses são métodos de dessalinização que evaporam a água do mar utilizando o calor de combustão ou da unidade condensadora do ciclo de potência, e métodos mecânicos que realizam a separação da água do sal através de membranas. As tecnologias de dessalinização por compressão de vapor são em sua maioria utilizadas em combinação com a destilação térmica de modo a aumentar a produção e eficiência desses processos.

### 2.1.1. Destilação flash de múltiplos estágios (MSF)

A tecnologia MSF tem se apresentado como um sistema com resposta operacional comprovada desde a década de 1950, em operações industriais de larga escala e com uma estrutura modular compacta. Segundo Sommariva (2010), o sistema MSF foi utilizado em pequenas e grandes instalações no passado, porém atualmente só pode ser utilizado competitivamente em instalações de grande porte. Em 2019, a MSF representava 18 % do total da capacidade de dessalinização instalada do mundo (JONES et al., 2019).

MSF é um processo de destilação (térmica) que envolve evaporação e condensação de água. As etapas de evaporação e condensação são acopladas, de forma que o calor latente da evaporação é recuperado e reutilizado no pré-aquecimento da água de entrada, processo ilustrado na Fig. 2.1. No aquecedor de salmoura, a água de entrada do sistema de dessalinização é aquecida até sua temperatura máxima (temperatura máxima da salmoura) pelo vapor saturado de condensação da saída da turbina de um ciclo de potência ou de uma outra fonte de calor. Posteriormente, a água do mar aquecida flui para o primeiro estágio de evaporação, onde é mantida uma pressão inferior à ambiente. A repentina entrada de água quente em uma câmara com uma pressão inferior à pressão de saturação resulta em uma rápida ebulição, a qual podemos chamar de explosiva ou *flash*. Apenas uma pequena porcentagem da água é convertida em vapor, o que depende da pressão mantida nesse estágio, uma vez que a mudança de fase continua somente até a água resfriar até o equilíbrio, fornecendo assim o calor de vaporização (TRIEB, 2007).

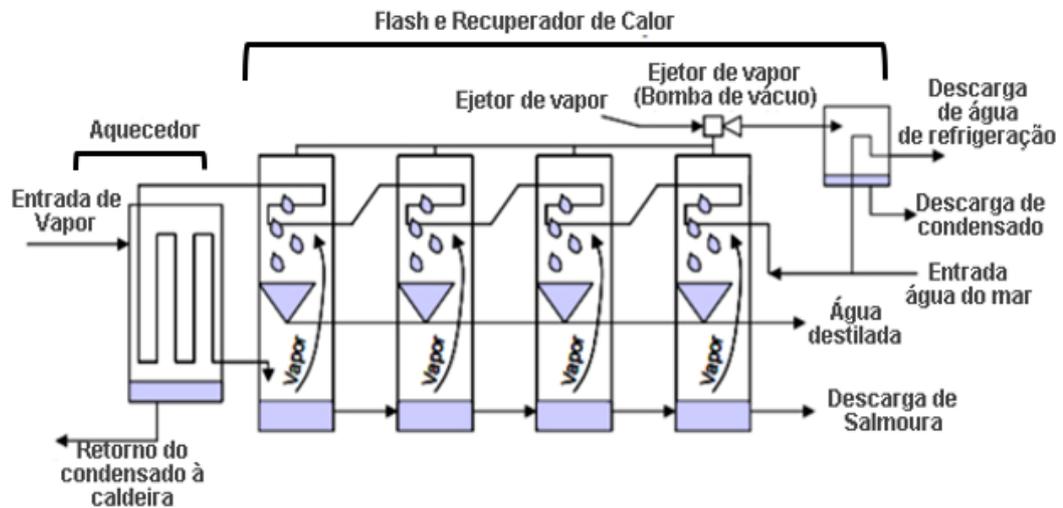


Figura 2.1 - Esquema representando o processo de destilação *flash* de múltiplos estágios. Fonte: adaptado de Miller (2003).

O vapor gerado pela evaporação instantânea é então condensado em tubos dos trocadores de calor que passam pela parte superior de cada estágio. Os tubos são resfriados pela água do mar de entrada que tem como destino final o aquecedor de salmoura, que por sua vez pré-aquece e recupera parte da energia térmica utilizada na evaporação no primeiro estágio. Para maximizar a recuperação de água e energia, cada estágio de uma unidade MSF opera com pressões sucessivamente decrescentes.

Segundo Trieb (2007) plantas de MSF utilizam o vapor extraído da turbina do ciclo de potência com temperaturas em torno de 90 e 120 °C. Como o vapor de condensação de uma turbina trabalha geralmente a uma temperatura de 35 a 40 °C (dependendo do processo de resfriamento utilizado no ciclo de potência), a redução da energia produzida no ciclo de potência pode ser considerável. Os sistemas MSF são menos eficientes que outros processos de dessalinização, como o sistema MED, em relação ao consumo de energia e custos financeiros, embora suas instalações apresentem uma longa durabilidade (entre 30 e 40 anos), alta confiabilidade, com baixo fator de serviço e baixos custos com materiais químicos. Trieb (2007) complementa que uma planta MSF comum apresenta uma demanda de calor de 69 a 92 kWh<sub>t</sub> por metro cúbico de água dessalinizada produzida (250 - 330 kJ/kg), e um consumo de energia elétrica de 3 a 5 kWh<sub>e</sub>/m<sup>3</sup>. Uma planta de cogeração com tais demandas implicaria em uma redução da energia elétrica produzida de 6 a 8 kWh<sub>e</sub>/m<sup>3</sup> de água dessalinizada produzida. De acordo com Sommariva (2010), a relação de desempenho ideal (razão entre a água dessalinizada produzida e vapor de aquecimento consumido) de uma

planta MSF é em torno de 7 a 9. O MSF pode ser considerado um sistema relativamente robusto, e é aplicado especialmente quando a água disponível do mar apresenta baixa qualidade, devido à alta salinidade, temperatura e contaminação.

### 2.1.2. Dessalinização por osmose reversa (RO)

De acordo com Jones et al. (2019) o sistema de osmose reversa representava 69 % da capacidade total de tecnologia de dessalinização instalada no mundo em 2019. A Osmose Reversa (RO – *Reverse Osmosis*) acontece quando uma pressão é exercida sobre uma membrana especial, o que difere dos processos de destilação, nos quais a energia térmica é a principal responsável pela separação da água dessalinizada da água do mar ou água salobra. A membrana da RO atua como uma barreira entre duas fases, permitindo a seleção de um ou mais tipos de mistura de fluidos, de uma fase para outra. O processo da RO inverte o processo natural do transporte de solvente de uma região com baixa concentração de soluto para uma região com alta concentração separadas por uma membrana semipermeável. O funcionamento da RO é esquematizado na Fig. 2.2.

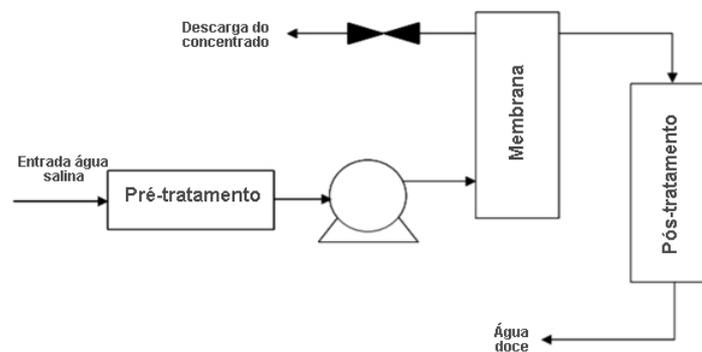


Figura 2.2 - Esquema representativo de uma operação de osmose reversa - dispositivo de recuperação de pressão opcional não representado. Fonte: adaptado de Miller (2003).

A pressurização da salmoura é a maior responsável pelo consumo de energia do processo de RO. A pressão osmótica e, conseqüentemente, a pressão necessária para a separação das fases são diretamente proporcionais à concentração de sal, logo, a RO é geralmente um método utilizado para água salobra, que necessita somente de pressões baixas e intermediárias. Segundo Buros (2000), a pressão de operação para sistemas de tratamento de água salobra – água que contém de 0,5 a 30 gramas de sal por litro – varia de 1500 até 2500 kPa e para sistemas com água do mar – com concentração de sal superior a

35 g/l – de 5400 kPa a 8000 kPa (a pressão osmótica da água do mar é aproximadamente 2500 kPa).

A RO da água do mar é uma tecnologia validada para o processo de dessalinização, e continuará a ser dominante em um futuro próximo. O consumo atual de energia da RO da água do mar é em torno de 3 e 4 kWh/m<sup>3</sup>, e ainda existe espaço para otimização do processo e melhoria da eficiência energética gradualmente (BURN e GRAY, 2015).

### 2.1.3. Destilação de múltiplos efeitos (MED)

A destilação de múltiplos efeitos (MED) assim como a MSF é um processo de destilação térmica, e representava 7 % da tecnologia de dessalinização instalada no mundo em 2019 (JONES et al., 2019). Conforme El-Dessouky e Ettouney (2002) descrevem, o processo consiste em uma série de trocadores de calor casco tubo interconectados, também conhecidos como efeitos. No primeiro efeito os tubos evaporadores são aquecidos por um vapor extraído de um ciclo de potência ou de um aquecedor. O vapor produzido no primeiro efeito é condensado dentro dos tubos evaporadores do próximo efeito, onde novamente vapor é produzido. As superfícies de cada efeito são aquecidas pelo vapor produzido no efeito anterior. Cada efeito deve apresentar uma pressão inferior ao efeito precedente. O vapor produzido no último efeito é condensado em um trocador de calor separado, nomeado de condensador final. O vapor final é condensado pela água do mar de alimentação a qual é utilizada posteriormente como água de alimentação pré-aquecida do processo de dessalinização. A direção das vazões é ilustrada na Fig. 2.3.

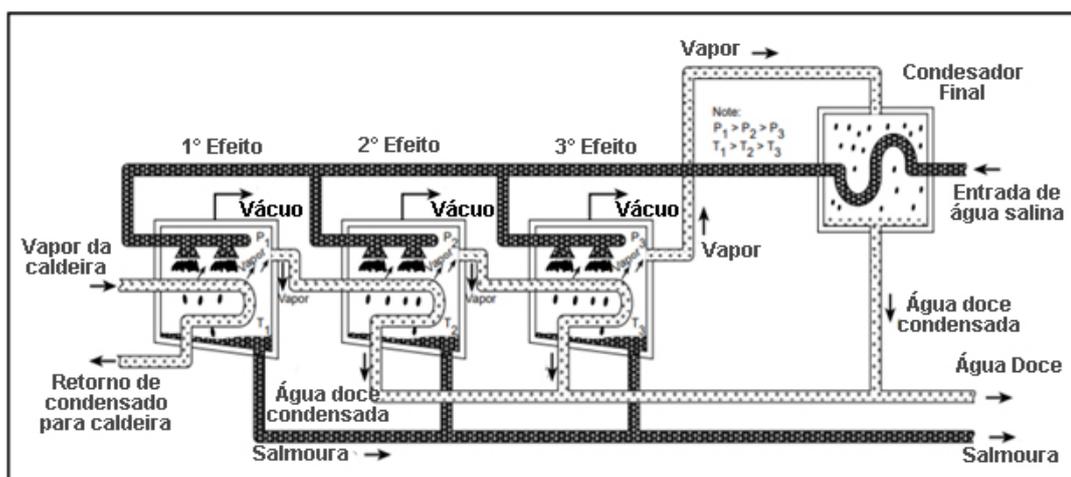


Figura 2.3 - Processo de dessalinização por Destilação de Múltiplos Efeitos (MED). Fonte: adaptado de Buross (2000).

O processo MED de dessalinização pode apresentar as configurações com alimentação em seqüência, inversa, ou paralela ilustradas na Fig. 2.4. As três configurações se diferenciam pela direção de orientação da vazão de vapor de aquecimento e água do mar de alimentação. A configuração com alimentação inversa apresenta algumas desvantagens como o consumo elevado de energia de bombeamento e maior custo de manutenção. Por outro lado, a vantagem da configuração alimentação paralela é a simplicidade de sua montagem se comparada as outras duas, enquanto a alimentação em seqüência se destaca pela capacidade de operar com temperaturas mais elevadas da salmoura (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002).

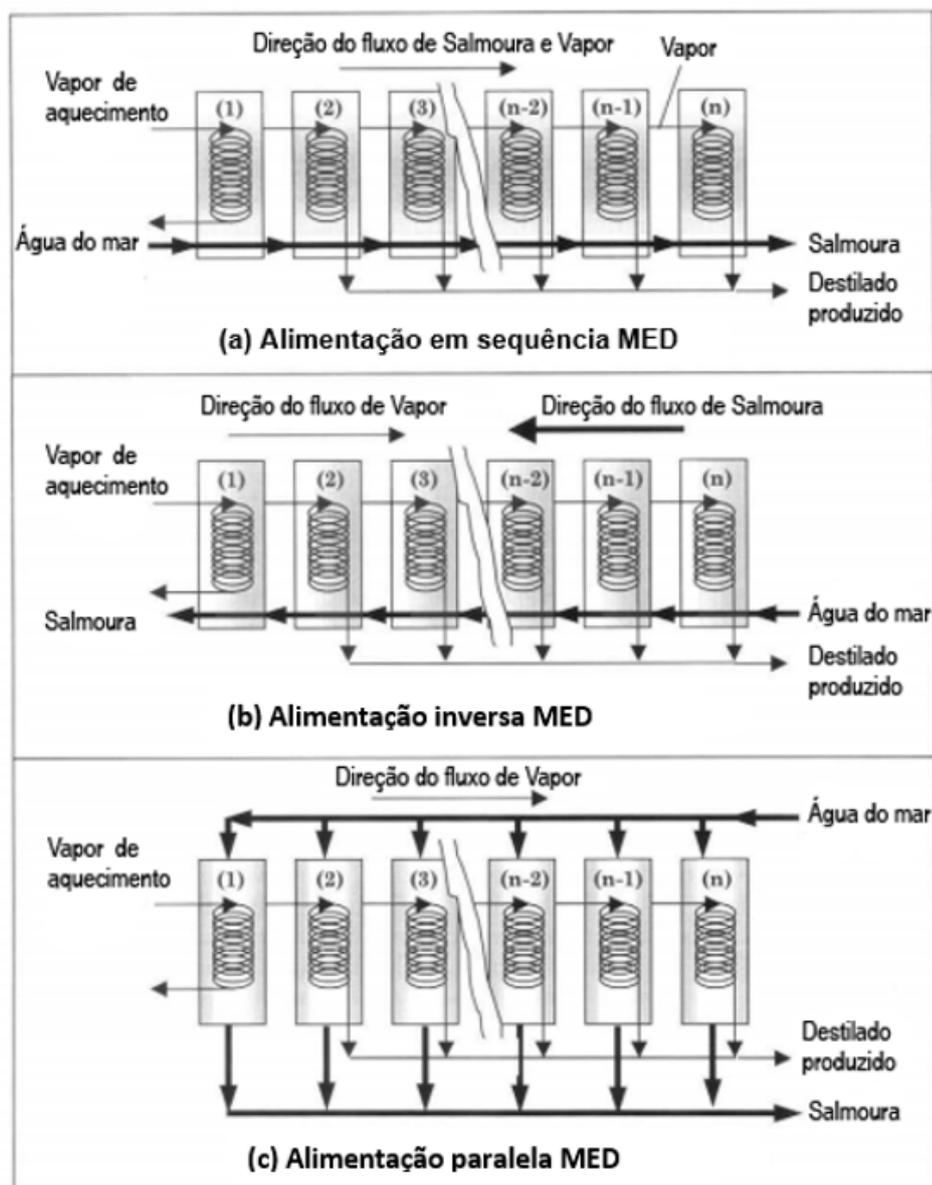


Figura 2.4 - Configurações do sistema MED. Fonte: adaptado El-Dessouky e Ettouney (2002).

O processo MED ganha relevância devido a um desempenho térmico superior se comparado ao MSF. Plantas MED podem ser configuradas para operar com temperaturas altas e baixas atualmente a dessalinização ocorre com temperaturas máximas da salmoura inferiores a 70 °C podendo chegar até 55 °C, faixa de temperatura que evita a formação de incrustações e corrosão. Se acoplado a um ciclo de potência, as perdas de energia do sistema MED são menores se comparadas as perdas de um acoplamento a uma planta MSF. Em comparação com plantas OR, o consumo de energia de plantas MED e MSF é menos afetado pela qualidade da água de alimentação. A qualidade da água produzida é extremamente alta (<10 ppm dos sólidos dissolvidos totais), tornando a água própria para consumo. Contudo ainda é necessária a adição de sais ao destilado para garantir que seja adequado ao consumo humano. Uma planta MED apresenta o consumo de energia em torno de 53 a 108 kWh<sub>t</sub>/m<sup>3</sup> de destilado produzido (190 - 390 kJ/kg) utilizando o vapor do ciclo de potência extraído a pelo menos 35 kPa da turbina a vapor. O consumo de energia elétrica específico é entre 1,5 e 2,5 kWh<sub>e</sub>/m<sup>3</sup> para bombeamento e controle da água (TRIEB, 2007).

Plantas MED são geralmente construídas em unidades com produção de 2000 a 20000 m<sup>3</sup>/dia. Plantas MED podem ser encontradas em locais como Índia, Caribe, Ilhas Canárias e Emirados Árabes. Algumas das plantas construídas foram projetadas para operar com a temperatura máxima da salmoura no primeiro efeito em torno de 70 °C, o que aumenta a necessidade de mais áreas de troca de calor e por sua vez o tamanho das plantas (BUROS, 2000). A relação de desempenho PR é aproximadamente igual ao número de efeitos menos 1 ou 2. A quantidade máxima de efeitos pode chegar até 16, com cada efeito com uma pressão inferior a seu precedente, assim como uma temperatura decrescente ao longo do conjunto de efeitos. Conforme (TRIEB, 2007), o sistema MED também pode ser combinado com uma entrada de calor entre os estágios de diferentes fontes, incluindo compressão mecânica de vapor (MVC) ou compressão térmica de vapor (TVC). Sistemas MED-TVC podem apresentar relação de desempenho térmico de até 17.

Segundo El-Dessouky e Ettouney (2002), o sistema TVC é geralmente composto de um ejetor a jato de vapor que conecta um dos efeitos da sequência do sistema MED ao primeiro efeito, e é utilizado para comprimir vapor que é introduzido no primeiro efeito. A adição do sistema TVC ao MED aumenta a eficiência da planta, uma vez que o vapor de baixa pressão produzido no último efeito é reutilizado novamente no primeiro efeito. Ao utilizar o TVC, menos vapor de aquecimento é requerido para alimentar a planta MED, contudo, o vapor deve apresentar pressões maiores (maior entalpia específica). Além disso, devido à menor quantidade de vapor que passa pelo condensador menos energia térmica precisa ser dissipada, logo pode-se utilizar menos água de resfriamento e economiza-se energia com bombeamento.

#### 2.1.4. Comparação entre as tecnologias de dessalinização

A Tab. 2.2 mostra uma comparação das tecnologias de dessalinização citadas anteriormente. O intuito da comparação é avaliar qual sistema de dessalinização apresenta melhor custo-benefício, além de ser o mais adequado para combinação com um sistema CSP em diferentes condições, e com uma disseminação em larga escala.

Tabela 2.2 - Características de desempenho das principais tecnologias de dessalinização. Os dados se referem à dessalinização de água do mar pura. Fonte: adaptado de Trieb (2007).

<b>Tipo de energia</b>	<b>Térmica</b>		<b>Mecânica</b>
Processo	MSF	MED/TVC	RO
Estado da arte	Comercial	Comercial	Comercial
Capacidade de produção mundial (Mm <sup>3</sup> /dia)	13	2	6
Consumo de calor (kJ/kg)	250 - 330	145 - 390	-
Consumo de energia elétrica (kWh/m <sup>3</sup> )	3 - 5	1,5 - 2,5	2,5 - 7
Custo da Planta (R\$/m <sup>3</sup> /dia)	7500 - 10000	4500 - 8500	4500 - 7500
Tempo para comissionamento (meses)	24	18 - 24	18
Capacidade de produção da unidade (m <sup>3</sup> /dia)	< 76000	< 36000	< 20000
Conversão Água Dessalinizada de Água Salina	10 – 25 %	23 – 33 %	20 – 50 %
Temperatura máxima da salmoura (°C)	90 - 120	55 - 70	45 (máximo)
Confiabilidade	Muito alta	Muito alta	Moderada
Manutenção (limpezas no ano)	0,5 - 1	1 - 2	Muitas vezes
Pré-tratamento da água	Simples	Simples	Exigente
Requisitos de operação	Simples	Simples	Exigente
Qualidade da água produzida (ppm)	< 10	< 10	200 - 500

Segundo Trieb (2007), comparando os processos MSF e MED, pode-se afirmar que o sistema MED é mais eficiente de forma geral em termos de consumo de energia elétrica, além de apresentar um custo da planta inferior. Ademais, a temperatura de operação da água do mar no MED é inferior, conseqüentemente a pressão do vapor extraído do ciclo de potência é menor, considerando um sistema de cogeração. Portanto, a combinação do sistema CSP com MED seria mais efetiva do que o sistema CSP com dessalinização MSF.

Trieb (2007) acrescenta que analisando o consumo total de energia e custos financeiros do sistema RO se comparados ao sistema MED, há evidências que o RO pode ser escolhida a tecnologia de dessalinização favorita. Porém, caso o sistema MED estiver acoplado a uma planta CSP a análise pode ser diferente. A planta MED substituirá o custo de uma unidade condensadora do ciclo de potência a vapor, e aproveitará o calor do vapor de extração da turbina, como parte do vapor necessário para sua operação de dessalinização.

## 2.2. CSP: Sistemas e Aplicações

Diferentes projetos de coletores concentradores foram desenvolvidos nos últimos anos, podendo ser refletores ou refrativos, com formatos cilíndricos e superfícies de revolução, e apresentam estrutura contínua ou segmentada. Os receptores podem ser convexos, côncavos ou planos, e em alguns casos apresentam proteção de outro material. A relação (ou fator) de concentração (relação entre a área de abertura do coletor e a área do receptor) pode apresentar ordens de grandeza entre 1 e  $10^5$  (DUFFIE e BECKMAN, 2013). Levando em conta o grande número de projetos, é difícil estabelecer uma análise geral aplicável a todos os concentradores. Assim, os concentradores geralmente são divididos em dois grupos: coletores solares que apresentam baixa relação de concentração e coletores solares com relação de concentração intermediária (DUFFIE e BECKMAN, 2013). Na Fig. 2.5 estão ilustradas as principais tecnologias de concentradores utilizadas.

Conforme Trieb (2007), os sistemas de captação solar dos tipos Calha Parabólica, concentrador Fresnel linear e Torre Solar podem ser acoplados a ciclos de potência a vapor com capacidade elétrica de 5 a 200 MW, com a eficiência térmica do ciclo entre 30 e 40 %. Dados referentes ao funcionamento de sistemas de calha parabólica comerciais podem ser encontrados na literatura como na revisão apresentada por Rahman et al. (2015). Esses sistemas atingem eficiência anual média de 10 % a 15 % com perspectiva de alcançar até 18 % a médio prazo. Os principais parâmetros que podem influenciar o desempenho de plantas CSP são a irradiância direta normal (DNI - *Direct Normal Irradiance*), temperatura ambiente, umidade relativa e velocidade dos ventos. Segundo Chhatbar e Meyer (2011), diferentes distribuições da DNI ao longo do ano podem resultar em variações de até 9 % na produção de energia anual, entre anos com a mesma DNI média anual. O aumento de um grau Celsius da temperatura ambiente média anual resulta no decréscimo de 0,15 % da produção anual de energia das plantas CSP. Ademais, é calculada uma queda de produção

anual de 0,03 % por aumento da porcentagem da umidade relativa média anual (CHHATBAR e MEYER, 2011).

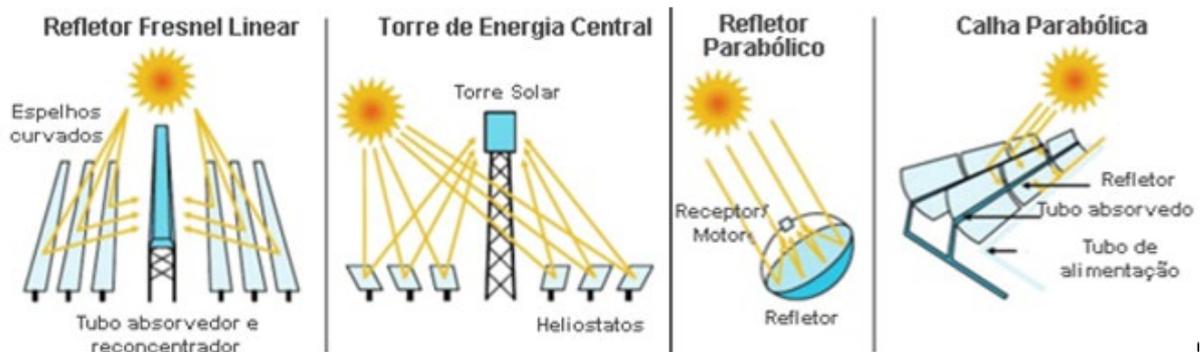


Figura 2.5 - Principais tecnologias CSP. Fonte: adaptado de IEA (2014).

### 2.2.1. Calhas Parabólicas

Souza e Cavalcante (2017) apresentam que as calhas parabólicas (PTC – *Parabolic Trough Collector*), utilizam fluidos para transferência de calor, como óleos sintéticos, que circulam no interior dos receptores até os trocadores de calor e transferem calor para produção de vapor. O vapor aciona a turbina de um ciclo de potência a vapor a qual move um gerador elétrico que produz energia elétrica como ilustrado na Fig. 2.6. Ademais, é possível realizar a geração direta de vapor nos coletores PTC. Sa et al. (2018) apresenta como vantagem da geração direta de vapor uma maior eficiência do ciclo de potência, devido às condições de temperatura e pressão mais elevadas. Por outro lado, essa configuração exige maiores investimentos decorrente da espessura, resistência e dimensões maiores dos receptores.

O concentrador solar do tipo PTC é a tecnologia mais aceita e comprovada em larga escala no mercado. SolarPaces (2009) detalha que as calhas parabólicas concentram a luz nos tubos receptores de 70 a 100 vezes, alcançando temperaturas de 350 a 550 °C. Os óleos sintéticos utilizados para transferência do calor no sistema atingem uma temperatura máxima em torno de 400 °C, o que limita a eficiência da conversão de energia térmica em elétrica no do ciclo de potência. Pesquisadores e a indústria procuram desenvolver fluidos de transferência de calor avançados, um exemplo de um fluido avançado é o sal fundido. Oliveira et al. (2020) propuseram um modelo para simulação de uma planta heliotérmica de calhas parabólicas utilizando sal fundido. As simulações do modelo para uma configuração com

capacidade de 30 MW<sub>e</sub> resultaram em uma eficiência de conversão da energia solar em eletricidade de 20 %.

As calhas parabólicas são geralmente projetadas para acompanhar a posição do sol somente em um eixo. Segundo Jorgenson et al. (2013), no início e no fim do dia os coletores conseguem alinhar, aproximadamente, a direção dos raios solares, contudo, próximo ao meio dia a energia captada é menor devido à incapacidade dos coletores de alinhar a direção dos raios solares (a perda devido ao desalinhamento é conhecida como efeito “cosine”), o que é agravado em estações do ano como o inverno. Kuravi e Goswami (2013) especificam que a eficiência de conversão da energia solar em eletricidade fica entre 14 e 20 %, enquanto a eficiência média anual de conversão está entre 11 e 16 %. Considerando o período de 8760 horas por ano em plantas solares reais foi obtido um fator de capacidade de 24 % (TRIEB, 2007). Palenzuela et al. (2015) citam as plantas SEGS localizadas na Califórnia no deserto de Mojave que apresentam um fator de capacidade de até 30 %, e um tempo de operação em plena carga de 2500 a 3000 horas por ano.

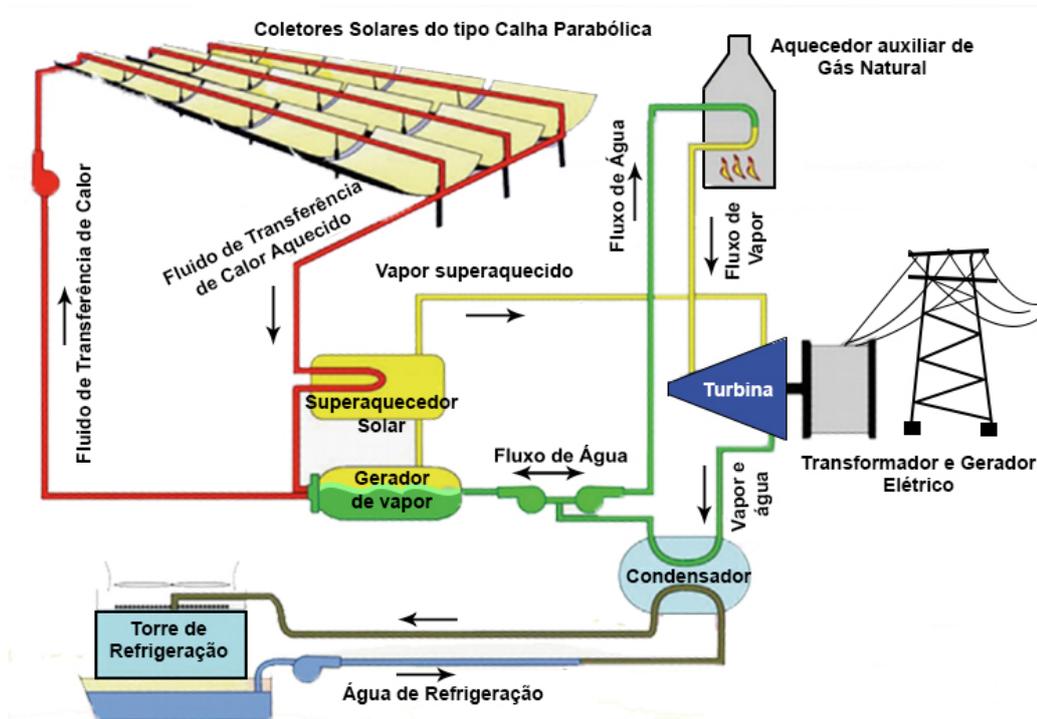


Figura 2.6 - Diagrama do processo de funcionamento da planta CSP comercial SEGS VI localizada na Califórnia. Fonte: adaptado de NEE (2011).

### 2.2.2. Refletor Fresnel Linear

Os projetos de refletores Fresnel (LFC – *Linear Fresnel Collector*) utilizam materiais refletores e receptores de custo inferior. Além disso, apresentam fornecimento de calor menor se comparado ao sistema de calhas parabólicas. Porém esses fatores podem ser contrabalanceados pelos custos de operação e manutenção inferiores, quando comparados aos custos de outras tecnologias de energia solar concentrada. Os refletores Fresnel também criam um espaço semi-sombreado embaixo dos espelhos, o que pode ser útil em climas desérticos. Os espaços cobertos pelos refletores podem oferecer cobertura para plantações, rebanhos e reservatórios de água, evitando o excesso de evaporação, além de fornecer abrigo do céu frio do deserto durante a noite (SOLARPACES, 2009). O sistema Fresnel é muito similar ao conceito das calhas parabólicas, a principal diferença é a forma como os espelhos refletores são fixados. Diferente dos espelhos parabólicos do sistema de calhas, longos espelhos planos levemente curvados são montados próximos uns dos outros, para refletir os raios solares em um receptor fixo linear direcionado para baixo. O vapor d'água nos receptores do sistema Fresnel pode atingir temperaturas de até 450 °C (ZHU, 2017). A limitação de temperatura implica em eficiências inferiores do aproveitamento da energia solar pelo ciclo Rankine, por outro lado, materiais de menor custo podem ser utilizados no sistema (RAHMAN et al., 2015). Além disso, devido às temperaturas menores, esses sistemas também podem utilizar água nos receptores para geração direta de vapor conforme ilustra a Fig. 2.7, reduzindo custos pois não é necessária a utilização de trocadores de calor e recirculação do fluido, uma vez que o vapor produzido é utilizado no próprio ciclo Rankine.

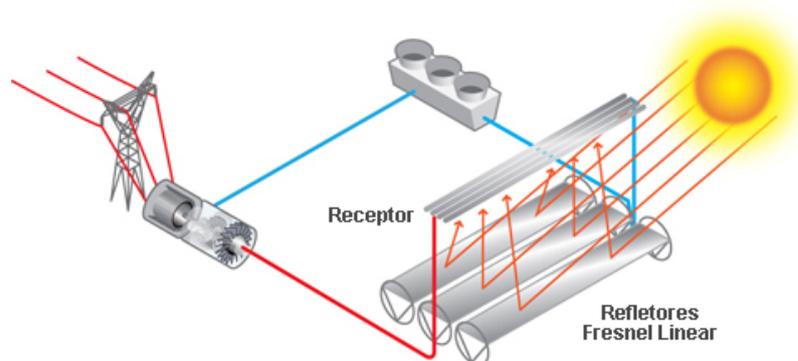


Figura 2.7 - Planta de energia solar Fresnel Linear. Fonte: adaptado de EERE (2016).

IRENA (2013) cita que o fator de concentração dos refletores Fresnel está entre 60 e 80. Rahman et al. (2015) especificam que a faixa de conversão de energia solar em

eletricidade, conversão anual de energia solar em eletricidade e consumo de água para resfriamento são aproximadamente, 18 – 22 %, 8 – 10 %, 3 – 4 m<sup>3</sup>/MWh (resfriamento a água) ou 0,2 m<sup>3</sup>/MWh (resfriamento a ar), respectivamente.

### 2.2.3. Torre de Energia Solar

A tecnologia Torre de Energia Solar (TSP – *Tower Solar Power*), também conhecida como Torre Central, é um sistema que exige o seguimento do sol em duas direções, e é composto por mecanismos organizados em filas circulares. Os mecanismos são um conjunto de helióstatos, fixos planos ou levemente curvados. Os helióstatos são espelhos que acompanham a posição do sol e refletem irradiância direta normal dos raios solares para o receptor central no topo de uma torre de energia, o que resulta no aquecimento a altas temperaturas. De acordo com Rahman et al. (2015), esse calor é absorvido pelo fluido de transferência de calor primário, óleo ou sal fundido por exemplo, e geralmente é utilizado para produção de vapor superaquecido usado em um ciclo de potência. Dependendo do fluido de transferência de calor primário a máxima temperatura de operação da TSP pode variar entre 250 e 300 °C (água e vapor), 390 °C (óleo sintético) e até 565 °C (sal fundido), além disso temperaturas de até 800 °C podem ser alcançadas utilizando ar como fluido de transferência de calor (IRENA, 2013). O sistema também pode ser utilizado em conjunto com um ciclo Brayton devido às altas temperaturas. Essa combinação aumenta a eficiência de conversão de energia solar em energia elétrica que pode ser superior a 30 %, e reduz os gastos com equipamentos de armazenamento de energia (IEA, 2014). Ainda há a possibilidade de aproveitar o calor excedente da turbina a gás em um ciclo Rankine conforme ilustra a Fig. 2.8.

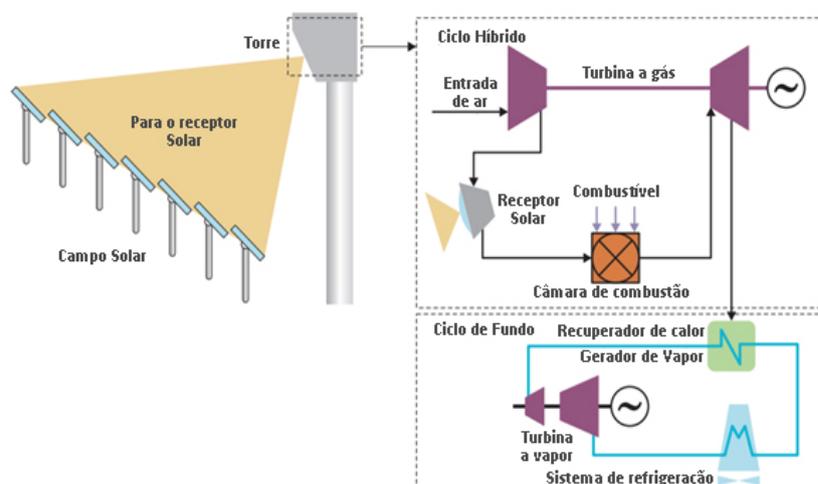


Figura 2.8 - Representação da combinação entre torre de energia solar com turbina a gás e turbina a vapor. Fonte: adaptado de CNRS (2014).

#### 2.2.4. Comparação tecnologias CSP

Em princípio, todas as tecnologias CSP citadas podem ser utilizadas para geração de energia elétrica e dessalinização. A comparação das plantas em relação ao desempenho, custo e integração com dessalinização de água é apresentada na Tab. 2.3.

Tabela 2.3 - Características das tecnologias de concentração de energia solar atuais. Fonte: adaptado de Trieb (2007).

Método de Concentração	Concentração em linha		Concentração em um ponto
	Calha Parabólica	Fresnel Linear	Torre Central
Tipo do Campo Solar			
Custo do campo solar (R\$/m <sup>2</sup> )	1200 - 1500	900 - 1200	1500 - 1800
Tamanho comum da unidade (MW)	5 - 200	1 - 200	10 - 100
Requisitos de construção	Exigentes	Simples	Exigentes
Temperatura de operação (°C)	390 - 550	270 - 550	550 - 1000
Fluido de transferência de calor	Óleo sintético, água/vapor	Óleo sintético, água/vapor	Ar, Óleo sintético, água/vapor
Ciclo de potência	Rankine	Rankine	Rankine, Brayton
Confiabilidade	Alta	Desconhecida	Moderada
Requisitos de operação	Exigentes	Simples	Exigentes
Área necessária	Grande	Pequena	Grande

Conforme ilustra a Fig. 2.9 nem a tecnologia de calhas parabólicas nem a tecnologia Fresnel linear podem ser utilizados para movimentação de uma turbina a gás. Além disso, devido às altas temperaturas de operação de até 900 °C, as plantas TSP são as únicas opções viáveis para o fornecimento de energia solar para ciclos de turbina a gás e combinados. Pereira et al. (2017) complementa que a tecnologia torre central tem se mostrado promissora, e o uso dessa tecnologia em usinas de porte comercial já foi comprovado, por exemplo na usina Gemsolar na Espanha (19,9 MW) e Ivanpah nos EUA (392 MW).

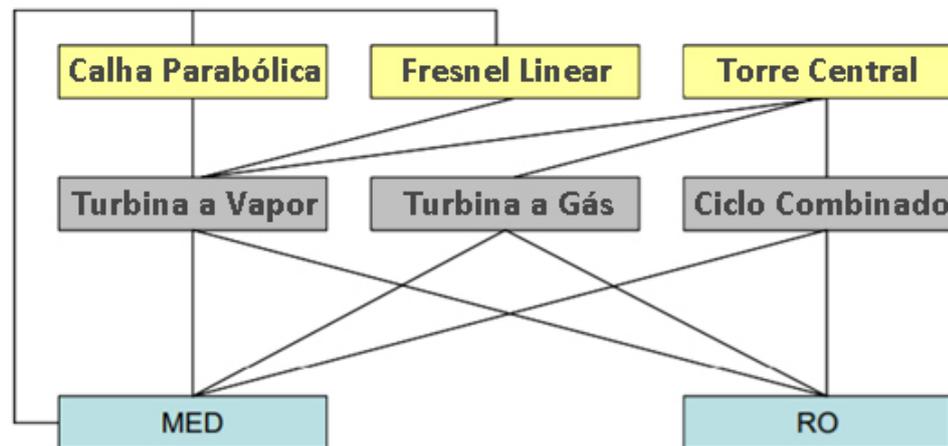


Figura 2.9 - Opções de combinação de sistemas CSP com tecnologias de dessalinização. Fonte: adaptado de Trieb (2007).

Por outro lado, a tecnologia de calha parabólica é a mais utilizada em usinas para geração termoelétrica a partir de energia solar (PEREIRA et al., 2017). O histórico de desenvolvimento das tecnologias de energia solar mostrou que o sistema PTC é uma tecnologia bem sucedida tecnicamente e comercialmente. Essa é uma tecnologia já comprovada capaz de fornecer energia térmica tanto para plantas independentes quanto para sistemas híbridos, com custos relativamente baixos e poucos riscos econômicos. Embora as tecnologias LFC e TSP, com o desenvolvimento de sua tecnologia, se tornem futuros competidores cada vez mais fortes, as plantas PTC já operam em projetos comerciais por mais de 28 anos e ainda é a tecnologia operante dominante conforme ilustrado na Fig. 2.10 (RAHMAN et al., 2015).

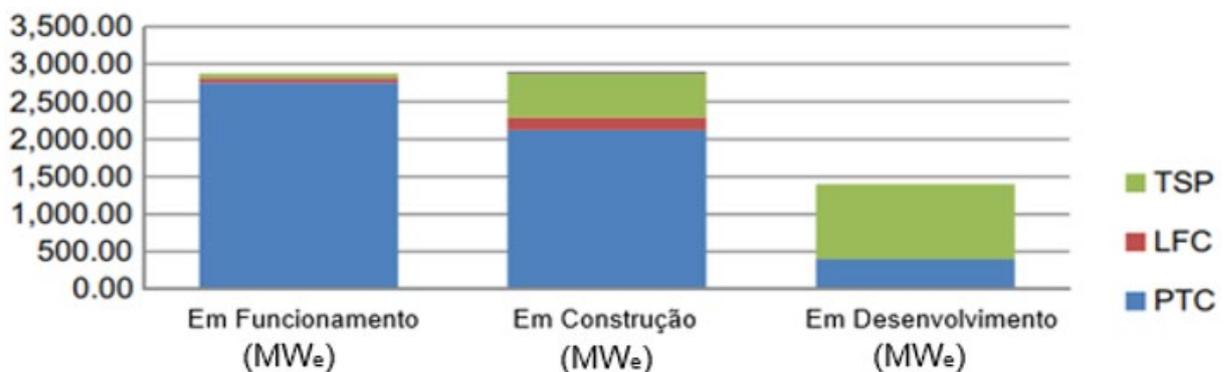


Figura 2.10 - Capacidade de geração dos projetos CSP em funcionamento, em construção e em desenvolvimento. Fonte: adaptado de Rahman et al. (2015).

### 2.3. Modelos de sistemas de Energia solar concentrada

Segundo Soria et al. (2016), ferramentas adequadas de planejamento devem ser aplicadas para que se possa extrair todo o potencial do sistema CSP dentro do ciclo de potência e do sistema de geração de energia. A revisão apresentada por (DESPRÉS et al., 2015) expõe que as respostas das plantas de energia podem auxiliar no ajuste das ferramentas de modelagem. Por outro lado, os modelos de longo prazo dos sistemas de energia fornecem premissas sobre a área econômica das plantas de energia. Soria et al. (2016) analisaram as oportunidades que as plantas CSP oferecem para os ciclos de potência e os sistemas de energia em geral no Brasil, por meio da combinação das ferramentas MESSAGE-Brazil, TIME-TiPs-B e REMIX-CEM-B, que juntas realizam o planejamento de geração energia, calculam a capacidade de expansão e otimização da operação. Por meio dessas ferramentas foi demonstrada a capacidade do sistema CSP de fornecer energia consistentemente na região Nordeste do Brasil, complementando de forma efetiva a geração de energia eólica e fotovoltaica. Além disso, de acordo com Soria et al. (2016) a partir resultados apresentados pelas ferramentas de planejamento foi possível entender o papel da tecnologia CSP. Atuando como complemento à produção de energia eólica no Nordeste, e adicionando uma flexibilidade maior ao sistema de energia.

Segundo AUSTELA (2013), a ferramenta *System Advisor Model* (SAM) é um programa utilizado para simular, desenvolver e avaliar o desempenho e parte econômica de sistemas CSP. O SAM se tornou uma referência de alto nível para análises de desempenho de sistemas CSP. O programa foi desenvolvido pela *National Renewable Energy Agency* (NREL) em colaboração com a *SANDIA National Laboratories* e tem como objetivo facilitar a tomada de decisão na indústria de energia renovável.

### 2.4. Modelagem de dessalinização (MED)

Uma modelagem precisa é crucial para o desenvolvimento, entendimento e para exploração de possibilidades de desenvolvimento. Diferentes abordagens são utilizadas na modelagem de sistemas MED, na literatura estão disponíveis pacotes de softwares, modelos analíticos e correlações obtidas experimentalmente. Modelos como o apresentado por Mistry et al. (2012), apontam mais detalhes além de apresentarem implementação simplificada. Os resultados obtidos em Mistry et al. (2012) condizem com os modelos anteriores da literatura:

(EL-SAYED e SILVER, 1980), (EL-DESSOUKY et al., 1998) (Detalhado), (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002) (Básico) e (DARWISH et al., 2006). Os detalhes e aplicações de cada modelo estão explicitados nas próximas seções.

#### 2.4.1. Modelo El-Sayed e Silver

El-Sayed e Silver (1980) desenvolveram um modelo simples para um sistema de destilação de múltiplos efeitos (MED). O modelo assume as seguintes suposições:

- As propriedades dos fluidos são constantes tais como: calor latente médio ( $\overline{h_{fg}}$ ), calor específico ( $c$ ) e elevação do ponto de ebulição devido à adição de um outro composto (BPE – *Boiling Point Elevation*);
- Os fluidos são considerados fluidos ideais;
- A queda de pressão devido ao atrito é modelada baseada em uma diminuição de temperatura média de saturação aumentada pelo efeito do BPE.

Com base nas hipóteses acima, El-Sayed e Silver (1980) apresentaram a Eq. (2.1) para a relação de desempenho  $PR$ , um parâmetro de comparação, entre as tecnologias de dessalinização, do aproveitamento da energia térmica de entrada no sistema.

$$PR = \frac{h_{fg,S}}{\frac{\overline{h_{fg}}}{N} + \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_D} c (TTD_{fh} + \epsilon) + \frac{N-1}{2N} c \Delta T_e} \quad (2.1)$$

o termo  $h_{fg,S}$  se refere à entalpia de vaporização da água,  $N$  o número de efeitos do sistema MED,  $\dot{m}_F$  e  $\dot{m}_D$  são a vazão mássica da água de alimentação e do destilado,  $TTD_{fh}$  é a diferença da temperatura final nos pré-aquecedores da água de alimentação,  $\epsilon$  é a soma do BPE e da mudança de temperatura devido à perda de pressão, por fim  $\Delta T_e$  é a diferença da temperatura entre os efeitos. Equações adicionais são fornecidas para o cálculo da área de transferência de calor necessária. O modelo proposto por El-Sayed e Silver (1980) é útil para uma rápida aproximação da relação de desempenho  $PR$  e cálculo da área de transferência de calor de um sistema MED com condições de operação determinadas. Por outro lado, o

modelo não pode fornecer informações detalhadas a respeito de vazões específicas ou apresentar à sensibilidade do sistema a variação de parâmetros.

#### 2.4.2. Modelo Darwish et al.

Darwish et al. (2006) também desenvolveram uma correlação simples que é utilizada para obter uma relação de desempenho aproximada de um sistema MED assumindo as seguintes hipóteses:

- A mesma quantidade de vapor é produzida por evaporação em cada efeito, com exceção do primeiro;
- Diferença de temperatura de evaporação entre os efeitos constante;
- Incremento da temperatura da água de alimentação no pré-aquecedor constante em todos os efeitos;
- Calor específico constante para a salmoura e água de alimentação;
- Calor latente ( $h_{fg}$ ) e BPE constantes.

A partir das suposições listadas o sistema MED foi simplificado e a relação de desempenho é obtida através da Eq. (2.2):

$$PR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_S} = \frac{N}{1 + N \frac{\dot{m}_F c (TTD_{fh})}{\dot{m}_D h_{fg}}} \quad (2.2)$$

os termos  $\dot{m}_F$ ,  $\dot{m}_D$  e  $\dot{m}_S$  são a vazão mássica da água de alimentação, destilado e vapor de aquecimento respectivamente,  $N$  é o número de efeitos,  $c$  é o calor específico,  $h_{fg}$  é o calor latente de vaporização, e  $TTD_{fh}$  é a diferença de temperatura entre o primeiro efeito e a água de alimentação na saída do último pré-aquecedor da água de entrada.

#### 2.4.3. Modelo El-Dessouky e Ettouney básico

El-Dessouky e Ettouney (2002) apresentaram um modelo matemático simplificado para o sistema MED o qual gera somente os dados da vazão mássica da salmoura e do destilado, a concentração da salmoura, a temperatura e a área de transferência de calor. Os balanços

de massa e energia nas caixas de evaporação e pré-aquecedores não foram incluídos no modelo. As seguintes suposições foram assumidas:

- A água de alimentação entra no primeiro efeito na temperatura de saturação do efeito;
- Calor específico constante;
- As perdas de calor são constantes ao longo dos efeitos;
- Não ocorre evaporação instantânea nos efeitos;
- O vapor produzido não contém sal;
- Cargas térmicas constantes em todos os efeitos e perdas para o ambiente insignificantes;
- O aumento de temperatura no efeito é igual à diferença entre a temperatura de evaporação e condensação do vapor de aquecimento;

A convergência dos resultados é alcançada quando é equacionada a área de transferência de calor em todos os efeitos. Embora esse modelo não seja inteiramente funcional para plantas MED reais, ele fornece uma base de conhecimento do processo de dessalinização MED.

#### *2.4.4. Modelo El-Dessouky e Ettouney Detalhado*

El-Dessouky et al. (1998) propuseram um modelo detalhado com mais informações que o modelo simplificado (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002), especificando as vazões nos pré-aquecedores e caixas de evaporação. O modelo detalhado assume as seguintes hipóteses:

- Áreas de transferência de calor constantes para os evaporadores em todos os efeitos;
- Áreas de transferência de calor constantes para os pré-aquecedores em todos os efeitos;
- O impacto do vazamento de vapor no sistema de ventilação é contabilizado;
- Variação das perdas de calor a cada efeito;
- As propriedades físicas dos fluidos dependem da salinidade e temperatura;
- A influência de gases não condensáveis no coeficiente de transferência de calor e nas perdas de pressão é contabilizada.

Duas correlações foram desenvolvidas para relacionar os coeficientes de transferência de calor no pré-aquecedor e no evaporador à temperatura de evaporação. Outras correlações também foram desenvolvidas para descrever a variação na relação de desempenho da planta,

área específica de transferência de calor, e a vazão mássica da água de resfriamento em termos da temperatura máxima da salmoura e o número de efeitos. El-Dessouky et al. (1998) mostraram que a relação de desempenho da planta é aproximadamente independente da temperatura máxima da salmoura e fortemente relacionada ao número de efeitos, além disso, o efeito da máxima temperatura da salmoura na área específica de transferência de calor é mais pronunciada em sistemas com números de efeitos maiores.

#### 2.4.5. *Modelo Mistry*

Um novo modelo para o sistema MED foi apresentado por Mistry et al. (2012). O sistema de dessalinização foi desenvolvido por meio de um método modular no qual cada componente da planta é modelado individualmente e posteriormente iniciado quando necessário, de forma a compor o sistema completo da planta. O modelo apresenta implementação mais simples se comparado ao modelo de (EL-DESSOUKY et al., 1998) e permite alterações conforme a configuração da planta. As seguintes suposições são assumidas:

- Operação em regime permanente;
- O destilado produzido não contém sal;
- A área de troca de calor nos efeitos é extensa o suficiente para condensar completamente o vapor;
- As propriedades da água do mar são função apenas da temperatura e salinidade;
- As perdas de energia para o ambiente são desprezadas;
- A salmoura deixa cada efeito com a temperatura presente no efeito;
- O vapor destilado é levemente superaquecido;
- O coeficiente global de transferência de calor em cada efeito, pré-aquecedor e condensador é aproximado por uma correlação (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002) em função apenas da temperatura de saturação.

De acordo com Mistry et al. (2012), enquanto a maioria dos modelos é desenvolvida utilizando um procedimento iterativo em um pacote numérico sequencial, o modelo proposto foi desenvolvido utilizando um programa com solução simultânea de equações. A vantagem dessa abordagem é que o programador não precisa desenvolver algoritmos de convergência para encontrar a solução.

Mistry et al. (2012) realizaram um estudo paramétrico para comparação do modelo proposto com os outros na literatura. A relação de desempenho foi avaliada em função do número de efeitos. Considerando as seguintes entradas constantes para realização do estudo paramétrico investigado, mínima diferença de temperatura TTD, 5 °C, aumento de temperatura no condensador, 10 °C, elevação do ponto de ebulição e perdas de calor, 1 °C, taxa de recuperação 0,4, vazão mássica da água dessalinizada produzida, 1 kg/s. O modelo proposto por Mistry et al. (2012) apresenta resultados com comportamento semelhante aos modelos (EL-SAYED e SILVER, 1980), (EL-DESSOUKY et al., 1998) (Detalhado), (MISTRY et al., 2012), (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002) (Básico) e (DARWISH et al., 2006) ilustrados na Fig. 2.11. Além disso, o modelo considera poucas hipóteses, quantifica a vazão mássica, temperatura entre outras informações das vazões do processo MED e ainda permite modelagem de diferentes configurações como a alimentação em sequência e paralela.

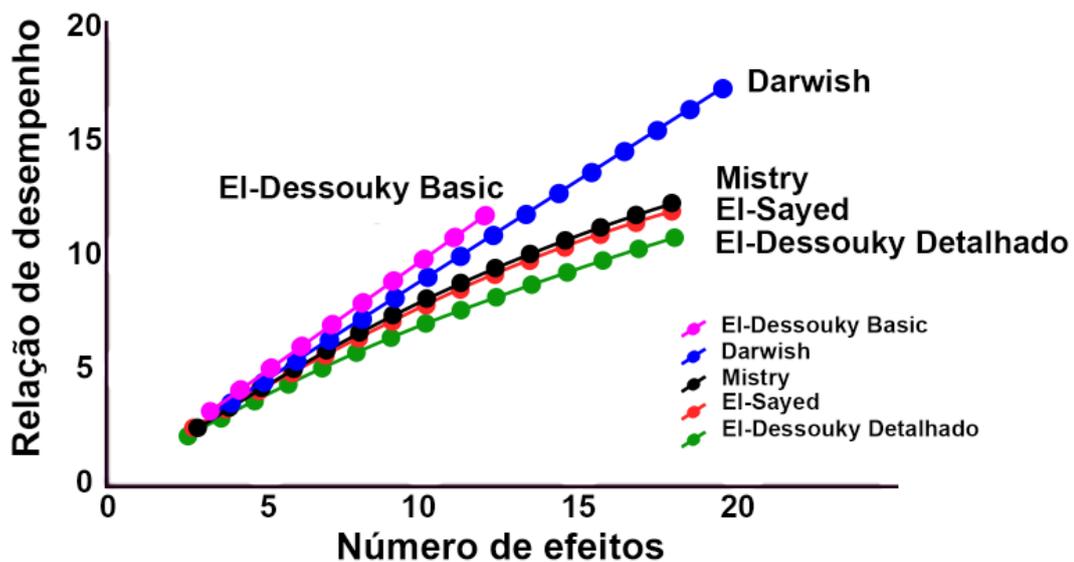


Figura 2.11 - O impacto do número de efeitos  $N$  na relação de desempenho. Fonte: adaptado de Mistry et al. (2012).

## 2.5. Sistemas de cogeração

Estudos abordando a caracterização termodinâmica e avaliação econômica de diferentes combinações entre tecnologias de concentração de energia solar e processos de dessalinização se encontram em desenvolvimento. Palenzuela et al. (2015) apresentaram um

estudo comparando os aspectos técnico-econômicos de diferentes configurações possíveis da integração entre o ciclo de potência a vapor de plantas CSP e sistemas de dessalinização do tipo MED e RO. Palenzuela et al. (2015) concluíram que a configuração CSP+MED apresenta eficiência térmica global em uma faixa de 24 a 30,5 %, e para configuração CSP+RO de 26 a 30,8 %. Considerando uma planta com 6,5 horas de armazenamento de energia térmica, e potência elétrica líquida instalada de 50 MW<sub>e</sub>. A análise conduzida por Blanco et al. (2013) também considerou a integração das tecnologias de dessalinização MED e RO com sistemas de energia solar concentrada de 50 MW<sub>e</sub>. De acordo com Blanco et al. (2013), o custo nivelado de energia e água para o sistema CSP+RO é de 1,41 R\$/kWh e 3,64 R\$/m<sup>3</sup> CSP+RO, e para CSP+MED 1,29 R\$/kWh e 3,90 R\$/m<sup>3</sup>, considerando a cotação do dólar de R\$ 5,20. Dall (2017) analisou o impacto da temperatura máxima da salmoura nos valores do custo nivelado de energia e água, e obteve valores entre 0,88 - 0,94 R\$/kWh, e 9,23 - 14,71 R\$/m<sup>3</sup>, para um sistema de cogeração CSP+MED.

A Tabela 2.4 resume as principais características de estudos presentes na literatura de sistemas de cogeração de água dessalinizada e energia elétrica.

Tabela 2.4 – Resumo dos estudos de sistemas combinando CSP e dessalinização para cogeração de água e energia elétrica.

<b>Autores</b>	<b>Tecnologias</b>	<b>Potência instalada</b>	<b>Produção de água</b>	<b>TES*</b>
Casimiro (2015)	CSP+MED	99 MW <sub>e</sub>	36000 m <sup>3</sup> /dia	6 h
Palenzuela et al. (2015)	CSP+MED/ CSP+RO	50 MW <sub>e</sub>	35000 - 48000 m <sup>3</sup> /dia	6,5 h
Olwig et al. (2012)	CSP+MED/ CSP+RO	42 MW <sub>e</sub>	24000 m <sup>3</sup> /dia	0, 6 e 12 h
Askari e Ameri (2017)	CSP-MED	136,78 MW <sub>e</sub> e 111,72 MW <sub>e</sub>	100000 m <sup>3</sup> /dia	6 e 12 h
Askari et al. (2018)	CSP+MED/ MED-TVC/ CSP+RO	50 MW <sub>e</sub>	40970, 38100 e 34460 m <sup>3</sup> /dia	0 h

\*Capacidade de armazenamento de energia térmica (TES – *Thermal Energy Storage*).

## CAPÍTULO III

### METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia utilizada para determinação e análise do desempenho termodinâmico de três diferentes configurações de sistemas de cogeração, utilizando o sistema de energia solar concentrada (CSP) integrado a uma planta de dessalinização por destilação de múltiplos efeitos (MED), uma planta com compressão térmica de vapor (MED-TVC) e uma planta de osmose reversa (RO). Além disso, são indicados os critérios utilizados na definição da localização de uma planta de cogeração em um estudo de caso.

#### 3.1. Planta CSP

O campo solar foi modelado com auxílio da ferramenta *System Advisor Model* (SAM) (NREL, 2020). O modelo empírico do campo solar de calha parabólica calcula a energia elétrica produzida por um campo solar que entrega energia térmica para um ciclo de potência, com a opção de armazenamento de energia. Além disso, o modelo utiliza uma série de métodos de ajuste de curva com regressão de dados das plantas da *Solar Energy Generating Systems* (SEGS) como mostra Price (2003), o que limita a escolha da configuração da planta, contudo, garante que a simulação representa uma condição de operação validada com dados reais de uma planta CSP.

A simulação utilizando a ferramenta SAM requer a entrada de algumas informações que definem a tecnologia de coleta da energia solar utilizada e as condições de clima de

determinado intervalo de tempo. A Fig. 3.1 ilustra as principais informações de entrada e saída do modelo.

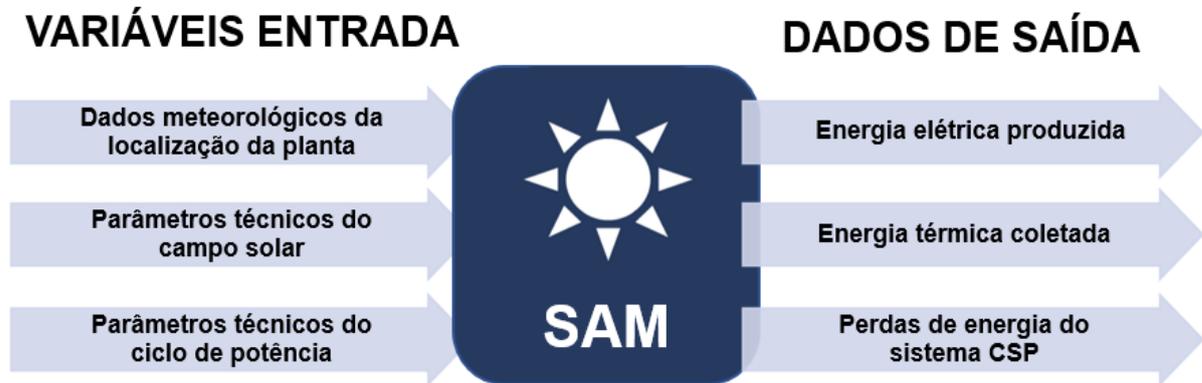


Figura 3.1 – Diagrama dos principais dados de entrada e saída do modelo utilizado na ferramenta SAM.

O sistema CSP escolhido para ser reproduzido neste estudo foi a planta SEGS VI com campo solar de área 188000 m<sup>2</sup>, em operação desde 1988. A ferramenta SAM apresenta suporte em sua biblioteca para o campo solar e ciclo de potência utilizados na SEGS VI, e é possível encontrar na literatura informação detalhada sobre a planta. Embora com a ferramenta SAM seja possível obter dados como a entrada de energia térmica no ciclo de potência e a produção de energia elétrica, não são calculados dados específicos do ciclo de potência como a vazão mássica de vapor de extração da turbina, assim torna-se necessária a modelagem termodinâmica do ciclo de potência.

### 3.2. Modelagem do Ciclo de Potência

Atuando junto ao campo solar o ciclo de potência é responsável pela conversão do calor transferido pelo fluido de trabalho da planta CSP em energia elétrica. Buscando um ciclo de potência compatível com as tecnologias CSP e MED, optou-se pela modelagem de um ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração como ilustrado na Fig. 3.2. O ciclo Rankine com regeneração e reaquecimento apresenta maior eficiência térmica se comparada à do ciclo Rankine simples, e dispõe de um meio de desaerar o vapor o que evita corrosão e reduz a grande vazão volumétrica de vapor nos estágios finais da turbina.

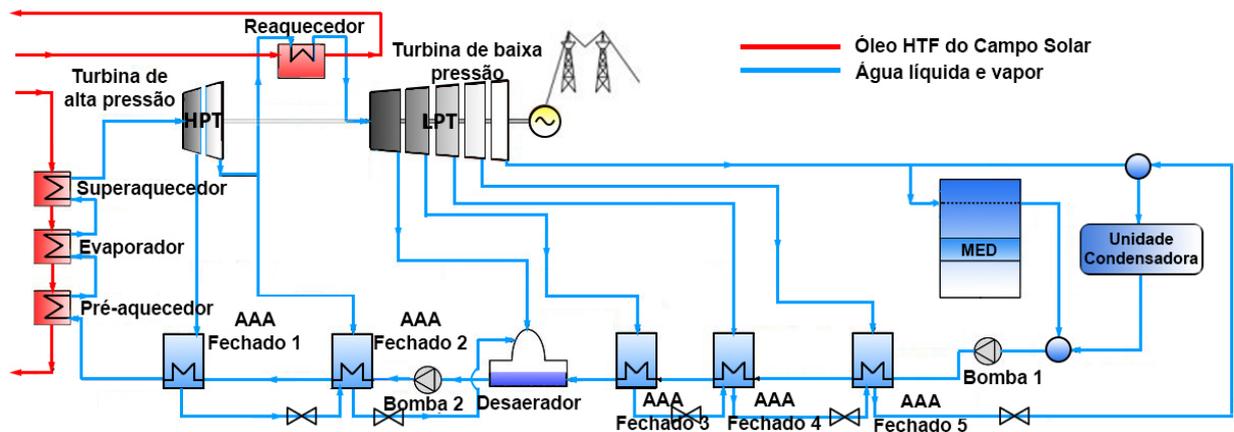


Figura 3.2 – Ciclo de Potência Rankine com reaquecimento e regeneração.

O fluido de trabalho do ciclo Rankine proposto é água líquida ou vapor. Em síntese, no funcionamento do ciclo Rankine proposto a água de alimentação passa pelo efeito da planta de dessalinização MED e se junta à vazão de saída da unidade condensadora em direção a bomba, que por sua vez pressuriza o fluido com uma pressão suficiente para percorrer os aquecedores de água de alimentação (AAA) e o desaerador. Em cada AAA o condensado é aquecido indiretamente pelo calor do vapor extraído da turbina de baixa pressão sem mistura entre os fluidos. Em contrapartida, no desaerador o vapor extraído da turbina entra em contato direto aquecendo a água de alimentação, e provoca a remoção de gases não condensáveis. A mistura deixa o desaerador como líquido saturado e uma segunda bomba eleva o fluido a uma pressão capaz de passar por outros dois AAA e o conjunto de troca de calor com o fluido de transferência de calor (HTF – *Heat transfer fluid*) do campo solar. O gerador é composto do pré-aquecedor (economizador), evaporador e o superaquecedor, o reaquecedor é um trocador de calor separado que trabalha em paralelo. No pré-aquecedor a água de alimentação é aquecida até a temperatura de saturação utilizando o calor transferido pelo HTF. Em seguida a vazão é direcionada para o evaporador onde é aquecido até que o líquido se evapore completamente (vapor saturado). Na extremidade do gerador de vapor, a água de alimentação passa pelo superaquecedor, é aquecida até estado de vapor superaquecido e atinge a temperatura máxima do ciclo. Ao sair do superaquecedor o fluido de trabalho é expandido primeiramente na turbina de alta pressão, em seguida é reaquecido no reaquecedor que recebe calor do HTF. Por fim o vapor é expandido na turbina de baixa pressão, e após sair do último estágio da turbina o vapor é condensado na planta de dessalinização e o ciclo se repete.

### 3.2.1. Simplificações

Antes de apresentar os componentes que compõem cada parte do ciclo vale ressaltar as seguintes simplificações e hipóteses que foram consideradas para facilitar a modelagem do ciclo Rankine:

- O ciclo é considerado um processo em regime permanente;
- O vapor de extração condensa completamente no aquecedor de água de alimentação;
- Sistema adiabático;
- Mínima diferença de temperatura de saída entre as vazões (TTD) constante nos aquecedores de água de alimentação;
- Ausência de perda de carga nas tubulações;
- A energia transferida pelo HTF no gerador de vapor é suficiente para superaquecer o vapor.

De forma a facilitar a compreensão do sistema os pontos no ciclo junto com sua posição no diagrama T-s da água são indicados nas Figs. 3.3 e 3.4.

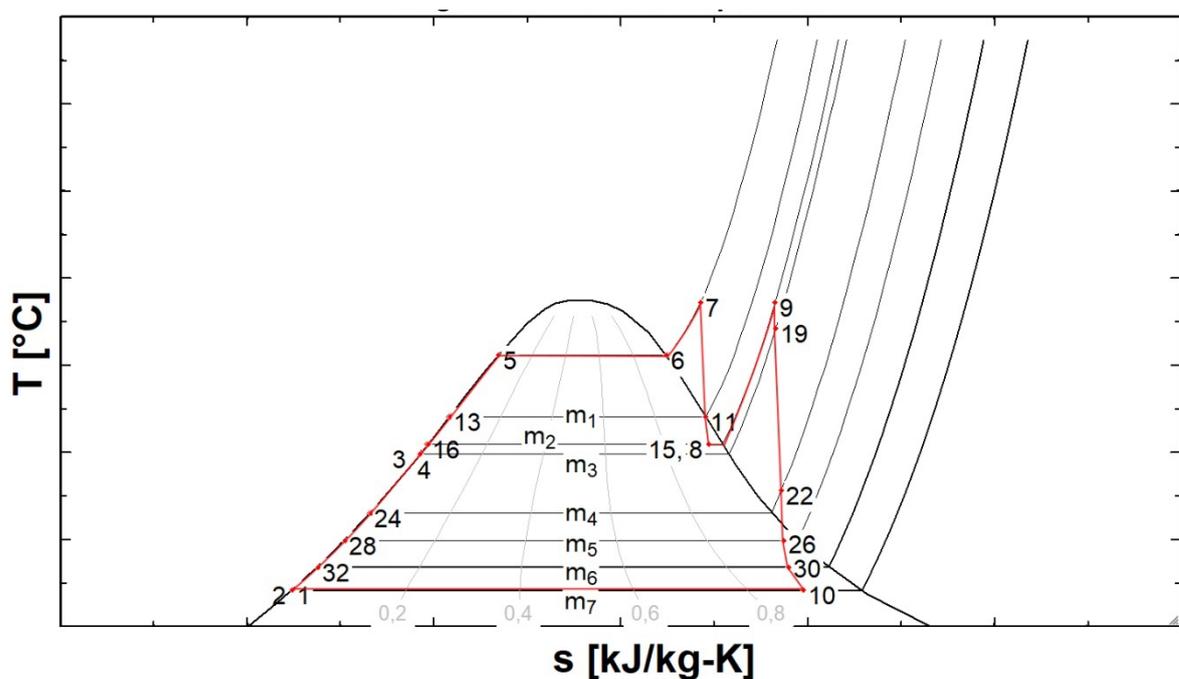


Figura 3.3 – Diagrama T-s do ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração.



### 3.2.2. Bombas

Para as bombas que elevam a pressão da água de alimentação nos pontos 1-2 e 3-4, foi considerada uma eficiência isentrópica  $\eta_B$ , definida como a razão entre o trabalho isentrópico da bomba  $w_{sB}$  e o trabalho real  $w_{rB}$  conforme Eq. (3.1)

$$\eta_B = \frac{w_{sB}}{w_{rB}} = \frac{h_{ss} - h_e}{h_{sr} - h_e} \quad (3.1)$$

$h_e$  é a entalpia na entrada,  $h_{ss}$  e  $h_{sr}$  são os valores da entalpia na saída da Bomba 1 para o processo isentrópico e real, respectivamente. A mesma equação também é utilizada para a Bomba 2 com suas respectivas entalpias de saída e entrada.

### 3.2.3. Turbinas LPT e HPT

Para as turbinas de alta pressão (HPT) e baixa pressão (LPT) considerou-se a eficiência isentrópica  $\eta_T$ , dada pela razão entre o trabalho real da turbina  $w_{rT}$  e o trabalho isentrópico  $w_{sT}$  como mostra a Eq. (3.2).

$$\eta_T = \frac{w_{rT}}{w_{sT}} = \frac{h_{sr} - h_e}{h_{ss} - h_e} \quad (3.2)$$

onde  $h_e$  é a entalpia na entrada de cada estágio da turbina,  $h_{ss}$  e  $h_{sr}$  representam as entalpias na saída de cada estágio para o processo isentrópico e real, respectivamente.

Os pontos 11, 15, 19, 22, 26 e 30 indicam pontos de extração de vapor das turbinas de alta e baixa pressão para aquecedores de água de alimentação. O número e pressão dos pontos de extração do modelo proposto nesse trabalho reproduzem a configuração da planta SEGS descrita por Lippke (1995), contudo, vale ressaltar que o número ideal de pontos de extração é determinado por considerações econômicas, ou seja, uma extração adicional da turbina só é justificada caso a aplicação de um novo AAA reduza o gasto com o funcionamento do ciclo mais do que o próprio custo do AAA. A pressão de extração do ponto 10 é determinada em função da temperatura e pressão de saturação necessária para o funcionamento da planta MED.

### 3.2.4. Aquecedor de água de alimentação (AAA)

Os aquecedores de água de alimentação são do tipo fechado de forma que o calor é transferido do vapor extraído da turbina para a água de alimentação sem contato direto entre as vazões. No modelo proposto as vazões mássicas de alimentação e extração da turbina que passam pelo AAA apresentam perda de carga, definida por correlações apresentadas no APÊNDICE I, obtidas a partir de dados de diferentes modos de operação reportados por Lippke (1995). Além disso, as vazões mássicas de alimentação de saída dos AAA atingem a temperatura de saturação do vapor na pressão de extração, subtraída de um montante igual ao termo TTD, diferença de temperatura terminal, como mostra a Eq. (3.3).

$$T_o = T_{sat} - TTD \quad (3.3)$$

onde  $T_o$  define a temperatura de saída da água de alimentação nos pontos 13, 16, 24, 28, 32 enquanto o termo  $T_{sat}$  representa a temperatura de saturação do vapor na pressão de extração da turbina, pontos 11, 15, 19, 22, 26 e 30 do ciclo de potência.

A fração do vapor extraído em cada estágio da turbina utilizado para pré-aquecer a água de alimentação é definida pela razão entre a vazão mássica de extração e a vazão mássica total de entrada no conjunto de trocadores de calor. A fração do vapor é calculada através do balanço de energia nos AAA 1 ao 5 conforme Eqs. (3.4) - (3.9).

$$h_{17} + m_1 \cdot h_{11} = m_1 \cdot h_{12} + h_{13} \quad (3.4)$$

$$h_4 + m_1 \cdot h_{14} + m_2 \cdot h_{15} = (m_1 + m_2) \cdot h_{16} + h_{17} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} (1 - m_1 - m_2 - m_3) \cdot h_{28} + m_4 \cdot h_{22} \\ = m_4 \cdot h_{23} + (1 - m_1 - m_2 - m_3) \cdot h_{24} \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$h_3 = m_3 \cdot h_{19} + (m_1 + m_2) \cdot h_{18} + (1 - m_1 - m_2 - m_3) \cdot h_{24} \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} (1 - m_1 - m_2 - m_3) \cdot h_{32} + m_5 \cdot h_{26} + m_4 \cdot h_{25} \\ = (m_5 + m_4) \cdot h_{27} + (1 - m_1 - m_2 - m_3) \cdot h_{28} \end{aligned} \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned}
 & (1 - m_1 - m_2 - m_3) \cdot h_2 + m_6 \cdot h_{30} + (m_4 + m_5) \cdot h_{29} \\
 & = (m_4 + m_5 + m_6) \cdot h_{31} + (1 - m_1 - m_2 - m_3) \cdot h_{32}
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

onde  $m$  é a fração de massa do vapor extraído das turbinas e  $h$  a entalpia das vazões mássicas de entrada e saída dos AAA.

O vapor de extração é completamente condensado após trocar calor com a água de alimentação, e é direcionado para o próximo trocador de calor por meio de um purgador, uma válvula automática que permite que o líquido seja estrangulado para uma pressão inferior e impede o escoamento do vapor. A transformação do escoamento nos purgadores é considerada isoentálpica, e a pressão do condensado de saída é reduzida até a pressão do próximo ponto de extração de vapor da turbina, por exemplo  $P_{14} = P_{15}$  e assim por diante.

O desaerador basicamente uma câmara de mistura, no qual se mesclam o vapor de extração da turbina LPT, a água de alimentação e o condensado drenado do AAA 1 e 2, aquecendo a água de alimentação e removendo os gases dissolvidos. A mistura sai do desaerador como líquido saturado e pressão igual à da vazão de alimentação, ou seja  $P_3 = P_{24}$ . A fração de vapor  $m_3$  extraído para o desaerador que transfere o calor para água de alimentação também é calculada por meio das Eq. (3.4) - (3.9).

### 3.2.5. Gerador de vapor

O gerador de vapor representa o componente de interação entre o ciclo de potência e o campo solar, parte da vazão de HTF do campo solar é direcionado para o gerador de vapor e a outra para o reaquecedor. Observando dados de um ciclo de potência real, nota-se que a perda de carga da vazão de água de alimentação através do pré-aquecedor, superaquecedor e reaquecedor não é desprezível, dessa forma, a perda de carga é calculada por correlações em função da vazão mássica da água disponíveis no APÊNDICE I, encontrados a partir dos dados de pressão do ciclo em diferentes condições apresentados por Lippke (1995).

### 3.2.6. Validação do modelo do ciclo de potência

No intuito de validar o modelo, os resultados obtidos foram comparados aos dados de simulação apresentados no relatório técnico por Lippke (1995) da planta SEGS VI. A Fig. 3.5 ilustra um esquema confrontando os resultados do estado do líquido e vapor d'água, de determinados pontos do ciclo para condição de projeto da planta.

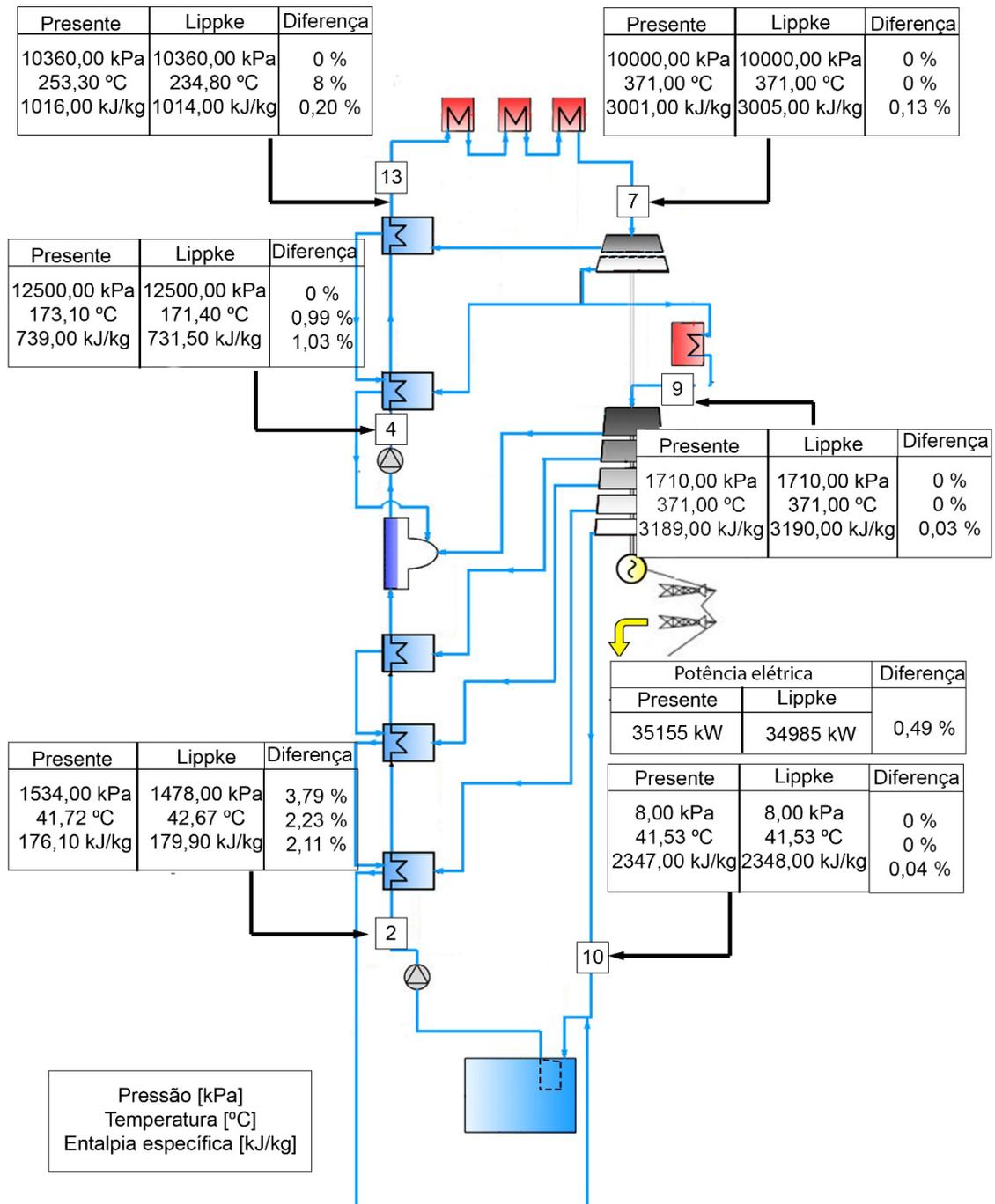


Figura 3.5 – Diagrama do ciclo de potência comparando a pressão, temperatura e entalpia de diferentes pontos, e produção de energia com o modelo apresentado por Lippke (1995).

A máxima diferença observada entre os modelos para as temperaturas na entrada do pré-aquecedor foi de 8 %. As divergências entre os resultados dos modelos podem ser justificadas pelo fato de que o presente modelo considera a diferença entre a temperatura de

saturação do vapor de extração da turbina e a temperatura de saída da água de alimentação constante, e simplifica que o vapor de extração da turbina condensa completamente no AAA, enquanto o modelo de (LIPPKE, 1995) calcula a transferência de energia térmica entre o vapor de extração e a água de alimentação.

### 3.3. Modelagem da planta de dessalinização MED

A configuração escolhida para implementação é baseada no modelo de Mistry et al. (2012). Esse modelo tem uma vantagem sobre os demais apresentados na literatura, pois não necessita do desenvolvimento de algoritmos para atingir a convergência do resultado. Um diagrama representativo demonstrando a configuração típica do sistema MED em sequência é ilustrado na Fig. 3.6.

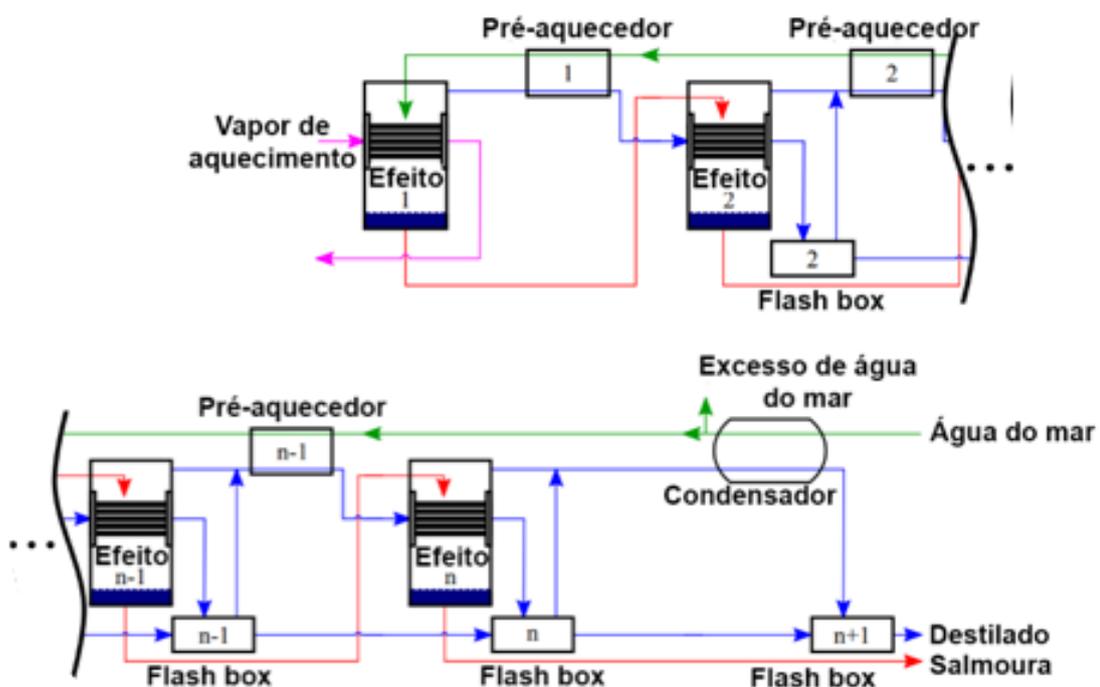


Figura 3.6 - Em um sistema MED em sequência, a água de alimentação é pré-aquecida pelo vapor destilado de condensação dos efeitos e *flash boxes*, antes de ser injetado no primeiro efeito, para reduzir a quantidade de vapor de aquecimento necessário. O vapor d'água é retirado da vazão de alimentação em cada efeito até que a salmoura é descartada no último efeito. Fonte: adaptado de Mistry et al. (2012).

Especificações em relação à água de alimentação, vapor de aquecimento, detalhes de operação e condições de projeto são necessários para que o modelo MED com *flash box* seja implementado. As propriedades da água do mar são descritas em função da temperatura e salinidade ( $T_{sw}^{in}$ ,  $X_{sw}^{in}$ ). Assume-se que o vapor de aquecimento entra no primeiro efeito como vapor saturado e deixa o efeito como líquido saturado. Para uma análise de pré-desenvolvimento é necessário fornecer ao modelo o número de efeitos  $N$ , a temperatura do primeiro efeito ou do vapor de aquecimento  $T_s$ , a temperatura da água do mar e sua salinidade, além disso, as seguintes propriedades devem ser especificadas:

- Temperatura do último efeito, ou a diferença de temperatura final entre o último efeito e o condensador;
- Vazão mássica de destilado, água de alimentação ou salmoura;
- Salinidade máxima permitida (ou taxa de recuperação RR);
- Incremento de temperatura da água de entrada no condensador;
- Mínima diferença de temperatura de saída entre as vazões no pré-aquecedor (TTD).

O sistema MED é composto de múltiplos efeitos que possuem a mesma estrutura, apesar do primeiro efeito apresentar algumas particularidades, a maioria dos componentes se repete ao longo do sistema. De forma geral, o modelo do sistema é construído se iniciando cada componente o número necessário de vezes, e adicionando equações para relacionar cada parte na ordem apropriada. Um esquema ilustrando as conexões das vazões de vapor, salmoura e água de alimentação entre os componentes é apresentado na Fig. 3.7. A eficiência energética do projeto de engenharia do modelo MED é justificada pelo consumo específico de energia, área específica de transferência de calor e vazão mássica de água de refrigeração menores. Mistry et al. (2012) acrescenta que os sistemas MED geralmente utilizam *flash boxes* e pré-aquecedores, e uma vantagem dessa estrutura é a possibilidade de alta recuperação de energia utilizando componentes simples. Os modelos dos componentes para os efeitos, pré-aquecedores, *flash boxes*, e condensador são apresentados a seguir.

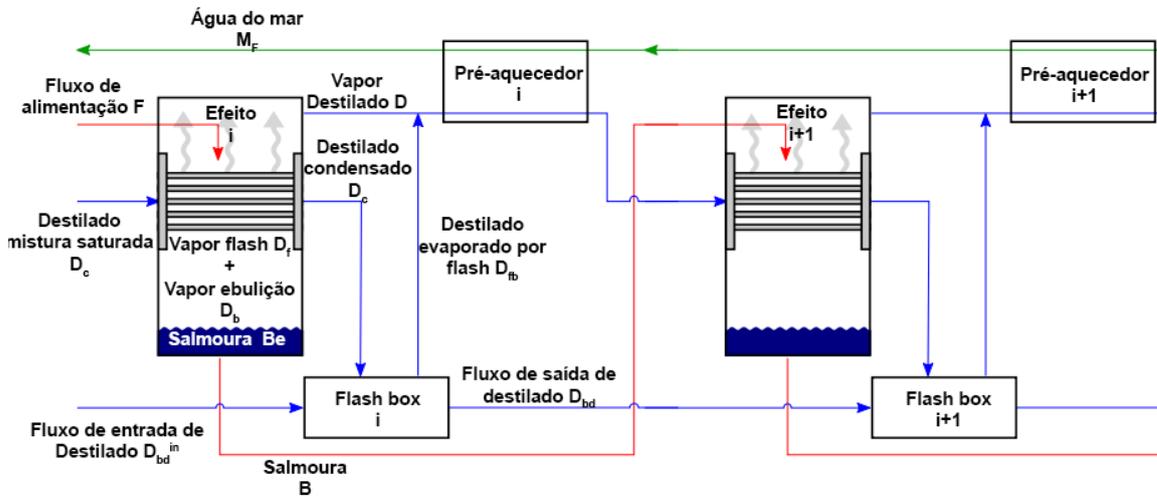


Figura 3.7 - Visão detalhada das conexões e vazões entre cada componente em um sistema MED.

### 3.3.1. Primeiro efeito

No primeiro efeito a água de alimentação entra sub-resfriada, enquanto nos demais efeitos a vazão de alimentação entra com uma temperatura um pouco acima da condição de saturação, ocasionando evaporação por *flash*. Além disso, o aquecimento do primeiro efeito é realizado através de uma fonte de vapor externa, ao passo que os efeitos subsequentes recebem o calor de aquecimento do vapor gerado nos efeitos anteriores.

A evaporação da água de alimentação no primeiro efeito utiliza o calor excedente do vapor na saída da turbina do ciclo de potência. A evaporação da água de entrada resulta na produção de destilado e a vazão restante que não foi evaporada é denominado salmoura, que apresenta salinidade superior a água de alimentação.

O modelo assume que o vapor de aquecimento entra no primeiro efeito como vapor saturado e que a área de troca de calor no efeito é suficiente para condensar completamente este vapor. A temperatura do vapor de aquecimento  $T_s$ , conforme indica Eq. (3.10), é a soma da temperatura do primeiro efeito  $T_e(1)$  com a diferença de temperatura entre efeitos  $\Delta T_e$  que por sua vez é calculado por meio da Eq. (3.11). A temperatura de cada efeito é determinada pela Eq. (3.12).

$$T_s = T_e(1) + \Delta T_e \quad (3.10)$$

$$\Delta T_e = (T_{max} - T_{min})/N \quad (3.11)$$

$$\Delta T_e = T_e^{prev} - T_e \quad (3.12)$$

onde  $N$  é o número de efeitos,  $T_e^{prev}$  a temperatura do efeito anterior e  $T_e$  a temperatura do efeito,  $T_{max}$  e  $T_{min}$  são as temperaturas máxima e mínima do vapor que passa pelos efeitos, respectivamente.

**a) Balanço de Massa**

A vazão mássica da água de entrada ( $F$ ) ao passar pelo primeiro efeito é dividida em vazão de destilado ( $D$ ) e vazão de salmoura ( $B$ ) em direção ao próximo efeito. Antes da evaporação por ebulição a vazão mássica da água de alimentação pode ser dividida em salmoura presente no efeito ( $B_e$ ) e destilado formado por *flash* ( $D_f$ ), o que ocorre em todos os efeitos com exceção do primeiro, ou seja,  $D_f(1) = 0$ . O vapor destilado total formado ( $D$ ) é a soma do vapor formado por ebulição ( $D_b$ ) e o vapor formado por *flash* ( $D_f$ ), dessa forma, o balanço de massa em cada efeito é realizado pelas Eqs. (3.13) a (3.15).

$$F = B + D \quad (3.13)$$

$$F = B_e + D_f \quad (3.14)$$

$$D = D_b + D_f \quad (3.15)$$

**b) Balanço de Sal**

Uma vez que o modelo considera que o destilado produzido contém somente água, a concentração de sal da salmoura presente no efeito  $X_{B_e}$  e da salmoura que segue para os efeitos subsequentes  $X_B$  é calculada por meio de um balanço de sal com a vazão mássica de alimentação  $X_F$ , conforme Eqs. (3.16) e (3.17).

$$F \cdot X_F = B \cdot X_B \quad (3.16)$$

$$F \cdot X_F = B_e \cdot X_{B_e} \quad (3.17)$$

c) *Balanço de Energia*

O calor resultante da condensação do vapor de aquecimento é utilizado para separar a vazão mássica de alimentação em novas vazões de salmoura e destilado conforme apresenta Eq. (3.18). A alteração da energia no primeiro efeito é calculada pela Eq. (3.19) utilizando a vazão mássica de vapor de aquecimento  $\dot{m}_s$  e o calor latente de vaporização  $\lambda_s$ .

$$D_c \cdot \Delta h_{D_c} = B \cdot h_B + D \cdot h_D - F \cdot h_F \quad (3.18)$$

$$D_c \cdot \Delta h_{D_c} = \dot{m}_s \cdot \lambda_s \quad (3.19)$$

d) *Área de transferência de calor*

O modelo considera que a área de transferência de calor em cada efeito  $A_e$  é o suficiente para garantir que o vapor destilado do efeito anterior condense completamente ao passar pelo efeito, enquanto aquece e evapora a água de alimentação. Considerado os processos de transferência de calor em estado estacionário, e as diferenças de temperaturas são relativamente pequenas, a taxa de transferência de calor é melhor modelada pela Lei de Resfriamento de Newton, na qual o calor transferido é igual à mudança de entalpia associada à condensação do vapor destilado Eq. (3.20).

$$D_c \cdot \Delta h_{D_c} = A_e U_e \cdot (T_{Dc} - T_e) \quad (3.20)$$

onde  $U_e$  é o coeficiente global de transferência de calor do efeito e  $T_c$  é a temperatura do destilado que será condensado no efeito.

O vapor destilado do efeito anterior condensa a uma temperatura igual à temperatura de saturação do efeito anterior,  $T_{Dc} = T_{D_{sat}}^{prev}$ . Por sua vez, a temperatura de saturação pode ser calculada através da temperatura do vapor destilado. O aumento da salinidade da água resulta no aumento do seu ponto de evaporação, desse modo, o destilado formado pela evaporação é superaquecido em uma quantidade igual a elevação do ponto de ebulição *BPE* como indica a Eq. (3.21)

$$T_{D_{sat}} = T_D - BPE \quad (3.21)$$

onde  $T_D$  é a temperatura do vapor superaquecido produzido no efeito e  $T_{D_{sat}}$  a temperatura de saturação do vapor. Vale ressaltar que  $T_D$  é igual a temperatura do efeito e da salmoura, ou seja,  $T_D = T_e = T_B$ .

O coeficiente global de transferência de calor é calculado por meio da correlação de (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002) expressa na Eq. (3.22).

$$U_e = 10^{-3} [1939,4 + 1,40562 \cdot T_{D_{sat}}^{prev} - 0,0207525 \cdot (T_{D_{sat}}^{prev})^2 + 0,0023186 \cdot (T_{D_{sat}}^{prev})^3] \quad (3.22)$$

a correlação calcula o coeficiente global  $U_e$  em kW/m<sup>2</sup>·°C e utiliza  $T_{D_{sat}}^{prev}$  em °C. A correlação apresenta uma boa aproximação do coeficiente global de transferência de calor com resultados semelhantes aos de outras correlações da literatura.

#### e) *Propriedades dos fluidos*

A temperatura da salmoura  $T_B$  e do vapor destilado  $T_D$  são iguais a temperatura do efeito  $T_e$ . A pressão do efeito  $P_e$ , entalpia da salmoura contida no efeito após evaporação *flash*  $h_{B_e}$ , entalpia da salmoura  $h_B$ , entalpia do destilado (evaporado por ebulição  $h_{D_b}$ , por *flash*  $h_{D_f}$  e total  $h_D$ ), e as entalpias do líquido saturado  $h_{D_{sat,f}}$  e vapor saturado  $h_{D_{sat,g}}$  são todos estimados conforme (NAYAR et al., 2016) em função da temperatura, pressão e salinidade.

#### 3.3.2. *Pré-aquecedor*

O destilado formado no primeiro efeito  $D(1)$  passa pelo pré-aquecedor de corrente contrária antes de ir para o efeito seguinte. Uma parte do vapor destilado produzido no primeiro efeito é condensado no pré-aquecedor enquanto na direção oposta a vazão de água de alimentação ganha um leve aumento de temperatura ao passar pelo pré-aquecedor como representado na Fig. 3.8 e posteriormente entra no primeiro efeito. O seguinte balanço de energia é realizado no primeiro pré-aquecedor Eq. (3.23):

$$D_c \cdot (h_{D_c}^{in} - h_{D_c}^{out}) = \dot{m}_F \cdot (h_{m_F}^{out} - h_{m_F}^{in}) \quad (3.23)$$

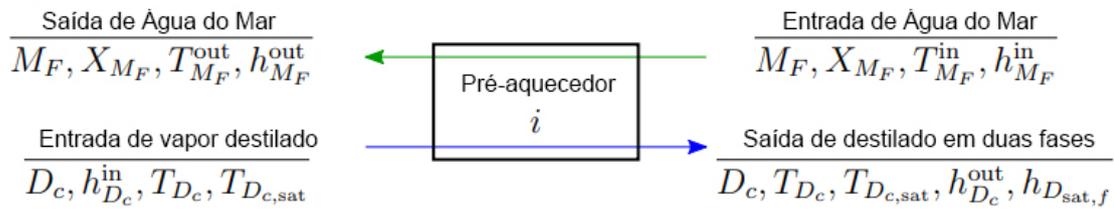


Figura 3.8 - Variáveis associadas com as vazões de entrada e saída do pré-aquecedor.

O método da diferença de temperatura média logarítmica é utilizado para calcular a área de transferência de calor no pré-aquecedor Eq. (3.24):

$$D_c \cdot (h_{D_c}^{in} - h_{D_c}^{out}) = A_{fh} \cdot U_{fh} \frac{T_{m_F}^{in} - T_{m_F}^{out}}{\ln \frac{T_{D_c,sat} - T_{m_F}^{out}}{T_{D_c,sat} - T_{m_F}^{in}}} \quad (3.24)$$

O coeficiente global de transferência de calor do pré-aquecedor  $U_{fh}$  é calculado utilizando a correlação de (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002) Eq. (3.25):

$$U_{fh} = 10^{-3} [1617,5 + 0,1537 \cdot T_{D_c,sat} + 0,1825 \cdot (T_{D_c,sat})^2 - 0,00008026 \cdot (T_{D_c,sat})^3] \quad (3.25)$$

as unidades do coeficiente  $U_{fh}$  e da  $T_{D_c,sat}$  são  $\text{kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  e  $^\circ\text{C}$ , respectivamente.

A mínima diferença de temperatura no pré-aquecedor é expressa pela Eq. (3.26), diferença entre temperatura do vapor de condensação e saída de água do mar. A entalpia da água do mar que sai do pré-aquecedor é calculada baseada em sua salinidade e temperatura.

$$TTD_{fh} = T_{D_c} - T_{m_F}^{out} \quad (3.26)$$

### 3.3.3. Segundo ao N-ésimo efeito

O balanço de massa e energia dos efeitos seguintes são semelhantes ao primeiro. Contudo nos efeitos subsequentes uma parte da água de alimentação evapora por *flash*  $D_f$ , ao entrar no efeito, pois a pressão do efeito é levemente inferior a pressão de saturação. Uma nova equação de balanço de energia Eq. (3.27), é necessária para definir inteiramente os efeitos.

$$Fh_F = B_e h_{B_e} + D_f h_{D_f} \quad (3.27)$$

A mudança de entalpia  $\Delta h_{D_c}$  durante a condensação do destilado no efeito não é necessariamente igual ao calor latente de vaporização como ocorre no primeiro efeito, pois nos efeitos seguintes o destilado dos efeitos anteriores pode entrar no efeito como vapor superaquecido, vapor saturado ou mistura saturada. Posto que o vapor condensa completamente no efeito, a mudança de entalpia é calculada pela Eq. (3.28):

$$\Delta h_{D_c} = h_{D_c} - h_{D_{c,sat,f}} \quad (3.28)$$

sendo  $h_{D_c}$  a entalpia do destilado na entrada do efeito e  $h_{D_{c,sat,f}}$  a entalpia do condensado após o efeito.

### 3.3.4. Flash box

A partir do segundo efeito são adicionadas as *flash boxes*, nestes componentes ilustrados na Fig. 3.9 o vapor destilado condensado de cada efeito é coletado com todo o destilado condensado dos efeitos anteriores. Dado que o primeiro efeito não apresenta *flash-box*, não há vapor de destilado condensado fluindo do efeito anterior para a *flash box* do segundo efeito  $D_{bd}^{in}$ . Conforme ocorre a coleta de destilado em cada efeito, a pressão do destilado diminui no *flash box* para corresponder à pressão do efeito atual. Uma fração da vazão mássica de destilado do efeito anterior  $D_{bd}^{in}$  e do destilado condensado no efeito  $D_c$  são evaporados por *flash* devido à despressurização. O novo vapor produzido  $D_{fb}$  é direcionado

para o pré-aquecedor, e o líquido destilado remanescente  $D_{bd}$  segue para a *flash box* seguinte. Ambos  $D_{bd}$  e  $D_{fb}$  se encontram na pressão do efeito  $P_e$ .

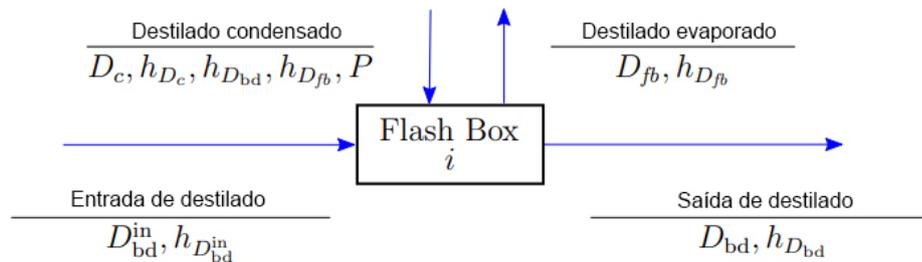


Figura 3.9 - Variáveis associadas à entrada e saída de vazões na *flash box*.

Os balanços de massa e energia dentro do *flash box* são calculados com base no princípio de conservação de massa e energia Eq. (3.29) e (3.30):

$$D_{bd} + D_{fb} = D_{bd}^{in} + D_c \quad (3.29)$$

$$D_{bd}h_{D_{bd}} + D_{fb}h_{D_{fb}} = D_{bd}^{in}h_{D_{bd}^{in}} + D_ch_{D_c} \quad (3.30)$$

### 3.3.5. Condensador

O destilado formado no último efeito e *flash box* é condensado em um condensador, que apresenta a mesma estrutura do pré-aquecedor mas em maior escala. Contrário à vazão de vapor destilado no condensador flui a água do mar de alimentação, que absorve o calor do vapor. Geralmente é necessária a utilização de água do mar em excesso para absorver a quantidade de calor suficiente para condensação do vapor destilado. Após a utilização da água do mar para o resfriamento no condensador, o excesso é devolvido à fonte enquanto a água de alimentação utilizada para dessalinização segue para o pré-aquecedor. O balanço de energia e cálculo da área de transferência de calor no condensador é semelhante ao dos pré-aquecedores Eqs. (3.31) e (3.32):

$$D_c \cdot \Delta h_{D_c} = \dot{m}_{cond} \cdot (h_{sw}^{out} - h_{sw}^{in}) \quad (3.31)$$

$$\dot{m}_{cond} \cdot (h_{sw}^{out} - h_{sw}^{in}) = A_c \cdot U_c \frac{T_{sw}^{out} - T_{sw}^{in}}{\ln \frac{T_{D_c,sat} - T_{sw}^{in}}{T_{D_c,sat} - T_{sw}^{out}}} \quad (3.32)$$

onde coeficiente de transferência de calor  $U_c$  é calculado utilizando a correlação de (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002) (Eq. 3.33):

$$U_c = 10^{-3} [1617,5 + 0,1537 \cdot T_{D_c,sat} + 0,1825 \cdot (T_{D_c,sat})^2 - 0,00008026 \cdot (T_{D_c,sat})^3] \quad (3.33)$$

as unidades do coeficiente  $U_c$  é kW/m<sup>2</sup>·°C e da temperatura  $T_D$  é °C. As entalpias da saída e entrada da água do mar no condensador são calculadas em função de sua temperatura e salinidade.

### 3.3.6. Parâmetros de desempenho

Os seguintes parâmetros são utilizados para avaliação do desempenho térmico e produtividade da planta de dessalinização: a relação de desempenho ( $PR$ ) Eq. (3.34), taxa de recuperação ( $RR$ ) Eq. (3.35), e área específica de transferência de calor ( $SA$ ) Eq. (3.36).

$$PR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_S} \quad (3.34)$$

$$RR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F} \quad (3.35)$$

$$SA = \frac{\sum A_e + \sum A_{fh} + \sum A_c}{\dot{m}_D} \quad (3.36)$$

### 3.3.7. Propriedades correspondentes entre os componentes dos efeitos

O vapor de saída do pré-aquecedor ( $D_c$ ) em estado de mistura saturada do efeito ( $i$ ) é utilizado como vapor de condensação de entrada do efeito seguinte ( $i + 1$ ). A vazão mássica,

temperatura, temperatura de saturação, a presente entalpia e entalpia do líquido saturado são passadas ao efeito  $(i + 1)$  como indica (Eq. 3.37).

Para  $i \in \{1, \dots, n - 1\}$ :

$$\frac{\text{Pré - aquecedor}, i}{D_c, T_{D_c}, T_{D_{c,sat}}, h_{D_c}^{out}, h_{D_{sat,f}}} = \frac{\text{Efeito}, i + 1}{D_c, T_e^{prev}, T_{D_{sat}}^{prev}, h_{D_c}, h_{D_{c,sat,f}}} \quad (3.37)$$

A salmoura do efeito  $(i)$  é utilizada como água de alimentação do efeito  $(i + 1)$ . A vazão mássica, temperatura e entalpia são passadas para o efeito posterior  $(i + 1)$  Eq. (3.38).

Para  $i \in \{1, \dots, n - 1\}$ :

$$\frac{\text{Efeito}, i}{B, T_B, X_B, h_B} = \frac{\text{Efeito}, i + 1}{F, T_F, X_F, h_F} \quad (3.38)$$

#### a) *Flash boxes*

O destilado condensado em cada efeito é somado ao destilado acumulado dos efeitos anteriores, assim as propriedades expressas na equação Eq. (3.39) são correspondentes. Além disso, para simplificação do código a ausência de *flash box* no primeiro efeito é representada pelas variáveis vazão mássica e entalpia ( $D_{bd}^{in}, h_{D_{bd}}^{in}$ ) zeradas, na entrada da *flash box* do segundo efeito.

$$\frac{\text{Efeito}, 2}{D_c, h_{D_{c,sat,f}}, h_{D_{sat,f}}, h_{D_{sat,g}}, P_e} = \frac{\text{Flash box}, 2}{D_c, h_{D_c}, h_{D_{bd}}, h_{D_{fb}}, P} \quad (3.39)$$

A partir da terceira *flash box*, as vazões de entrada são compostas pelo destilado de entrada purgado do efeito anterior e o destilado condensado no presente efeito. As vazões de saída da *flash box* são o vapor saturado (para o pré-aquecedor) e o destilado líquido (purgado para *flash box* seguinte). As Equações (3.40) e (3.41) indicam as propriedades e vazões correspondentes entre as *flash boxes* e entre os efeitos e *flash boxes*, respectivamente.

Para  $i \in \{2, \dots, n - 1\}$ :

$$\frac{\text{Flash box}, i}{D_{bd}, h_{D_{bd}}} = \frac{\text{Flash box}, i + 1}{D_{bd}^{in}, h_{D_{bd}^{in}}} \quad (3.40)$$

Para  $i \in \{3, \dots, n\}$ :

$$\frac{\text{Efeito}, i}{D_c, h_{D_{c,sat,f}}, h_{D_{sat,f}}, h_{D_{sat,g}}, P_e} = \frac{\text{Flash box}, i}{D_c, h_{D_c}, h_{D_{bd}}, h_{D_{fb}}, P} \quad (3.41)$$

A última *flash box* ( $n + 1$ ) é um misturador para combinar o destilado purgado da *flash box* ( $n$ ) anterior e o destilado condensado no condensador, as Eqs. (3.42) e (3.43) indicam as propriedades e vazões equivalentes entre a última *flash box* ( $n + 1$ ) e a *flash box* ( $n$ ) e efeito ( $n$ ).

$$\frac{\text{Flash - box}, n}{D_{bd}, h_{D_{bd}}} = \frac{\text{Flash box}, n + 1}{D_{bd}^{in}, h_{D_{bd}^{in}}} \quad (3.42)$$

$$\frac{\text{Efeito}, n}{h_{D_{sat,f}}} = \frac{\text{Flash box}, n + 1}{h_{D_c}} \quad (3.43)$$

De modo diferente das anteriores a *flash box* ( $n + 1$ ) recebe a vazão de destilado líquido do condensador como indica Eq. (3.44).

$$\frac{\text{Condensador}}{D_c} = \frac{\text{Flash box}, n + 1}{D_c} \quad (3.44)$$

**b) Pré-aquecedores**

Água do mar é aquecida nos pré-aquecedores pela vazão de vapor destilado  $D_c$  obtida pelo balanço de massa na Eq. (3.45). A entalpia  $h_{D_c}$  é obtida pelo balanço de energia da

Eq. (3.46). As seguintes temperaturas do vapor destilado na saída do pré-aquecedor ( $i$ ) correspondem as temperaturas indicadas na Eq. (3.47) do efeito ( $i$ ).

Para  $i \in \{1, \dots, n - 1\}$ :

$$D_c|_{Pré-aquecedor,i} = D|_{Efeito,i} + D_{fb}|_{Flash\ box,i} \quad (3.45)$$

$$(D_c h_{D_c})|_{Pré-aquecedor,i} = (D h_D)|_{Efeito,i} + (D_{fb} h_{D_{fb}})|_{Flash\ box,i} \quad (3.46)$$

$$\frac{Pré - aquecedor, i}{T_{D_c}, T_{D_{c,sat}}} = \frac{Efeito, i}{T_D, T_{D_{sat}}} \quad (3.47)$$

A vazão de saída do pré-aquecedor é a entrada do seguinte. As seguintes vazões e propriedades expressas na Eq. (3.48) são correspondentes. É importante ressaltar que a água do mar de alimentação flui do pré-aquecedor ( $i + 1$ ) para o pré-aquecedor ( $i$ ).

Para  $i \in \{1, \dots, n - 2\}$ :

$$\frac{Pré - aquecedor, i + 1}{\dot{m}_F, X_{\dot{m}_F}, T_{\dot{m}_F}^{out}, h_{\dot{m}_F}^{out}} = \frac{Pré - aquecedor, i}{\dot{m}_F, X_{\dot{m}_F}, T_{\dot{m}_F}^{in}, h_{\dot{m}_F}^{in}} \quad (3.48)$$

O pré-aquecedor inicial ( $n - 1$ ) é alimentado com a água de saída do condensador as seguintes propriedades são equivalentes Eq. (3.49):

$$\frac{Condensador}{X_{SW}, T_{SW}^{out}, h_{SW}^{out}} = \frac{Pré - aquecedor, n - 1}{X_{\dot{m}_F}, T_{\dot{m}_F}^{in}, h_{\dot{m}_F}^{in}} \quad (3.49)$$

### c) Condensador

O condensador é utilizado para condensar o vapor destilado procedente do  $n$ -ésimo efeito e da  $n$ -ésima *flash box*. A entalpia da mistura é a média ponderada da massa de vapores

destilados, as Eqs. (3.50) e (3.51) indicam o balanço de massa e energia realizados para o cálculo da vazão e entalpia do vapor destilado  $D_c$  de entrada no condensador.

$$D_c|_{Condensador} = D|_{Efeito,n} + D_{fb}|_{Flash\ box,n} \quad (3.50)$$

$$(D_c h_{D_c}^{in})|_{Condensador} = (D h_D)|_{Efeito,n} + (D_{fb} h_{D_{fb}})|_{Flash\ box,n} \quad (3.51)$$

A mudança de entalpia associada à condensação do vapor no condensador é calculada pela Eq. (3.52). A temperatura  $T_{D_{c,sat}}$  utilizada no cálculo do coeficiente  $U_c$  e área de transferência de calor do condensador  $A_c$  corresponde à:

$$\Delta h_{D_c}|_{Condensador} = h_{D_c}^{in}|_{Condensador} - h_{D_{sat,f}}|_{Efeito,n} \quad (3.52)$$

$$\frac{Efeito,n}{T_{D_{sat}}} = \frac{Condensador}{T_{D_{c,sat}}} \quad (3.53)$$

A água do mar de alimentação do primeiro efeito é a saída de água do mar aquecida do primeiro pré-aquecedor, logo, as seguintes propriedades são correspondentes Eq. (3.54).

$$\frac{Pré - aquecedor, 1}{T_{\dot{m}_F}^{out}, X_{\dot{m}_F}, h_{\dot{m}_F}^{out}} = \frac{Efeito, 1}{T_F, X_F, h_F} \quad (3.54)$$

A vazão mássica de alimentação no primeiro efeito é definida por  $F(1) = \dot{m}_F$  e é menor que a vazão de entrada no condensador  $\dot{m}_{cond} \geq \dot{m}_F$ , dado que uma porção da água do mar utilizada no condensador é descartada e retorna a fonte.

O total de água resultante da dessalinização é igual à soma da água dessalinizada produzida em cada efeito conforme Eq. (3.55). A vazão mássica de vapor requerida é igual ao montante que deve ser condensado no primeiro efeito Eq. (3.56). A vazão de água do mar de alimentação necessária é igual à vazão de alimentação no primeiro efeito Eq. (3.57). O excesso de água de refrigeração que será retornado à fonte é a diferença entre  $\dot{m}_{cond}$  e  $\dot{m}_F$  Eq. (3.59). A vazão mássica final  $\dot{m}_B$  de salmoura indicada na (Eq. 3.58) é igual à vazão mássica de saída do último efeito  $B(n)$ , e equivale à diferença entre as vazões de alimentação  $\dot{m}_F$  e de água dessalinizada produzida  $\dot{m}_D$ .

$$\dot{m}_D = \sum_{i=1}^n D(i) \quad (3.55)$$

$$\dot{m}_S = D_c(1) \quad (3.56)$$

$$\dot{m}_F = F(1) \quad (3.57)$$

$$\dot{m}_B = B(n) \quad (3.58)$$

$$\dot{m}_{excesso} = \dot{m}_{cond} - \dot{m}_F \quad (3.59)$$

### 3.3.8. Modelo MED com compressão térmica de vapor

O sistema MED com compressão térmica de vapor é ilustrado na Fig. 3.10.

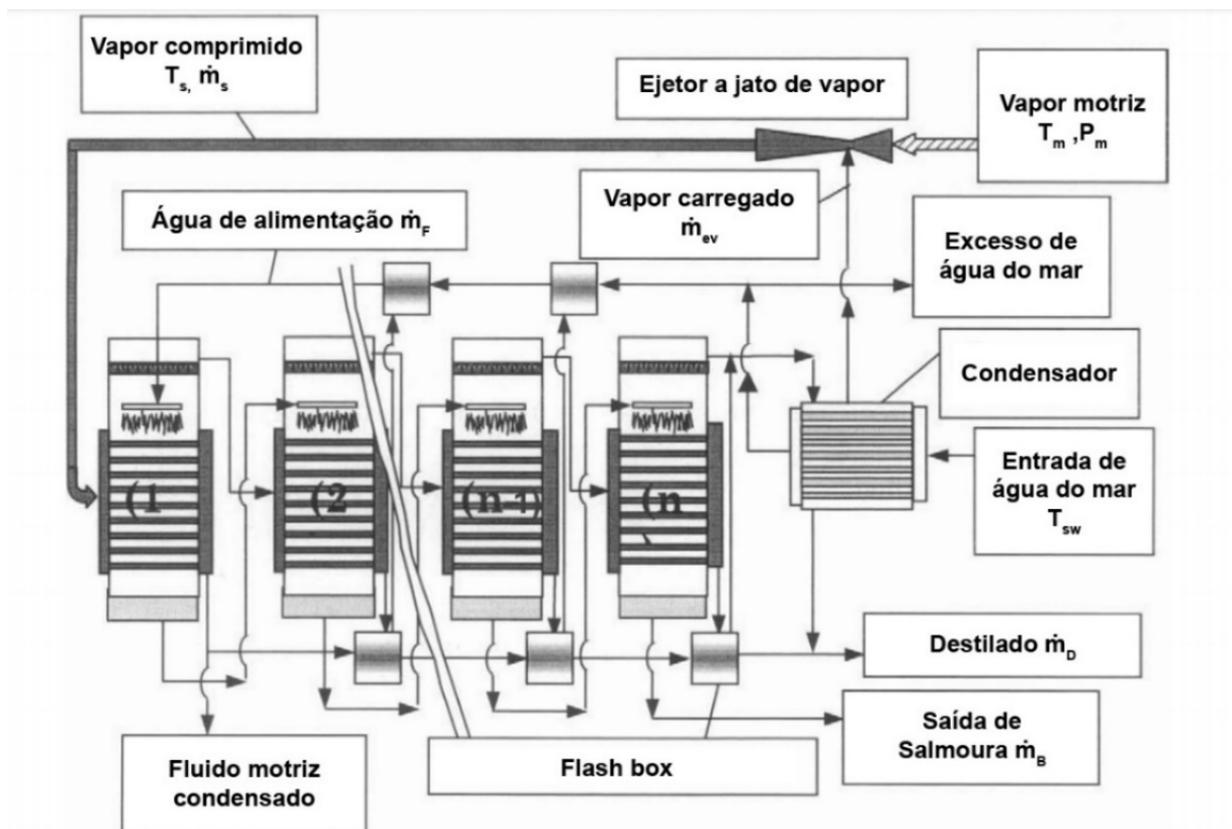


Figura 3.10 – Sistema MED com compressão térmica de vapor. Fonte: adaptado de El-Dessouky e Ettouney (2002).

O funcionamento da configuração MED com TVC (*Thermal Vapor Compression*) é semelhante à configuração MED apresentada anteriormente com a adição do modelo de um ejetor a jato de vapor. Segundo El-Dessouky e Ettouney (2002), o passo mais crucial e crítico na modelagem do sistema de dessalinização TVC é a avaliação do desempenho do ejetor a jato de vapor. O principal dado que caracteriza o ejetor é a relação de carregamento ( $Ra$ ), que é definida pela razão entre a vazão mássica de vapor motriz ( $\dot{m}_M$ ) utilizado e do vapor carregado ( $\dot{m}_{ev}$ ), e pode ser obtida através da pressão do vapor motriz ( $P_M$ ), pressão de descarregamento ( $P_S$ ) e pressão de sucção ( $P_{ev}$ ).

A técnica desenvolvida, no presente trabalho, para analisar o ejetor a jato de vapor é baseada nos dados e método apresentado por Power (1994). Esse método é mais preciso para pressões do vapor motriz acima de 5.1 bar e relações de carregamento ( $Ra$ ) com valores inferiores a 4.

As seguintes correlações utilizadas para avaliar o desempenho do ejetor a jato de vapor foram desenvolvidas por El-Dessouky (1997). A taxa de arraste é definida pelas Eqs. (3.60) e (3.61):

$$Ra = \frac{\dot{m}_M}{\dot{m}_{ev}} \quad (3.60)$$

$$Ra = 0,296 \frac{(P_S)^{1,19}}{(P_{ev})^{1,04}} \left(\frac{P_M}{P_{ev}}\right)^{0,015} \left(\frac{PCF}{TCF}\right) \quad (3.61)$$

na correlação de (EL-DESSOUKY, 1997) a taxa de arraste é definida por  $Ra$ , enquanto,  $P_M$ ,  $P_S$  e  $P_{ev}$ , são as pressões do vapor motriz, da mistura de descarga e do vapor carregado respectivamente,  $PCF$  é o fator de correção da pressão do vapor motriz, e  $TCF$  é o fator de correção da temperatura do vapor carregado. O  $PCF$  e  $TCF$  são definidos através das seguintes correlações Eqs. (3.62) e (3.63):

$$PCF = 3 \cdot 10^{-7}(P_M)^2 - 0,0009(P_M) + 1,6101 \quad (3.62)$$

$$TCF = 2 \cdot 10^{-8}(T_{ev})^2 - 0,0006(T_{ev}) + 1,0047 \quad (3.63)$$

a unidade da pressão  $P_M$  é kPa e da temperatura  $T_{ev}$  é °C. As correlações apresentadas são válidas apenas para o ejetor a jato de vapor operando com vapor como fluido motriz e vapor d'água como gás carregado. Além disso, as equações foram desenvolvidas para os intervalos:

$Ra \leq 4, 10 \leq T_{ev} \leq 500 \text{ }^\circ\text{C}, 100 \leq P_M \leq 3500 \text{ kPa}, e \frac{P_S}{P_{ev}} \geq 1,81$ . O vapor destilado que sai do efeito e *flash box* finais, antes de ser carregado para o ejetor a jato de vapor passa por um demister (separador de gotículas).

A queda de pressão do vapor ao passar pelo demister é calculada através da correlação de (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002) da Eq. (3.64):

$$\Delta P_p = 3,88178(\rho_p)^{0,375798}(V)^{0,81317}(\delta_w)^{-1,56114147} \quad (3.64)$$

a unidade da queda de pressão no demister  $\Delta P_p$  é Pa/m, a correlação é válida para os seguintes intervalos e unidades, diâmetro do fio do filtro  $\delta_w$  (0,2 - 0,32 mm), a espessura da malha  $L$  (100 - 200 mm), velocidade do vapor no demister  $V$  (0,98 - 7,5 m/s), densidade do demister ( $\rho_p$ ) (80,317 - 208,16 kg/m<sup>3</sup>).

Após o cálculo da queda de pressão do vapor no demister é possível calcular a pressão do vapor carregado  $P_{ev}$  a partir da pressão do último efeito Eq. (3.65).

$$P_{ev} = P_e(N) - \Delta P_p \cdot L \quad (3.65)$$

Embora o sistema de dessalinização MED-TVC seja muito semelhante ao sistema de destilação de múltiplos efeitos sem compressão, algumas alterações no modelo de Mistry et al. (2012) apresentado são necessárias para descrever efetivamente os processos termodinâmicos que ocorrem no ejetor a jato de vapor. Parte do vapor produzido no efeito e *flash boxes* finais, será carregada para o ejetor a jato de vapor e somente a parte restante será condensada no condensador. Assim, deve-se considerar a retirada de vapor de arrasto conforme demonstrado nas Eqs. (3.66) e (3.67).

$$D_c|_{\text{Condensador}} + \dot{m}_{ev} = D|_{\text{Efeito},n} + D_{fb}|_{\text{Flash box},n} \quad (3.66)$$

$$((D_c + \dot{m}_{ev})h_{D_c}^{in})|_{\text{Condensador}} = (Dh_D)|_{\text{Efeito},n} + (D_{fb}h_{D_{fb}})|_{\text{Flash box},n} \quad (3.67)$$

### 3.3.9. Validação do modelo MED

O modelo MED e MED-TVC foram comparados a outros modelos disponíveis na literatura como Darwish (2008), El-Sayed (1980) entre outros modelos na Fig. 3.11.

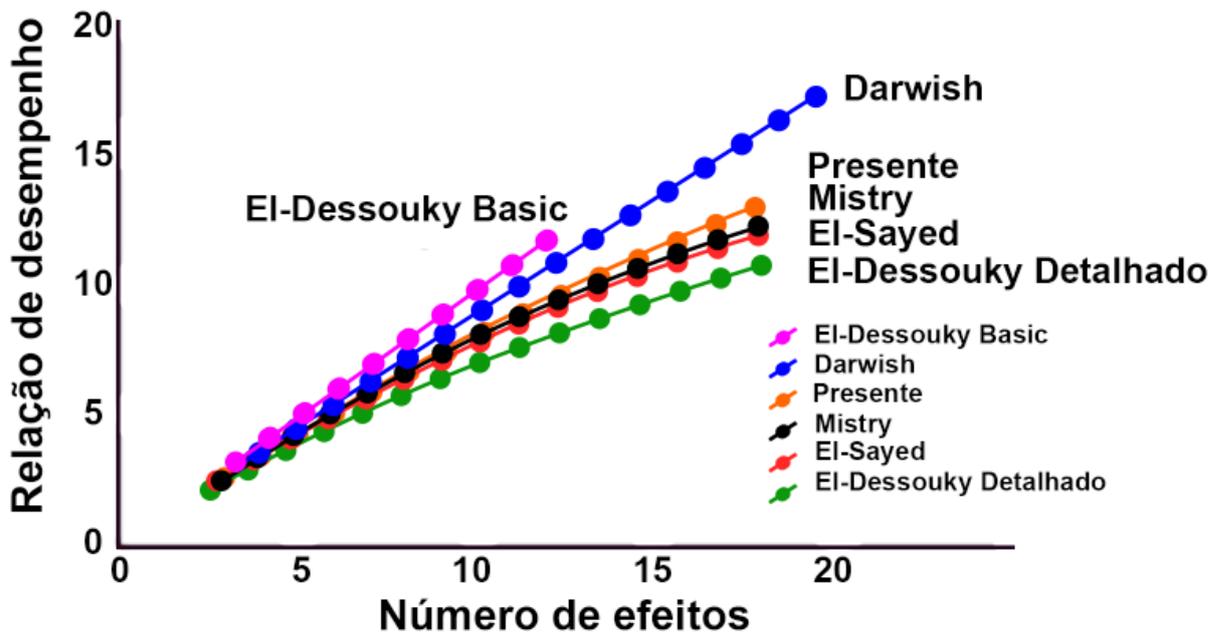


Figura 3.11 – Comportamento da relação de desempenho com o aumento do número de efeitos. Fonte: adaptado de Mistry et al. (2012).

O gráfico da Fig. 3.11 demonstra que o impacto do aumento do número de efeitos na relação de desempenho diminui para um número alto de efeitos, comportamento observado nos modelos de Mistry, El-Sayed, El-Dessouky Detalhado e o presente modelo. As pequenas divergências entre o modelo proposto e o modelo de Mistry são justificadas por ajustes no modelo como a utilização das Eq. 3.32 e 3.33 como sugere El-Dessouky e Ettouney (2002). O gráfico da Fig. 3.12 ilustra que a temperatura do vapor de aquecimento e número de efeitos são variáveis determinantes para o aumento do desempenho do processo de dessalinização, como observado no presente modelo e no apresentado por El-Dessouky e Ettouney (2002). A maior diferença relativa entre os modelos de 0,2 % foi encontrada para o número de efeitos igual a 8, e temperatura do vapor de aquecimento de 60 °C.

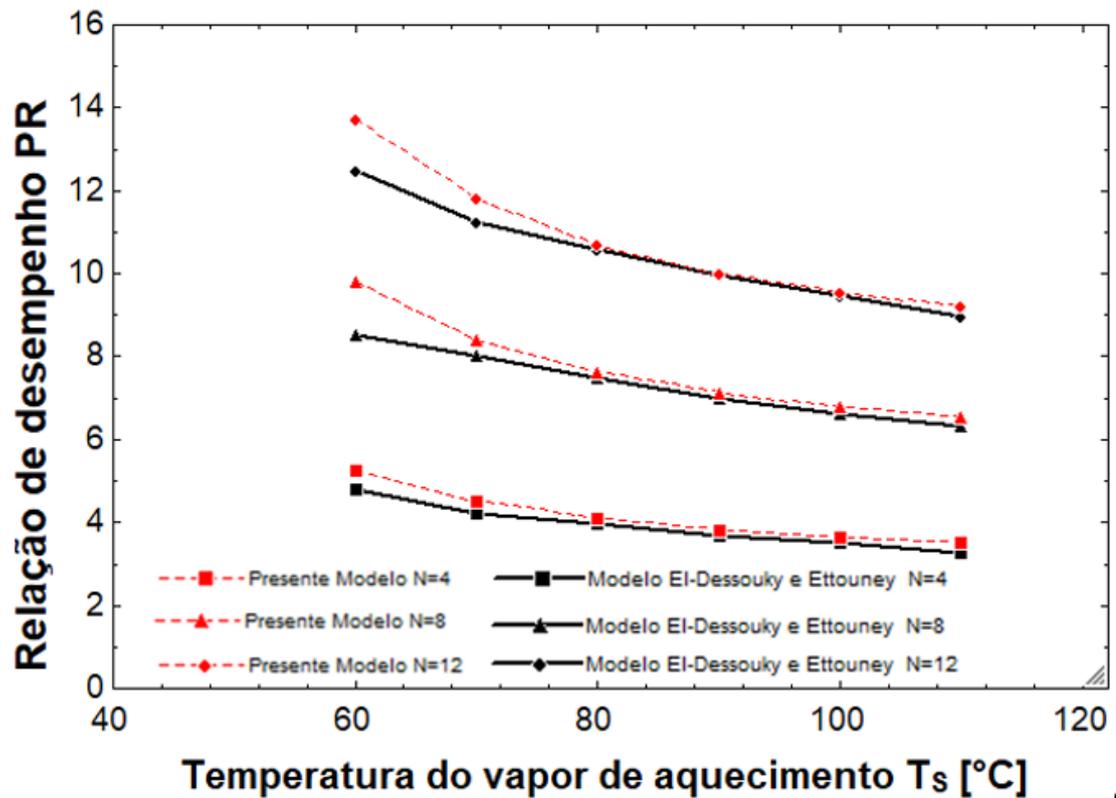


Figura 3.12 – Efeito da temperatura  $T_s$  e do número de efeitos na relação de desempenho PR do sistema MED-TVC do modelo presente e do proposto por El-Dessouky e Ettouney (2002).

Com o intuito de validar o modelo para simulação do funcionamento de plantas MED-TVC, o modelo foi comparado a planta comercial MED-TVC na província de Trapani região da Sicília na Itália construída pela empresa Sidem em funcionamento desde 1995. A Tabela 3.1 apresenta as condições de operação utilizadas para obtenção dos resultados de simulação da Tab. 3.2. A maior diferença encontrada entre os resultados foi referente a vazão mássica de salmoura, aproximadamente 0,4 % de diferença relativa.

Tabela 3.1 – Dados de entrada no modelo MED que caracterizam as condições de operação da planta MED-TVC comercial de Trapani. Fonte: adaptado de Casimiro (2015).

Parâmetro	Valor	Unidade
Número de efeitos - $N$	12	-
Temperatura vapor de aquecimento - $T_s$	84	°C
Temperatura da água do mar - $T_{sw}$	22	°C
Concentração de sal da água de alimentação - $X_f$	40	g/kg
Temperatura do vapor do último efeito	37	°C

Tabela 3.2 – Validação dos resultados do modelo com base em dados de operação da planta comercial de Trapani. Fonte: adaptado de Casimiro (2015).

Parâmetro	Real (CASIMIRO, 2015)	Calculado Presente modelo	Diferença
Vazão mássica de destilado - $\dot{m}_D$	104,17 kg/s	104,17 kg/s	0 %
Vazão mássica de salmoura - $\dot{m}_B$	209,72 kg/s	210,50 kg/s	0,4 %
Vazão mássica de água de alimentação $\dot{m}_F$	314,00 kg/s	314,70 kg/s	0,2 %
Concentração de sal da salmoura descartada $X_B$	59,90 g/kg	59,79 g/kg	0,2 %

### 3.4. Planta de RO

O programa *Reverse Osmosis System Analysis* (ROSA), desenvolvido pela corporação *Dow Chemical Company* (DOW, 2016) foi escolhido para simular a operação da planta de osmose reversa. O ROSA possui uma interface de fácil operação e permite a obtenção de resultados precisos rapidamente, também dispõe de diferentes tipos de elementos filtrantes comerciais catalogados, inclusive elementos específicos para água do mar. A simulação da operação da planta de RO no programa exige como dados de entrada a especificação da composição química, pH e temperatura da água de alimentação, o número e o tipo de elementos filtrantes, a vazão de alimentação ou de produção de permeado, e o fator de conversão que é o quociente entre a vazão de permeado e a vazão de água de alimentação. O programa permite estimar dados da operação de dessalinização como o consumo específico de energia, a vazão de alimentação em cada elemento filtrante, a pressão necessária na vazão de alimentação e os sólidos totais dissolvidos no permeado.

Dados de operação de uma planta de osmose reversa localizada na vila de Alvor, região sul de Portugal, foram utilizados para validação do programa ROSA. Os dados da planta apresentados por Ahmed e Casimiro (2015) são referentes a um sistema de dessalinização com pré-tratamento e nove vasos de pressão, cada um contendo seis elementos filtrantes. Os poços onde é coletada a água são localizados próximo à costa, e a alteração do nível do mar pode impactar na operação da planta pois a água do mar pode mesclar com água doce subterrânea, resultando na diminuição da salinidade da água de alimentação ao longo do ano.

Os principais dados de entrada para simulação da planta de RO estão descritos na Tab. 3.3. Os resultados da validação com os dados reais são apresentados na Tab. 3.4. As

predições do modelo estão em conformidade com os dados reais com uma margem de erro de até 6 %, essas divergências podem ser atribuídas as simplificações dos modelos matemáticos do programa ROSA e incertezas associadas à medição dos dados reais apresentados por (AHMED e CASIMIRO, 2015).

Tabela 3.3 – Dados de entrada utilizados para validação do programa ROSA a partir de dados reais da planta de RO localizada em Alvor, região sul de Portugal. Fonte: adaptado de Ahmed e Casimiro (2015).

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Perda de pressão na tubulação	34,5	kPa
Sólidos totais dissolvidos da água de alimentação	33800	mg/l
<i>Flow Factor</i>	1	-
Fator de conversão	40	%
Vazão de alimentação	87	m <sup>3</sup> /h
Tipo do elemento filtrante	SW30XHR-400i	-
Núm. de elementos filtrantes em cada vaso	6	un.
Núm. de vasos de pressão	9	un.
pH	5,7	-
Temperatura da água	18	°C

Tabela 3.4 – Resultados da comparação entre a simulação no presente trabalho utilizando programa ROSA e os dados reais da planta de RO localizada em Alvor, Portugal. Fonte: adaptado de Ahmed e Casimiro (2015).

<b>Parâmetro</b>	<b>Dados reais (AHMED e CASIMIRO, 2015)</b>	<b>Calculados pelo ROSA</b>	<b>Diferença</b>
Vazão de permeado	34,5 m <sup>3</sup> /h	34,8 m <sup>3</sup> /h	1 %
Vazão de concentrado	54,0 m <sup>3</sup> /h	52,2 m <sup>3</sup> /h	3 %
Salinidade do concentrado	52988 mg/l	56284 mg/l	6 %
Pressão da bomba de alimentação	6000 kPa	6332 kPa	6 %

No relatório apresentado por Mancha et al. (2014) foram comparados diferentes programas computacionais com estudos de caso e dentre os programas foi avaliada a capacidade do programa ROSA de prever o desempenho de plantas em grande escala. Segundo (MANCHA et al., 2014), o modelo computacional apresenta precisão e exatidão suficiente para pesquisadores simularem o desempenho de sistemas de osmose reversa.

### 3.5. Estudo de caso

Segundo SolarPACES (2017), o Brasil apresenta extensas regiões semiáridas com irradiância direta normal média na ordem de 6 kWh/m<sup>2</sup>. Potenciais áreas para construção de plantas CSP com alta irradiância se encontram no Nordeste como ilustra a Fig. 3.13. Além de apresentar alta irradiância a região nordeste também é afetada pela seca em grande parte de sua área como apresenta a Fig. 3.14.

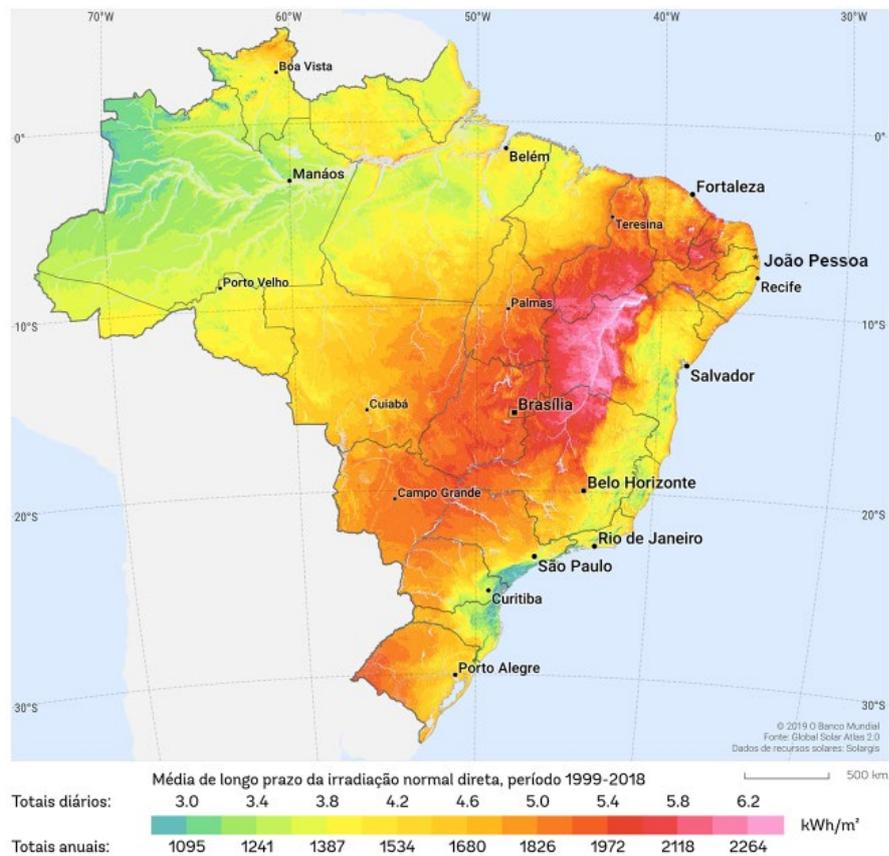


Figura 3.13 – Irradiância direta normal média entre os anos 1999 e 2018. Fonte: adaptado de Solergis (2020).

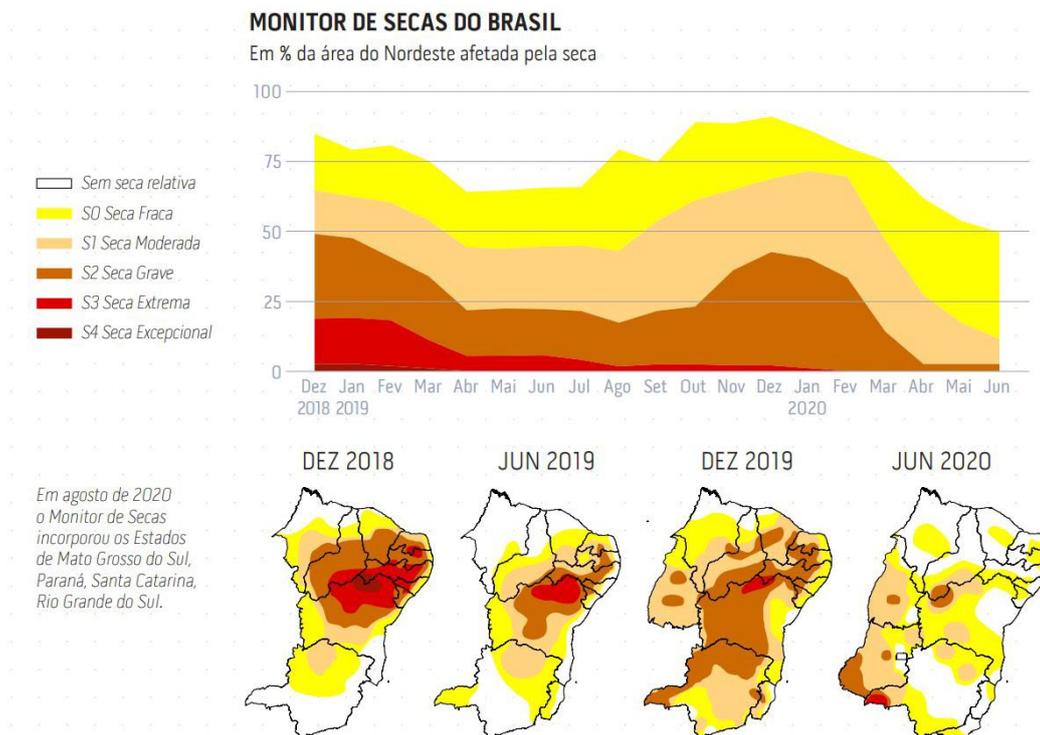


Figura 3.14 – Porcentagem da área do Nordeste afetada por diferentes gravidades da seca entre 2018 e 2020. Fonte: adaptado de ANA (2020).

Assim, analisando localidades com potencial para instalação de usinas de energia solar concentrada e que também se beneficiariam com um sistema de dessalinização, foi escolhida a capital do Ceará, Fortaleza como representante da região nordeste para o estudo de caso. Por se tratar de uma área urbana e de uso industrial poucas áreas se encontram disponíveis para a instalação da planta, porém é uma cidade litorânea o que facilita a captação de água do mar e descarga de salmoura. Além disso, a Companhia de Água e Esgoto do Ceará (Cagece) iniciou um projeto executivo de implantação de uma planta de dessalinização com capacidade de produção de 1 m<sup>3</sup>/s de água doce, o que demonstra o interesse e necessidade da região pela tecnologia de dessalinização (CAGECE, 2017).

### 3.5.1. Descrição dos sistemas de cogeração

Após a definição da localidade de instalação da planta deve-se então definir a configuração da planta de cogeração. A estrutura do campo solar escolhida é semelhante à da planta apresentada por (LIPPKE, 1995) e conta com aquecimento auxiliar, como ilustra a Fig. 3.15, através de uma caldeira que assiste a partida do sistema nas primeiras horas do dia quando há pouca irradiância, fornecendo 20 % da entrada de energia térmica de projetada durante a inicialização da planta solar.

A mesma estrutura do campo solar é comparada entre três casos, considerando configurações diferentes do ciclo de potência ajustadas conforme a necessidade de cada tipo de sistema de dessalinização simulado. Os ciclos contendo os sistemas de dessalinização de destilação de múltiplos efeitos (MED), configuração 1, destilação de múltiplos efeitos com compressão térmica de vapor (MED-TVC), configuração 2 e osmose reversa (RO), configuração 3, são ilustrados nas Figs. 3.16, 3.17 e 3.18 respectivamente.

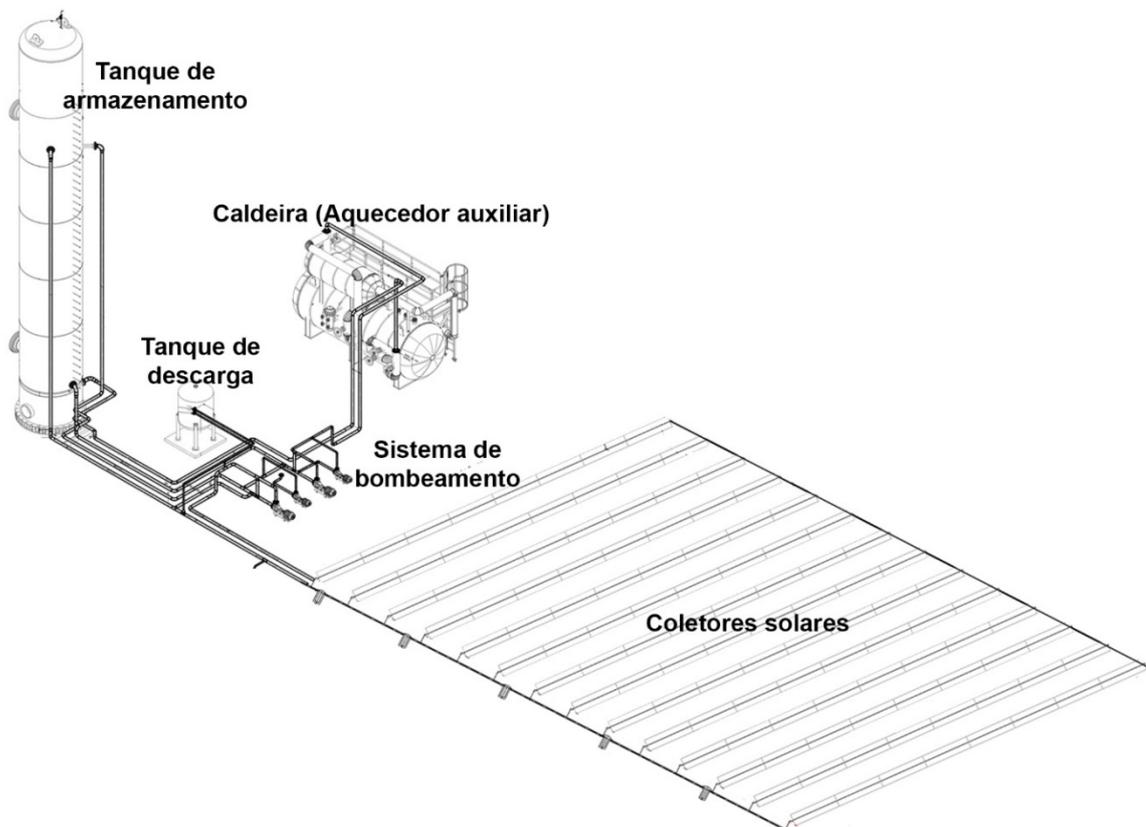


Figura 3.15 – Representação da planta CSP com aquecimento auxiliar.

Na configuração 1, o ciclo de potência que funciona em conjunto com o sistema MED apresenta uma extração de vapor no último estágio da turbina de baixa pressão (LPT) que é direcionada para a planta de dessalinização. Admite-se que o vapor extraído condensa completamente ao passar pela planta de dessalinização e é direcionado novamente para o ciclo de potência. Nessa configuração o vapor de extração que alimenta a planta MED deve estar em torno de 60 °C, e a pressão de extração é ligeiramente superior em relação às outras configurações, o que resulta em uma queda na eficiência do ciclo de potência.

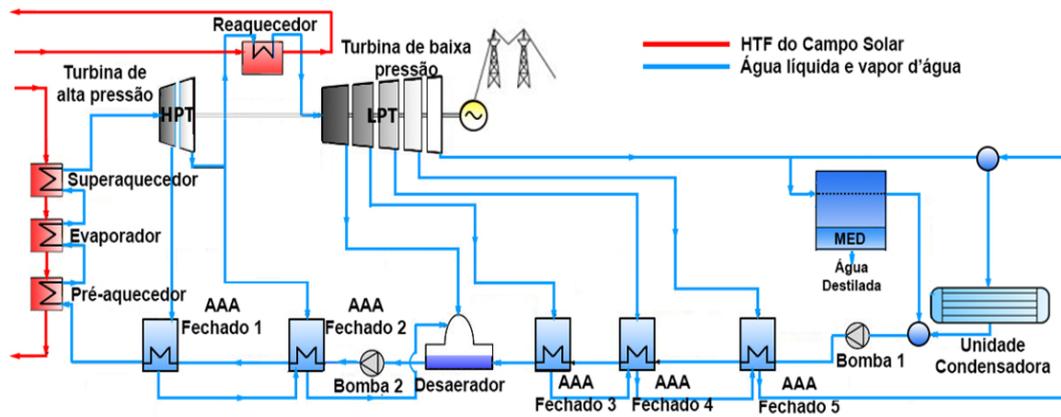


Figura 3.16 – Diagrama do ciclo de potência com planta de dessalinização MED e unidade condensadora, configuração 1.

A configuração 2 adotada é semelhante ao ciclo apresentado por Palenzuela et al. (2015), o qual contém uma extração da vazão de vapor no terceiro estágio da LPT que é parcialmente direcionado para planta de dessalinização. O vapor de alimentação da planta MED-TVC é extraído do terceiro estágio da turbina pois é necessária uma vazão de vapor com uma pressão mínima para o funcionamento do ejetor a jato de vapor. Além disso, a maior vazão extraída no terceiro estágio não compromete significativamente a produção de energia elétrica da planta. O vapor do ciclo de potência é misturado ao vapor destilado da planta de dessalinização no ejetor a jato de vapor. Ao passar pela planta MED-TVC esse vapor é condensado e é direcionado para pós-tratamento junto a água dessalinizada produzida. Antes da bomba 1 há a entrada de água no ciclo, completando a vazão necessária para o funcionamento.

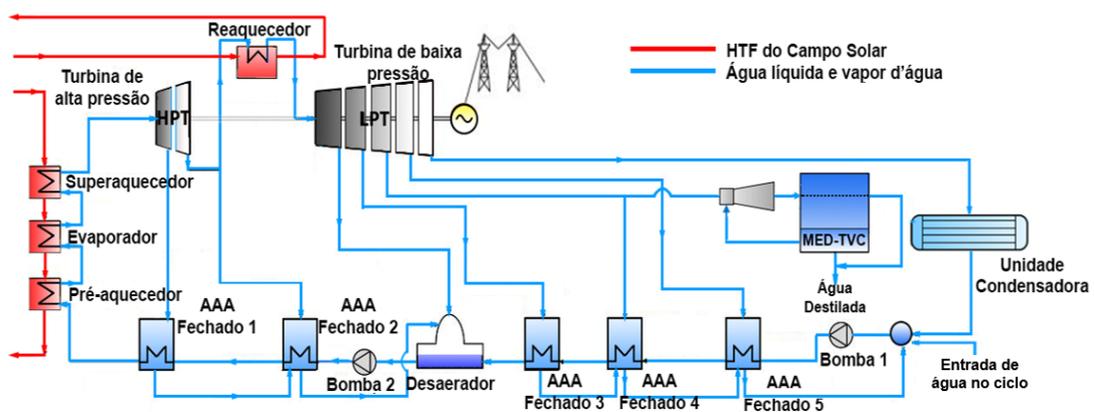


Figura 3.17 – Diagrama do ciclo de potência com planta de dessalinização MED-TVC, configuração 2.

A configuração 3 é basicamente a combinação de uma planta de osmose reversa com uma planta solar. Essa configuração apresenta a possibilidade de separar os processos de dessalinização e geração de energia, ou seja, as plantas podem ser construídas em lugares diferentes, o que é uma vantagem se comparada às outras configurações. Contudo como toda a vazão de vapor que deixa a turbina no último estágio passa pela unidade condensadora, há uma maior exigência do sistema de refrigeração.

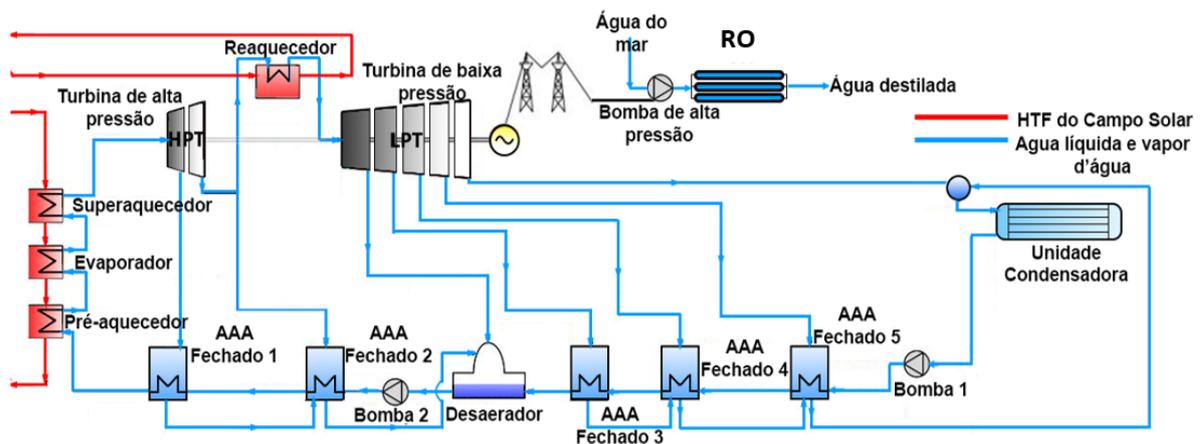


Figura 3.18 – Diagrama do ciclo de potência com planta de dessalinização de RO e unidade condensadora, configuração 3.

### 3.5.2. Dados de entrada do modelo

Os dados meteorológicos utilizados para a simulação da planta na cidade de Fortaleza foram obtidos no *National Solar Radiation Data Base* (NSRDB) e representam uma média das condições observadas em regiões divididas em uma malha com quadrados de 4 por 4 km, entre os anos 1998 e 2017 (NREL, 2017). As principais entradas definidas no programa SAM para o modelo do campo solar e ciclo de potência foram descritas na Tab. 3.5. Nas demais especificações técnicas do modelo foram utilizadas as definições padrões sugeridas pelo modelo empírico do programa SAM para uma planta semelhante a desenvolvida pela *Solar Energy Generating Systems* projeto SEGS VI (LIPPKE, 1995). O modelo do ciclo de potência, que atua em conjunto com o programa SAM e alimenta os modelos de dessalinização, recebe a entrada dos dados apresentados na Tab. 3.6.

Tabela 3.5 – Principais dados de entrada do campo solar utilizados no SAM para o estudo de caso.

Parâmetro	Valor	Unidade	Referência
Potência elétrica de projeto	35	MW <sub>e</sub>	(LIPPKE, 1995)
Potência elétrica líquida estimada de projeto	30	MW <sub>e</sub>	(KOLB, 1994)
Temperatura de entrada do HTF	303	°C	(KOLB, 1994)
Temperatura de saída HTF do	309	°C	(KOLB, 1994)
Pressão de entrada da turbina de alta pressão	10000	kPa	(LIPPKE, 1995)
Área do campo solar	188000	m <sup>2</sup>	(COHEN et al., 1999)
Eficiência térmica do ciclo de potência	38	%	(LIPPKE, 1995)
Irradiância direta normal de referência	900	W/m <sup>2</sup>	-
Distância entre coletores da mesma fileira	1	m	(PATNODE, 2006)
Número de coletores por fileira	8	un.	(PATNODE, 2006)
Distância entre coletores centro a centro	13	m	(PATNODE, 2006)
Tipo do fluido de transferência de calor HTF	Therminol VP-1	-	(PATNODE, 2006)
Coletor solar	Luz LS-2	-	(COHEN et al., 1999)
Receptor	Luz Cermet Vacuum	-	(PRICE et al., 2002)

Em todos os casos a produção de projeto dos sistemas de dessalinização estabelecida é de aproximadamente 380 m<sup>3</sup>/h. Visando obter plantas com alta relação de desempenho os sistemas de dessalinização das configurações 1 e 2 foram modelados com 12 efeitos. Um número maior de efeitos não foi considerado pois segundo (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002) plantas com mais efeitos implicam em uma área específica de transferência de calor maior, aumentando o custo financeiro do processo, principalmente para temperaturas baixas do vapor de aquecimento. A temperatura do vapor ( $T_s$ ) e pressão do vapor motriz ( $P_M$ ) foram determinadas conforme o estado do vapor de extraído do ciclo de potência para cada configuração. A taxa de compressão do ejetor ( $Cr$ ) foi definida de forma a obter uma taxa de arraste ( $Ra$ ) menor que 4, condição na qual o modelo MED-TVC é mais preciso segundo (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002).

Tabela 3.6 – Dados de entrada do modelo do ciclo de potência para o estudo de caso.

Parâmetro	Valor	Un.	Referência
Temperatura de entrada na turbina (HPT)	371	°C	(LIPPKE, 1995)
Pressão de entrada na turbina (HPT)	10000	kPa	(LIPPKE, 1995)
Eficiência das bombas	71,2	%	(LIPPKE, 1995)
Eficiência estágios da turbina de alta pressão (HPT)	1º Estágio: 83,8 2º Estágio: 84,6	%	(LIPPKE, 1995)
Eficiência estágios da turbina de baixa pressão (LPT)	1º Estágio: 86,2 2º Estágio: 91,7 3º Estágio: 93,5 4º Estágio: 88,0 5º Estágio: 64,4	%	(LIPPKE, 1995)
Fator estimado de conversão de energia bruta para líquida	85,7	%	(KOLB, 1994)
Pressões de extração das turbinas	1º Extração: 3361,2 2º Extração: 1858,1 3º Extração: 798 4º Extração: 272,7 5º Extração: 96,2 6º Extração: 28,68	kPa	(LIPPKE, 1995)

Em relação à configuração 3 do estudo de caso de uma planta de osmose reversa, foram reproduzidos os dados do estudo encomendado pela Cagece para construção de uma planta de dessalinização de água marinha na Região Metropolitana de Fortaleza (CAGECE, 2017). O elemento filtrante escolhido é adequado para dessalinização de água do mar e apresenta uma área ativa ( $S_E$ ) de 41 m<sup>2</sup>. O número de elementos filtrantes foi definido pela Eq. (3.68)

$$N_E = \frac{Q_P}{f \cdot S_E} \quad (3.68)$$

onde o termo  $f$  é o fluxo de projeto em l/m<sup>2</sup>h,  $S_E$  a área ativa em m<sup>2</sup> e  $Q_P$  a vazão de permeado em l/h. Considerando uma vazão de permeado de 380000 l/h, área ativa de 41 m<sup>2</sup> referente ao elemento filtrante SW30HRLE-440i e um processo com pré-tratamento convencional com

fluxo de projeto ( $f$ ) de 15 l/m<sup>2</sup>h dentro da faixa recomendada pelo fabricante. De forma a obter uma divisão igual de elementos filtrantes entre os vasos o número de elementos foi arredondado para 616. Os dados de entrada utilizados para as configurações 1, 2 e 3 com seus respectivos sistemas de dessalinização foram descritos na Tab. 3.7.

Tabela 3.7 – Dados de entrada utilizados nos modelos para o estudo de caso da instalação dos modelos de dessalinização, MED, MED-TVC e RO na cidade de Fortaleza-CE.

<b>Parâmetros</b>	<b>Valor</b>	<b>Un.</b>	<b>Referência</b>
Temperatura média da água do mar - $T_{sw}$	27	°C	(CAGECE, 2017)
Concentração de sal da água de alimentação - $X_f$	40	g/kg	(MARTIN, 2016)
Elevação do ponto de ebulição - $BPE$	1	°C	(MISTRY et al., 2012)
<b>Configuração 1 – MED</b>			
Número de efeitos	12	un.	
Diferença de temperatura terminal - $TTD$	5	°C	(MISTRY et al., 2012)
Temperatura do vapor d'água no último efeito - $T_D$	40	°C	(MISTRY et al., 2012)
Temperatura do vapor de aquecimento no primeiro efeito - $T_s$	60	°C	
Taxa de recuperação - $RR$	0,4		(MISTRY et al., 2012)
<b>Configuração 2 - MED-TVC</b>			
Número de efeitos	12	un.	
Temperatura do vapor d'água no último efeito - $T_D$	40	°C	(MISTRY et al., 2012)
Taxa de compressão do ejetor - $Cr$	4	-	
Diferença de temperatura terminal - $TTD$	5	°C	(MISTRY et al., 2012)
Temperatura do vapor de aquecimento no primeiro efeito - $T_s$	70,2	°C	
Pressão do vapor motriz - $P_M$	100	kPa	
Taxa de recuperação - $RR$	0,4		(MISTRY et al., 2012)
<b>Configuração 3 - RO</b>			
Perda de pressão na tubulação	34,5	kPa	(CASIMIRO, 2015)
Eficiência da bomba de alta pressão	85	%	(CAGECE, 2017)
Fator de conversão	45	%	(CAGECE, 2017)
pH	7,2	-	(CAGECE, 2017)

### 3.5.3. Dimensionamento do armazenamento de energia térmica

Há períodos ao longo do dia em que o campo solar fornece menos energia que a quantidade exigida para operar na condição projetada para o ciclo de potência. Por outro lado, em alguns dias há um excesso de energia térmica que o ciclo de potência não comporta. Assim, o sistema de armazenamento de energia (TES – *Thermal Energy Storage*) térmica estoca a energia quando há energia sobressalente e a utiliza quando não há disponibilidade de energia suficiente para o funcionamento do ciclo de potência. A energia armazenada no TES é calculada através da Eq. (3.68).

$$E_{th, TES} = \sum_{i=t_1}^{i=t_2} (E_{th, campo}(i) - E_{th, ciclo}) \quad (3.68)$$

onde  $E_{th, TES}$  é a energia armazenada no sistema,  $E_{th, campo}$  é a energia fornecida pelo campo solar entre os instantes  $t_1$  e  $t_2$  nos quais há energia sobressalente no processo, e  $E_{th, ciclo}$  é a energia consumida pelo ciclo de potência.

Outra variável necessária para caracterização do campo solar é o número de horas que o sistema pode operar utilizando somente a energia térmica armazenada no tanque, calculado a partir da Eq. (3.69).

$$TES = \frac{E_{th, TES}}{E_{th, ciclo}} \quad (3.69)$$

O múltiplo solar (SM) é um importante parâmetro associado a condição de projeto, que define o quanto o campo solar está superdimensionado em relação à estrutura necessária para alimentar o ciclo de potência. O múltiplo solar é definido pela Eq. (3.70). Quando a energia térmica fornecida pelo campo solar é o suficiente para suprir a demanda do ciclo de potência na condição de projeto o SM é igual a um. Caso o projeto assuma armazenamento de energia térmica, a energia fornecida pelo campo solar excede a energia exigida pelo ciclo de potência, resultando em um SM maior que um.

$$SM = \frac{E_{th, campo}}{E_{th, ciclo}} \quad (3.70)$$

De acordo com Palenzuela et al. (2015), valores típicos de SM estão entre 1,2 e 1,8, que correspondem a períodos de 3 h a 8 h horas com a planta em plena carga. Assim, o SM e a capacidade de armazenamento de energia em horas foram avaliados em uma análise

paramétrica para verificação do impacto na produção das configurações. O SM foi analisado dentro de uma faixa de 1,12 a 4, enquanto o TES em uma faixa entre 0 a 18 horas.

#### 3.5.4. Avaliação da produção e eficiência dos sistemas de cogeração

A eficiência térmica da planta de cogeração ( $\eta_{th}$ ) é definida através razão entre a potência elétrica e a potência térmica que o ciclo demanda como mostra a Eq. (3.71).

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{w_{th}} \quad (3.71)$$

A potência térmica ( $w_{th}$ ) demandada pelo ciclo é definida pela Eq. (3.72).

$$w_{th} = w_{pcs} + w_r \quad (3.72)$$

onde  $w_{pcs}$  é a potência térmica de entrada no pré-aquecedor, evaporador e superaquecedor e  $w_r$  a potência térmica de entrada no reauecedor.

A potência elétrica líquida ( $w_{net}$ ) é calculada por meio da potência fornecida pela turbina ( $w_{rT}$ ) subtraída da potência elétrica consumida pelas bombas ( $w_{rB}$ ), a potência elétrica consumida na planta de dessalinização ( $w_{desal}$ ) e a potência demandada pela unidade condensadora ( $w_{cond}$ ) como demonstra Eq. (3.73).

$$w_{net} = w_T - w_B - w_{desal} - w_{cond} \quad (3.73)$$

Em todas as configurações analisadas a potência elétrica consumida pelas plantas de dessalinização é definida pela Eq. (3.74).

$$w_{desal} = SEC \cdot \dot{m}_D \quad (3.74)$$

onde SEC é o consumo específico de energia elétrica de cada planta de dessalinização e  $\dot{m}_D$  a vazão de destilado. O SEC para a configuração 1 (MED) foi analisado dentro de uma faixa indicada pela literatura, entre 1,4 e 2,4 kWh/m<sup>3</sup>, na configuração 2 (MED-TVC) entre 1,2 e 2,2 kWh/m<sup>3</sup> e na configuração 3 (RO) entre 3 e 5,5 kWh/m<sup>3</sup> (TRIEB, 2007). A potência consumida

pelo sistema de refrigeração do ciclo de potência ( $w_{cond}$ ) é estimada a partir da produção de energia elétrica líquida, no estudo de caso foi considerado um consumo de  $0,0329 \text{ MW}_e/\text{MW}_e$  (PALENZUELA et al., 2015).

De forma simplificada a relação entre os modelos propostos para análise termodinâmica e estudo da viabilidade das configurações apresentadas acontece conforme ilustra Fig. 3.19.



Figura 3.19 – Fluxograma indicando a interação entre o programa SAM e os modelos do ciclo de potência e plantas de dessalinização.

### 3.5.5. Avaliação econômica dos sistemas de cogeração

O modelo econômico escolhido é semelhante ao utilizado no programa SAM, que calcula os gastos por unidade de produção de água e energia das plantas. O custo nivelado de energia (LCOE – *Levelized Cost of Energy*) e o custo nivelado da água (LCOW – *Levelized Cost of Water*) permitem que diferentes tecnologias sejam comparadas mesmo que essas possuam investimentos e períodos de operação distintos. Utilizando os parâmetros LCOE e LCOW é possível fazer a comparação entre os custos de produção de sistemas que utilizam fontes energia renovável e unidades que realizam a queima de combustíveis fósseis. A Equação (3.75) define as variáveis necessárias para calcular o LCOE.

$$LCOE = \frac{FCR \cdot CC + FOC + VOC}{E_{net}} \quad (3.75)$$

onde  $FCR$  é o fator de recuperação de capital,  $CC$  é o capital inicial investido,  $FOC$  os custos fixos de operação,  $VOC$  os custos variáveis de operação e  $E_{net}$  é a energia líquida produzida no ano. O  $FCR$  é calculado a partir da Eq. (3.76):

$$FCR = \frac{k_d \cdot (1 + k_d)^a}{(1 + k_d)^a - 1} \quad (3.76)$$

onde  $k_d$  é a taxa de juros do financiamento,  $a$  é o prazo de amortização em anos. O parâmetro LCOW é obtido de forma análoga a Eq. (3.75). A Tabela 3.8 mostra os valores utilizados para obtenção do LCOW e LCOE.

Visando comparar em uma perspectiva econômica os três sistemas propostos CSP+RO, CSP+MED e CSP+MED-TVC, os parâmetros LCOW e LCOE foram calculados utilizando uma análise paramétrica, na qual as variáveis múltiplo solar (SM) e a capacidade de armazenamento de energia térmica (TES) foram consideradas dentro das faixas de 1,12 a 4, e 0 a 18 horas, respectivamente.

Tabela 3.8 – Valores de entrada utilizados para cálculo do LCOE e LCOW.

<b>Parâmetros</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>	<b>Referência</b>
Prazo de amortização	20	anos	-
Taxa de juros do financiamento	8	%	-
Melhorias no terreno e infraestrutura	130*	R\$/m <sup>2</sup>	(TURCHI et al., 2019)
Coletor Solar	809*	R\$/m <sup>2</sup>	(TURCHI et al., 2019)
HTF e circuito hidráulico	313*	R\$/m <sup>2</sup>	(TURCHI et al., 2019)
Armazenamento de energia térmica	324*	R\$/kWh <sub>t</sub>	(TURCHI et al., 2019)
Ciclo de potência	4748*	R\$/kW <sub>e</sub>	(TURCHI et al., 2019)
Componentes auxiliares da planta CSP	470*	R\$/kW <sub>e</sub>	(TURCHI et al., 2019)
Custos fixos de operação e manutenção por capacidade de produção CSP	345*	R\$/kW <sub>e</sub>	(TURCHI et al., 2019)
Custos variáveis de operação e manutenção por produção CSP	0,02*	R\$/kWh	(TURCHI et al., 2019)
Planta RO (Capital inicial investido)	6261*	R\$/(m <sup>3</sup> /dia)	(ALMAR, 2016)
Planta RO (Custos de operação)	1,84*	R\$/m <sup>3</sup>	(ALMAR, 2016)
Planta MED e MED-TVC (Capital inicial investido)	7305*	R\$/(m <sup>3</sup> /dia)	(ALMAR, 2016)
Planta MED e MED-TVC (Custos de operação)	0,74*	R\$/m <sup>3</sup>	(ALMAR, 2016)

\*Valores convertidos para real considerando a cotação do dólar de R\$ 5,20.

# CAPÍTULO IV

## RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são detalhados e discutidos os resultados do modelo CSP+MED obtidos a partir de uma simulação, com base em dados meteorológicos ao longo de um ano observados em Fortaleza-CE, e as configurações das plantas de cogeração apresentadas na metodologia. Análises de sensibilidade dos sistemas CSP+MED, CSP+MED-TVC e CSP+RO em relação à irradiância solar em cada mês do ano foram conduzidas, comparando a energia elétrica e água dessalinizada produzidas para cada configuração. O desempenho térmico das plantas de cogeração foi avaliado, levando em conta diferentes casos de consumo de energia específica. Além disso, é apresentada a análise econômica das configurações.

### 4.1. Características gerais de desempenho

A partir das simulações realizadas no programa SAM, foi observada uma energia térmica de entrada anual no ciclo de aproximadamente 192 GWh<sub>t</sub>. A maior atividade da planta solar ocorre entre as 12 h e 14 h, como mostra o gráfico da potência térmica média em cada hora do dia (Fig. 4.1). Em uma perspectiva mais abrangente a menor irradiância e, conseqüentemente, menor energia térmica acumulada de 9373 MWh<sub>t</sub> ocorre no mês abril enquanto a maior entrada de 22051 MWh<sub>t</sub> acontece no mês de setembro. Como mostra a Fig. 4.2 há maior entrada de energia no segundo semestre do ano quando a precipitação é baixa e predominam dias ensolarados.

Utilizando como referência a capacidade projetada de 35 MW<sub>e</sub> as configurações comparadas na Fig. 4.3 em relação ao fator de capacidade de cada sistema, que neste caso é a energia elétrica gerada durante o ano dividida pela capacidade produtiva total nesse mesmo ano.

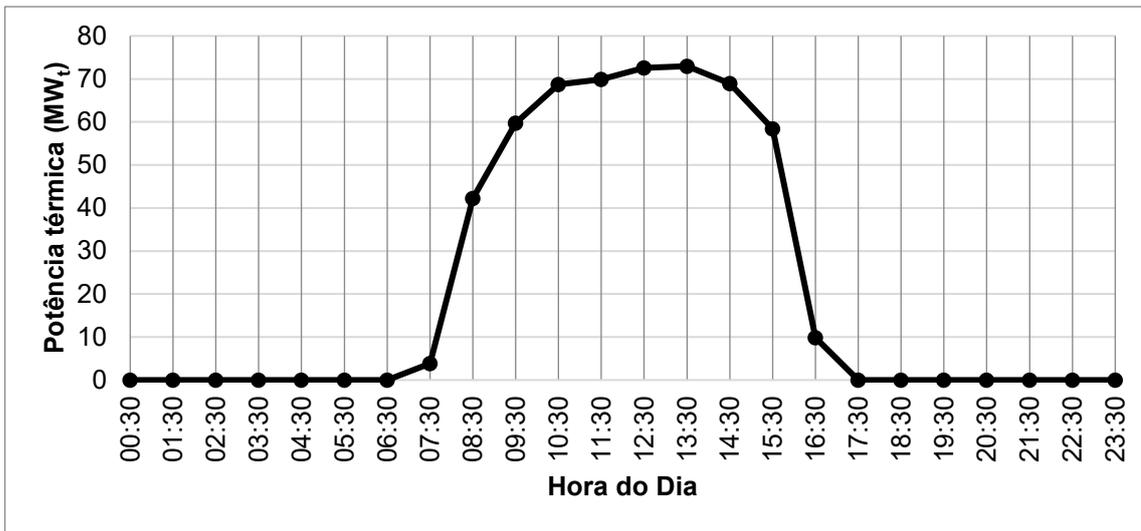


Figura 4.1 – Potência térmica média observada a cada hora do dia para um ano de operação da planta solar.

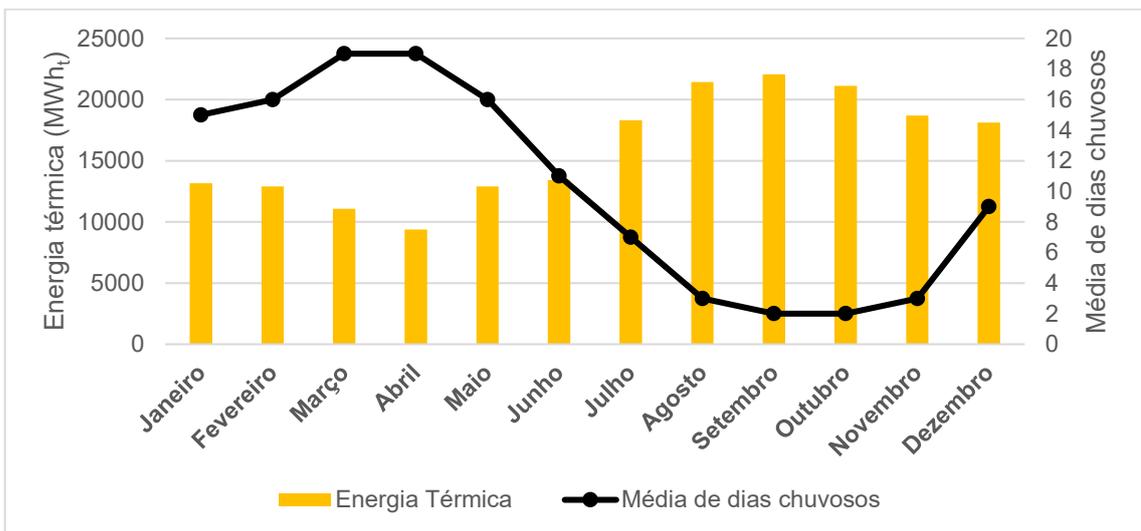


Figura 4.2 – Entrada de energia térmica acumulada em cada mês em contraste com o número médio de dias chuvosos observados entre 1999 e 2019 para cada mês de acordo com Climate-Data (2019) para cidade de Fortaleza-CE.

A cidade de Fortaleza que é próxima à Linha do Equador não apresenta um padrão de condições climáticas ao longo do ano o que dificulta a previsão do tempo com base nas estações do ano. Contudo, a partir do gráfico da Fig. 4.3 é possível observar que os meses do segundo semestre apresentam uma irradiância maior e conseqüentemente um maior fator de capacidade. O gráfico mostra uma variação máxima de aproximadamente 15 % do fator capacidade no ano, em conformidade com a disponibilidade de irradiância ao longo do ano. Outros parâmetros característicos da localização como a umidade relativa e temperatura ambiente também podem influenciar a capacidade produtiva da planta. Porém, o impacto na produção anual de energia desses parâmetros é inferior a 1 % como mostrado na revisão bibliográfica.

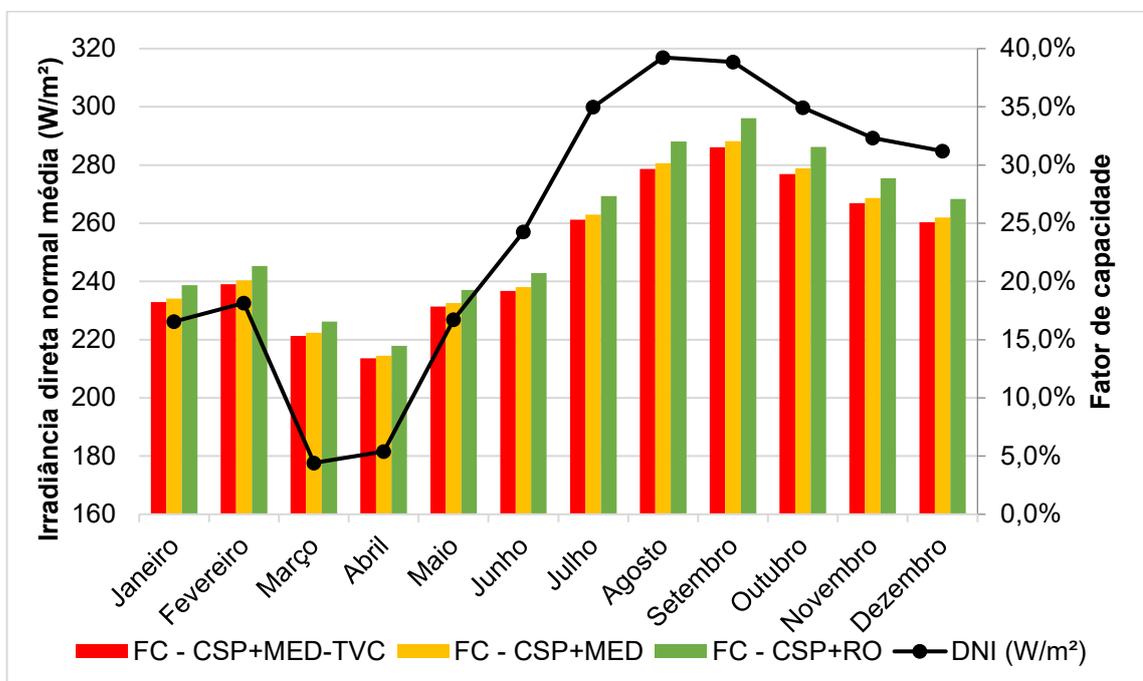


Figura 4.3 – Fator de capacidade para as simulações das configurações CSP+MED, CSP+MED-TVC e CSP+RO, utilizando a produção de energia elétrica como referência, e a irradiância direta normal média para cada mês de acordo com a NSRDB para cidade de Fortaleza-CE.

A Figura 4.4 mostra que a produção do sistema CSP+RO é ligeiramente superior em relação às configurações CSP+MED-TVC e CSP+MED. Vale destacar que a produção de água acompanha o aumento de produção no segundo semestre. Nas simulações, a vazão de vapor motriz da planta de dessalinização está atrelada à produção de energia, de forma que havendo menor disponibilidade de energia térmica há menor produção de água e energia elétrica. O mês de abril que é caracterizado com a menor produção, aproximadamente 40000

m<sup>3</sup>/mês de água, seria o suficiente para o consumo de 12300 pessoas, enquanto no mês de setembro a produção seria suficiente para abastecer em torno de 26500 pessoas, considerando um consumo médio individual de aproximadamente 108 litros de água por dia para atender as necessidades de consumo e higiene (PIRES et al., 2019). A produção de energia elétrica seria capaz de abastecer cerca de 22400 casas no mês de abril e no mês de setembro por volta de 52300 casas considerando um consumo médio residencial para o estado do Ceará de 130 kWh/mês (EPE, 2020).

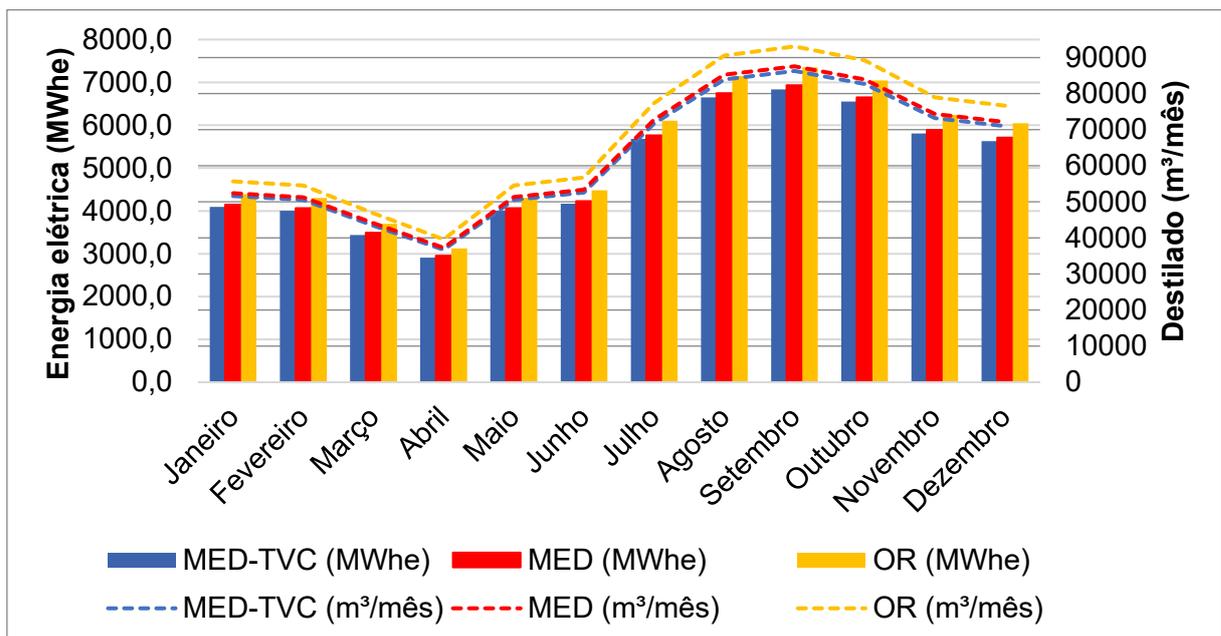


Figura 4.4 – Comparação entre a produção de água e energia elétrica para as simulações das configurações CSP+MED, CSP+MED-TVC e CSP+RO para a localização de Fortaleza-CE.

A Tabela 4.1 mostra os dados de produção anual das três configurações simuladas. As plantas CSP+MED e CSP+MED-TVC apresentam uma potência térmica de entrada no ciclo de potência maior se comparadas à configuração CSP+RO. Consequentemente, a produção de água dessalinizada e energia elétrica da configuração CSP+RO anual é cerca de 5,6 % maior se comparada ao sistema CSP+MED e 7,1 % superior se comparada ao sistema CSP+MED-TVC. Comparando os consumos médios de água de alimentação, o sistema CSP+MED detém o maior consumo. A maior vazão de água do mar nessa configuração é utilizada para condensar todo o vapor destilado do último efeito da planta MED, o que não ocorre na configuração CSP+MED-TVC, pois parte do vapor destilado do último efeito é direcionado para o ejetor a jato de vapor. Além disso, analisando os resultados das simulações, constata-se que a configuração CSP+MED-TVC apresenta a menor produção de

energia elétrica, mesmo com um consumo térmico inferior da planta de dessalinização. Isso se dá devido à extração de vapor do ciclo de potência em uma pressão mais elevada se comparada à configuração CSP+MED, o que resulta em uma penalidade maior na eficiência térmica da planta de cogeração.

Tabela 4.1 – Dados gerais de produção das configurações CSP+MED, CSP+MED-TVC e CSP+RO.

<b>Parâmetro</b>	<b>CSP+MED-TVC</b>	<b>CSP+MED</b>	<b>CSP+RO</b>	<b>Unidade</b>
Produção anual de água dessalinizada	753423,6	765674,7	813749,2	m <sup>3</sup> /ano
Produção média de água dessalinizada	324,2	329,0	349,7	m <sup>3</sup> /h
Consumo médio de água de alimentação da planta de dessalinização	1422,4	1838,5	775,3	m <sup>3</sup> /h
Consumo anual de energia térmica da planta de dessalinização	47032,0	54307,9	-	MWh <sub>t</sub> /ano
Produção anual de energia elétrica líquida da planta CSP	59707,3	60632,3	64243,4	MWh <sub>e</sub> /ano
Potência elétrica média da planta CSP	25,7	26,1	27,6	MW <sub>e</sub>
Potência térmica de entrada no ciclo de potência de projeto	97,1	95,6	89,9	MW <sub>t</sub>

#### 4.2. Análises paramétricas e de sensibilidade

A Tabela 4.2 mostra o comportamento da eficiência térmica, definida como a relação entre a potência elétrica produzida e a potência térmica exigida pelo ciclo, em função da variação do consumo específico de energia elétrica (SEC) dos diferentes sistemas de dessalinização. Os dados simulados indicam uma maior eficiência térmica do ciclo para a configuração CSP+RO, mesmo apresentando um SEC superior se comparado às configurações CSP+MED e CSP+MED-TVC. O alto valor do SEC atribuído ao sistema de osmose reversa é principalmente devido ao bombeamento da água do mar, que pode alcançar até 5900 kPa de acordo com as simulações do programa ROSA. A eficiência térmica do sistema CSP+RO é ligeiramente superior pois não há extração de vapor para movimentação da planta de dessalinização, uma vez que o sistema de osmose reversa utiliza energia elétrica.

É observada uma diferença de 2,4 % entre o caso com maior eficiência de 35,7 %, e o caso CSP+MED-TVC com menor eficiência térmica de 33,3 %. Diante dos resultados das simulações nota-se que embora a eficiência do sistema CSP+RO seja superior não é um parâmetro decisivo para a escolha da tecnologia, pois a produção a longo prazo e os custos da unidade também devem ser avaliados.

Tabela 4.2 – Eficiência térmica ( $\eta_{th}$ ) dos ciclos dos sistemas CSP+MED, CSP+MED-TVC e CSP+RO em função do consumo específico de energia elétrica (SEC).

<b>CSP+MED-TVC SEC (kWh/m<sup>3</sup>)</b>	<b>CSP+MED- TVC <math>\eta_{th}</math> (%)</b>	<b>CSP+MED SEC (kWh/m<sup>3</sup>)</b>	<b>CSP+MED <math>\eta_{th}</math> (%)</b>	<b>CSP+RO SEC (kWh/m<sup>3</sup>)</b>	<b>CSP+RO <math>\eta_{th}</math> (%)</b>
1,2	33,7	1,4	34,3	3	35,7
1,4	33,6	1,6	34,2	3,5	35,5
1,6	33,6	1,8	34,1	4	35,3
1,8	33,5	2	34,0	4,5	35,1
2,0	33,4	2,2	33,9	5	34,9
2,2	33,3	2,4	33,9	5,5	34,7

As Tabelas 4.3, 4.4 e 4.5 mostram os resultados do estudo paramétrico do fator de capacidade, que indica a proporção entre a produção efetiva da planta e a capacidade total máxima anual, para as configurações CSP+MED-TVC, CSP+RO e CSP+MED.

Tabela 4.3 – Resultado dos estudos paramétricos para o fator de capacidade em função do múltiplo solar (SM) e da capacidade de armazenamento de energia (TES), para a configuração CSP+MED-TVC.

<b>Fator de capacidade para configuração CSP+MED-TVC</b>				
	<b>TES = 0 h</b>	<b>TES = 6 h</b>	<b>TES = 12 h</b>	<b>TES = 18 h</b>
<b>SM = 1,12</b>	21,3 %	21,2 %	21,1 %	21,1 %
<b>SM = 1,5</b>	26,6 %	28,9 %	28,9 %	28,8 %
<b>SM = 2</b>	29,1 %	38,8 %	39,1 %	39,1 %
<b>SM = 2,5</b>	30,5 %	44,3 %	49,3 %	49,3 %
<b>SM = 3</b>	31,5 %	47,2 %	57,7 %	59,6 %
<b>SM = 3,5</b>	32,4 %	49,2 %	62,1 %	69,3 %
<b>SM = 4</b>	33,1%	50,6 %	65,0 %	76,0 %

Tabela 4.4 – Resultado dos estudos paramétricos para o fator de capacidade em função do múltiplo solar (SM) e da capacidade de armazenamento de energia (TES), para a configuração CSP+RO.

<b>Fator de capacidade para configuração CSP+RO</b>				
	<b>TES = 0 h</b>	<b>TES = 6 h</b>	<b>TES = 12 h</b>	<b>TES = 18 h</b>
<b>SM = 1,12</b>	22,9 %	22,7 %	22,7 %	22,7 %
<b>SM = 1,5</b>	28,6 %	31,0 %	31,0 %	31,0 %
<b>SM = 2</b>	31,3 %	41,7 %	42,0 %	42,0 %
<b>SM = 2,5</b>	32,8 %	47,6 %	53,0 %	53,0 %
<b>SM = 3</b>	33,9 %	50,7 %	62,0 %	64,0 %
<b>SM = 3,5</b>	34,8 %	52,9 %	66,7 %	74,5 %
<b>SM = 4</b>	35,5 %	54,3 %	69,9 %	81,7 %

Tabela 4.5 – Resultado dos estudos paramétricos para o fator de capacidade em função do múltiplo solar (SM) e da capacidade de armazenamento de energia (TES), para a configuração CSP+MED.

<b>Fator de capacidade para configuração CSP+MED</b>				
	<b>TES = 0 h</b>	<b>TES = 6 h</b>	<b>TES = 12 h</b>	<b>TES = 18 h</b>
<b>SM = 1,12</b>	21,6 %	21,5 %	21,4 %	21,4 %
<b>SM = 1,5</b>	27,0 %	29,3 %	29,3 %	29,3 %
<b>SM = 2</b>	29,5 %	39,4 %	39,7 %	39,7 %
<b>SM = 2,5</b>	30,9 %	44,9 %	50,0 %	50,0 %
<b>SM = 3</b>	32,0 %	47,9 %	58,5 %	60,4 %
<b>SM = 3,5</b>	32,8 %	49,9 %	62,9 %	70,3 %
<b>SM = 4</b>	33,5 %	51,3 %	65,9 %	77,1 %

Os resultados mostram que não há uma diferença expressiva do fator de capacidade entre as configurações CSP+MED e CSP+MED-TVC. Essa semelhança está relacionada a produção anual de energia elétrica líquida equivalente entre essas configurações. A combinação com múltiplo solar igual a 4 e TES de 18 h resulta no maior fator de capacidade de 76 %, 81,7 % e 77,1 % para as configurações CSP+MED-TVC, CSP+RO e CSP+MED, respectivamente. Ademais, os resultados referentes a TES igual a 0 h mostram que o aumento do SM sem um sistema de armazenamento de energia, não resulta em um acréscimo significativo no fator de capacidade. Com o aumento do SM parte da energia não é utilizada pelo ciclo de potência, pois há um limite máximo de entrada de energia térmica.

É importante ressaltar que o superdimensionamento do campo solar em relação ao ciclo de potência dos casos com SM e TES maiores, resulta no aumento da produção, contudo, maiores gastos com infraestrutura e equipamentos são exigidos. Desta forma, se torna necessária a análise econômica dos investimentos em infraestrutura e capacidade de armazenamento de energia em uma perspectiva de longo prazo.

### **4.3. Avaliação econômica das tecnologias**

O custo da unidade de energia e água foram comparados entre as configurações utilizando como base os parâmetros custo nivelado de energia (LCOE) e custo nivelado de água (LCOW). As Tabelas 4.6 e 4.7 mostram os resultados da avaliação econômica para diferentes cenários variando a capacidade de armazenamento de energia térmica (TES) e a dimensão do campo solar (SM).

Os resultados da Tab. 4.6 mostram que os menores valores obtidos de LCOE para os sistemas são para o cenário com SM igual a 1,5 e TES igual a 0 h, e o caso com SM igual a 4 e TES igual a 18 h, contudo, valores semelhantes de LCOE também são obtidos para outros cenários. O menor LCOE de 0,80 R\$/kWh<sub>e</sub> encontrado foi referente a configuração CSP+RO, que apresenta uma produção de energia elétrica líquida maior que as outras configurações. Por outro lado, o maior valor de LCOE de 1,92 R\$/kWh<sub>e</sub> foi obtido para a configuração CSP+MED-TVC e cenário com SM igual a 1,12 e TES igual a 18 h. Nesse cenário o reservatório de 18 h não é aproveitado completamente, pois a maioria da energia térmica fornecida pelo campo solar é utilizada pelo ciclo de potência. Assim, o capital inicial investido no sistema TES para esse cenário não apresenta um bom custo-benefício, pois não resulta em uma produção de energia elétrica maior.

Os resultados da Tab. 4.7 mostram que a configuração CSP+MED apresenta o menor valor de LCOW 3,39 R\$/m<sup>3</sup> para o cenário de SM igual a 4 e TES igual a 18 h. Ainda que a planta MED exija alto capital inicial investido os custos de operação são menos que a metade dos custos de operação da configuração CSP+RO. Em contrapartida, a combinação de SM igual a 4 e TES igual a 18 h para a configuração CSP+RO resulta em uma maior produção de 214809 MWh<sub>e</sub> de energia elétrica anual e 2720923 m<sup>3</sup> de água dessalinizada, ao passo que para a configuração CSP+MED é calculada uma produção de aproximadamente 202660 MWh<sub>e</sub> e 2558496 m<sup>3</sup>. Em resumo, os resultados das Tab. 4.6 e 4.7 mostram que quando são comparados os parâmetros LCOE e LCOW os melhores cenários para as três configurações são as combinações de SM igual a 4 e TES igual a 18 h, SM igual a 3,5 e TES igual a 12 h, SM igual a 3 e TES igual a 6 h e SM igual a 1,5 e TES igual a 0 h. A partir dos casos

considerados é possível afirmar que a configuração CSP+MED possui uma vantagem econômica diante da configuração CSP+MED-TVC.

Tabela 4.6 – Custo nivelado de energia dos sistemas CSP+MED-TVC, CSP+MED e CSP+RO considerando cenários com diferentes configurações do campo solar.

<b>LCOE para configuração CSP+MED-TVC (R\$/kWh<sub>e</sub>)</b>				
	<b>TES = 0 h</b>	<b>TES = 6 h</b>	<b>TES = 12 h</b>	<b>TES = 18 h</b>
<b>SM = 1,12</b>	0,92	1,25	1,59	1,92
<b>SM = 1,5</b>	0,86	1,03	1,28	1,52
<b>SM = 2</b>	0,93	0,88	1,05	1,23
<b>SM = 2,5</b>	1,02	0,86	0,92	1,06
<b>SM = 3</b>	1,11	0,90	0,86	0,95
<b>SM = 3,5</b>	1,21	0,95	0,87	0,88
<b>SM = 4</b>	1,31	1,00	0,89	0,86
<b>LCOE para configuração CSP+RO (R\$/kWh<sub>e</sub>)</b>				
	<b>TES = 0 h</b>	<b>TES = 6 h</b>	<b>TES = 12 h</b>	<b>TES = 18 h</b>
<b>SM = 1,12</b>	0,86	1,17	1,48	1,79
<b>SM = 1,5</b>	0,80	0,96	1,19	1,41
<b>SM = 2</b>	0,86	0,82	0,98	1,15
<b>SM = 2,5</b>	0,95	0,81	0,86	0,99
<b>SM = 3</b>	1,04	0,84	0,80	0,89
<b>SM = 3,5</b>	1,13	0,88	0,81	0,82
<b>SM = 4</b>	1,22	0,93	0,83	0,80
<b>LCOE para configuração CSP+MED (R\$/kWh<sub>e</sub>)</b>				
	<b>TES = 0 h</b>	<b>TES = 6 h</b>	<b>TES = 12 h</b>	<b>TES = 18 h</b>
<b>SM = 1,12</b>	0,91	1,24	1,56	1,89
<b>SM = 1,5</b>	0,84	1,02	1,26	1,50
<b>SM = 2</b>	0,91	0,87	1,04	1,21
<b>SM = 2,5</b>	1,00	0,85	0,91	1,05
<b>SM = 3</b>	1,10	0,89	0,85	0,94
<b>SM = 3,5</b>	1,19	0,93	0,85	0,87
<b>SM = 4</b>	1,29	0,99	0,88	0,85

Tabela 4.7 – Custo nivelado de água dos sistemas CSP+MED-TVC, CSP+MED e CSP+RO considerando cenários com diferentes configurações do campo solar.

<b>LCOW para configuração CSP+MED-TVC (R\$/m<sup>3</sup>)</b>				
	<b>TES = 0 h</b>	<b>TES = 6 h</b>	<b>TES = 12 h</b>	<b>TES = 18 h</b>
<b>SM = 1,12</b>	10,34	10,41	10,42	10,43
<b>SM = 1,5</b>	8,42	7,83	7,83	7,84
<b>SM = 2</b>	7,78	6,01	5,97	5,97
<b>SM = 2,5</b>	7,45	5,36	4,89	4,89
<b>SM = 3</b>	7,23	5,07	4,29	4,18
<b>SM = 3,5</b>	7,06	4,90	4,04	3,69
<b>SM = 4</b>	6,93	4,79	3,89	3,43
<b>LCOW para configuração CSP+RO (R\$/m<sup>3</sup>)</b>				
	<b>TES = 0 h</b>	<b>TES = 6 h</b>	<b>TES = 12 h</b>	<b>TES = 18 h</b>
<b>SM = 1,12</b>	9,47	9,52	9,53	9,53
<b>SM = 1,5</b>	7,94	7,47	7,47	7,48
<b>SM = 2</b>	7,43	6,03	6,00	6,00
<b>SM = 2,5</b>	7,17	5,51	5,14	5,14
<b>SM = 3</b>	6,99	5,28	4,66	4,57
<b>SM = 3,5</b>	6,86	5,15	4,46	4,19
<b>SM = 4</b>	6,76	5,06	4,34	3,98
<b>LCOW para configuração CSP+MED (R\$/m<sup>3</sup>)</b>				
	<b>TES = 0 h</b>	<b>TES = 6 h</b>	<b>TES = 12 h</b>	<b>TES = 18 h</b>
<b>SM = 1,12</b>	10,21	10,28	10,28	10,29
<b>SM = 1,5</b>	8,31	7,73	7,73	7,73
<b>SM = 2</b>	7,68	5,94	5,90	5,90
<b>SM = 2,5</b>	7,35	5,29	4,83	4,83
<b>SM = 3</b>	7,14	5,01	4,24	4,13
<b>SM = 3,5</b>	6,97	4,84	3,99	3,65
<b>SM = 4</b>	6,84	4,73	3,84	3,39

Plantas reais de energia solar concentrada como as SEGS apresentam um fator de até 30 % (PALENZUELA et al., 2015). Além disso, sistemas de armazenamento energia em plantas de energia solar concentrada possuem a capacidade de armazenamento em torno de 7,5 h (RAHMAN et al., 2015). Diante disso, as simulações considerando TES = 18 h e SM = 4 podem não ser viáveis comercialmente.

Por fim, embora a configuração CSP+RO apresente maiores valores de LCOW para a maioria dos casos ainda é a tecnologia mais vantajosa economicamente, pois para a capacidade de 30 MW<sub>e</sub> e 380 m<sup>3</sup>/h projetada os custos com a planta de dessalinização representam aproximadamente um décimo do custo total da planta de cogeração em seu ciclo de vida útil.

## CAPÍTULO V

### CONCLUSÕES

O trabalho descrito nessa dissertação focou na análise termodinâmica de sistemas com a finalidade de produzir água dessalinizada e energia elétrica. Para isso, foram selecionadas as principais tecnologias utilizadas no mercado e mais eficientes energeticamente. Assim, os seguintes sistemas foram analisados: Energia Solar Concentrada (CSP), Destilação de Múltiplos Efeitos (MED), Destilação de Múltiplos Efeitos com Compressão Térmica de Vapor (MED-TVC) e Osmose Reversa (RO). Essas tecnologias foram estudadas a partir de modelos matemáticos e computacionais descritos na metodologia, que permitiram a simulação de resultados de produção de água e energia elétrica ao longo do período de um ano, baseados em dados meteorológicos médios de uma determinada localização. A cidade de Fortaleza no estado do Ceará foi escolhida como a localidade de referência para os dados meteorológicos utilizados nas simulações, devido à alta irradiância solar e secas recorrentes nas regiões próximas, que evidenciam o potencial e necessidade de aplicação das tecnologias mencionadas anteriormente. A seguir são apresentadas as principais conclusões desse trabalho:

- a) O melhor sistema depende de cada caso e sua viabilidade deve ser estudada a partir modelos termodinâmicos. Diante disso, os programas *System Advisor Model* (SAM), *Reverse Osmosis System Analysis* (ROSA) e modelos MED (MISTRY et al., 2012) e (EL-DESSOUKY e ETTOUNEY, 2002), utilizados nesse trabalho são importantes para a tomada de decisão no momento de desenvolvimento do projeto.
- b) Os modelos e programas descritos nas seções 3.2, 3.3 e 3.4 apresentam resultados de simulação válidos para uma avaliação preliminar de projetos utilizando o sistema de

energia solar CSP integrado às plantas MED e RO, com objetivo de fornecer água dessalinizada e energia elétrica. Os resultados das simulações quando comparados com dados de plantas reais apontaram um desvio de até 8 %.

c) Os resultados das simulações para o estudo de caso mostraram que um sistema de cogeração é viável, olhando por uma perspectiva de eficiência termodinâmica, para localidades com condições meteorológicas semelhantes às da cidade de Fortaleza. Considerando uma capacidade de 30 MW<sub>e</sub> de potência elétrica e produção de 380 m<sup>3</sup>/h de água dessalinizada, foram obtidas eficiências térmicas mínimas de aproximadamente 33,3 %, 33,9 % e 34,7 %, fatores de capacidade de 21,6 %, 22,9 % e 21,3 %, LCOE 0,91 R\$/KWh<sub>e</sub>, 0,86 R\$/KWh<sub>e</sub> e 0,92 R\$/kWh<sub>e</sub> de e LCOW 10,21 R\$/m<sup>3</sup>, 9,47 R\$/m<sup>3</sup> e 10,34 R\$/m<sup>3</sup> para as configurações CSP+MED, CSP+MED-TVC e CSP+RO, respectivamente. Os fatores de capacidade encontrados estão próximos dos encontrados na literatura (PALENZUELA et al., 2015), para plantas reais do tipo CSP com calhas parabólicas sem sistema de armazenamento térmico.

d) Foi possível verificar no estudo de caso de Fortaleza que há uma vantagem produtiva da configuração CSP+RO sobre as demais configurações. De acordo com a simulação foi prevista uma produção anual do sistema CSP+RO 5,6 % superior se comparada ao sistema CSP+MED, e 7,3 % maior se comparada ao sistema CSP+MED-TVC. Ademais, a utilização combinação CSP+RO possui outro benefício, que é a possibilidade da instalação da planta solar e o ciclo de potência separados da planta de dessalinização. Essa viabilidade facilita na escolha das áreas para possível instalação, principalmente, em cidades como Fortaleza onde há grande ocupação do litoral.

## PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

O estudo desenvolvido neste trabalho foi conduzido de forma que pudesse ser reproduzido e aprimorado pelo autor da dissertação ou por outros pesquisadores. Dessa forma, são apresentadas as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Complementar a análise econômica dos sistemas de cogeração com o desenvolvimento de um modelo mais detalhado que leva em conta as taxas e incentivos fiscais de cada região.
- Integrar os modelos de dessalinização ao código do programa *System Advisor Model* (SAM), reduzindo o número de programas necessários para realizar as simulações. O SAM utiliza uma linguagem de programação chamada LK Script semelhante à linguagem C e permite acrescentar diferentes modelos ao programa.
- Simular a implantação das configurações das plantas em outras localizações no Brasil. Além do extenso litoral do Brasil com acesso à água do mar, regiões do sudeste também apresentam potencial de instalação de plantas de cogeração.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ÁGUAS (ANA). Ministério do Meio Ambiente (Org.). “**Conjuntura dos recursos hídricos no Brasil: informe 2020**”. Brasília, 2020. Acessado em 30 de julho de 2021. Disponível em: < <http://conjuntura.ana.gov.br/>>

AHMED, M., CASIMIRO, S. “Reverse Osmosis powered by Concentrating Solar Power (CSP): A case study for Trapani, Sicily,” **Desalination and Water Treatment Journal**, 2015. <https://doi.org/10.5004/DWT.2016.11105>

ALMAR WATER SOLUTION. “Desalination Technologies and Economics: CAPEX, OPEX & Technological Game Changers to Come”. **Mediterranean Regional Technical Meeting Marseille** CMI, 2016. Acessado em: 18 de julho. 2021. Disponível em: < <https://www.cmimarseille.org/knowledge-library/desalination-technologies-and-economics-capex-opex-technological-game-changers-0>>.

ASKARI, I. B., AMERI, M. “Solar Rankine Cycle (SRC) powered by Linear Fresnel solar field and integrated with Multi Effect Desalination (MED) system”. **Renewable Energy**, 117, 52–70, 2018. <http://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.033>

ASKARI, I. B., AMERI, M., CALISE, F. “Energy, exergy and exergo-economic analysis of different water desalination technologies powered by Linear Fresnel solar field”. **Desalination**, 425, 37–67, 2018. <http://doi.org/10.1016/j.desal.2017.10.008>

AUSTELA. “New Tools for Economic Assessment of Australian CSP Projects New Tools for Economic Assessment of Australian CSP Projects”. 2013. Acessado em: 11 de dezembro de. 2020. Disponível em: <<http://www.austela.net.au/newsletter/129-new-tools-for-economic-assessment-of-australian-csp-projects>>.

BAHAROON, D. A., RAHMAN, H. A., OMAR, W. Z. W., & FADHL, S. O. “Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – A review”. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 41, 996–1027, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.09.008>

BLAIR, N., MEHOS, M., CHRISTENSEN, C. “Sensitivity of Concentrating Solar Power Trough Performance Cost and Financing with the Solar Advisor Model”. National Renewable Energy Laboratory, Golden, 2008.

BLANCO, J., PALENZUELA, P., ALARCÓN-PADILLA, D., ZARAGOZA, G., IBARRA, M. “Preliminary thermoeconomic analysis of combined parabolic trough solar power and desalination plant in port Safaga (Egypt)”. **Desalination and Water Treatment**, 51(7-9), 1887–1899, 2013. <https://doi.org/10.1080/19443994.2012.703388>

BURN, S.; GRAY, S. “**Efficient Desalination by Reverse Osmosis: A Guide to RO Practice**”. IWA Publishing, London, UNITED KINGDOM, 2015. <https://doi.org/10.2166/9781780405049>

BUROS, O.K. “**The ABCs of Desalting**”. Second ed. International Desalination Association, Topsfield, Mass, 2000.

CASIMIRO, S. M. A. “**Concentrating solar power + desalination plants (CSP+D): models and performance analysis**”. PhD. thesis Universidade de Lisboa – Instituto Superior Técnico. 2015.

CENTRE NATIONAL DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE (CNRS), 2014. Acessado em 30 de julho de 2021. Disponível em: <<https://pbs.twimg.com/media/BzRY3K1CUAA2bbI?format=png&name=large>>

CHHATBAR, K. AND MEYER. R. “The Influence of Meteorological Parameters on the Energy Yield of Solar Thermal Power Plants”. 2011.

CLIMATE-DATA. FORTALEZA CLIMA (BRASIL), 2019. Acessado em: 14 de junho de. 2021, Disponível em: <<https://pt.climate-data.org/america-do-sul/brasil/ceara/fortaleza-2031/>>.

COHEN, G. E.; KEARNEY, D. W.; KOLB, G. J. “**Final Report on the Operation and Maintenance Improvement Program for Concentrating Solar Power Plants**”. Sandia National Laboratories, SAND99-1290, 1999. <https://doi.org/10.2172/8378>

CONNOLLY, D.; LUND H.; MATHIESEN, B. V.; LEAHY, M. "A review of computer tools for analysing the integration of renewable energy into various energy systems". **Appl Energy**, 2010; 87(4): 1059-82. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.09.026>

DALL, E. P. "**Integrating desalination with concentrating solar power: Large scale cogeneration of water and electricity**". Master's thesis. Faculty of Engineering at Stellenbosch University. 2017.

DARWISH, M., ABDULRAHIM, H. K. "Feed water arrangements in a multi-effect desalting system". **Desalination**, Vol. 228, 30-54, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.05.039>

DAVID, W. K., CHARLES E. M. "SEGS VI: Technical Evaluation of Project Feasibility". Submitted to Luz Solar Partners VI, January 1988.

DEANE, J. P., CHIODI, A.; GARGIULO, M., Ó GALLACHÓIR, B. P. "Soft-linking of a power systems model to an energy systems model". In: **Energy, 8th World energy system conference**, wesc 2010, vol. 42, no. 1; p. 303-12, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.052>

DESPRÉS, J., HADJSAID, N., CRIQUI, P., NOIROT I. "Modelling the impacts of variable renewable sources on the power sector: reconsidering the typology of energy modelling tools". **Energy**, 80: 486-95, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.12.005>

DOW CHEMICAL COMPANY (DOW). "ROSA Membrane Projection Software: CCRO Modeling". 2016. Acessado em 29 de julho de 2021. Disponível em: < [https://www.desalitech.com/rosa\\_download\\_lp/](https://www.desalitech.com/rosa_download_lp/)>

DUFFIE, J., BECKMAN, W. "**Solar engineering of thermal processes**". 4ED, Wiley Interscience, New York, 2013. <https://doi.org/10.1002/9781118671603>

EL-DESSOUKY, H. "Modeling and simulation of thermal vapor compression desalination plant". **Symposium on Desalination of Seawater with Nuclear Energy**, Taejon, Republic of Korea, 1997.

EL-DESSOUKY, H. T., ETTOUNEY, H. M. "**Fundamentals of Salt Water Desalination**". Amsterdam: ELSEVIER SCIENCE B.V., 2002.

EL-DESSOUKY, H. T., ETTOUNEY, H. M., MANDANI, F. "Performance of parallel feed multiple effect evaporation system for seawater desalination". **Applied Thermal Engineering**, 20, 1679-1706, 2000. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00098-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00098-8)

EL-DESSOUKY, H. T., ETTOUNEY, H. Multiple-effect evaporation desalination systems. thermal analysis, European Conference on Desalination and the Environment, **Desalination**, Vol. 125, 259-276, 1999. [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(99\)00147-2](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(99)00147-2)

EL-SAYED, Y. M., SILVER, R. S. **“Principles of Desalination”**, volume A, Academic Press, New York, NY, 2nd edition, pp. 55-109, 1980.

<https://doi.org/10.1016/B978-0-12-656701-4.50008-5>

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). **“Anuário estatístico de energia elétrica de 2020”**. Ministério de Minas e Energia, 2020. Acessado em 31 de julho de 2021. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/anuario-estatistico-de-energia-eletrica>>.

GSE SYSTEMS, “JPro Product Overview”, 2015. Acessado em: 11 de dezembro de. 2020. Disponível em: <<https://www.gses.com/wp-content/uploads/GSE-JPro-Product-Overview.pdf>>.

HIDALGO GONZALEZ I., RUIZ CASTELLO P., SGOBBI A., NIJS W., QUOILIN S., ZUCKER A. **“Addressing flexibility in energy system models. Luxembourg: European Commission”**. Joint Research Centre (JRC); 2015.

INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY (IAEA). **“Desalination Economic Evaluation Program (DEEP-3.0)”**. Vienna: International Atomic Energy Agency (IAEA), 2006.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **“Technology Roadmap, Solar Thermal Electricity, 2014 Edition”**. International Energy Agency (IEA), Paris, 2014. Acessado em 29 de fevereiro 2021. Disponível em: < [http://www.inship.eu/docs/General%203%20IEGV9Jm2u7rmsCe65wKzPTw5jtS38n2tVEGi%20ctricity\\_2014edition.pdf](http://www.inship.eu/docs/General%203%20IEGV9Jm2u7rmsCe65wKzPTw5jtS38n2tVEGi%20ctricity_2014edition.pdf) >

INTERNATIONAL RENEWABLE ENERGY AGENCY. **“Concentrating Solar Power - Technology Brief”**. IRENA, Abu Dhabi, 2013.

JONES, E., QADIR, M., VLIET, M., SMAKHTIN, V., KANG, S. “The state of desalination and brine production: A global outlook”. **Science of The Total Environment**. 657, 2019. <http://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2018.12.076>

JORGENSON, J., DENHOLM, P., MEHOS, M., TURCHI, C. **“Estimating the Performance and Economic Value of Multiple Concentrating Solar Power Technologies in a Production Cost Model”**. National Renewable Energy Laboratory, Golden, 2013. Acessado em 29 de fevereiro de 2021. Disponível em: < <https://www.nrel.gov/docs/fy14osti/58645.pdf>>

KOLB, G.J. “**Evaluation of power production from the solar electric generating systems at Kramer Junction: 1988 to 1993**”. No. SAND--94-2909C, CONF-950336--11, Sandia National Labs., Albuquerque, NM, United States. 1994.

KURAVI, S., GOSWAMI, Y. “Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants”. **Progress in Energy and Combustion Science**, n.º 39, pp. 285-319, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2013.02.001>

LIPPKE, F. “**Simulation of the part-load behavior of a 30 MWe SEGS plant**”. SAND95-1293, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM, 1995. <https://doi.org/10.2172/95571>

MANCHA, E., DEMICHELE, D., WALKER, W. S., SEACORD, T. F., SUTHERLAND, J., CANO, A., “Part II. Performance Evaluation of Reverse Osmosis Membrane Computer Models”. **Texas Water Development Board**, 2014.

MARTIN, M.J. “**Suitability of satellite sea surface salinity data for use in assessing and correcting ocean forecasts**”. *Remote Sensing of Environment*. 180:305–319, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.rse.2016.02.004>

MILLER, J. E. “**Review of water Resources and Desalination Technologies**”. Sandia National Laboratories, Albuquerque 2003. <http://doi.org/10.2172/809106>

MISTRY, K.H., ANTAR, M.A., LIENHARD, J.H. “An improved model for multiple effect distillation”. **Desalination and Water Treatment**. 51(4):1–15, 2012. <http://doi.org/10.1080/19443994.2012.703383>

MOCH, I., QUERNS, W. R. STEWARD, D. “**WT Cost II Modeling the Capital and Operating Costs of Thermal Desalination Processes (USBR)**”. US Bureau of Reclamation (USBR), Denver, 2008.

MOHAMMADI, K., SAGHAFIFAR, M., ELLINGWOOD, K., POWELL, K. “Hybrid concentrated solar power (CSP)-desalination systems: A review”. **Desalination**. 2019. <http://doi.org/10.1016/j.desal.2019.114083>

NAFEY, A.; GARCIA-RODRIGUEZ, L., ELDEAN, M. A. S. “A new visual library for design and simulation of solar desalination systems (SDS)”. **Desalination**, vol. 259, n.º 1-3, pp. 197-207, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2010.04.005>

NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY (NREL), System Advisor Model 2020.2.29, 2020. Acessado em 30 de julho de 2021. Disponível em: <<https://sam.nrel.gov/download/version-2020-2-29-1.html>>

NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY (NREL). National Solar Radiation Data Base. "Typical Meteorological Year (TMY)". 2017. Acessado em 30 de julho de 2021. Disponível em: <<https://nsrdb.nrel.gov/about/tmy.html>>

NAYAR, K.G., SHARQAWY, M.H.; BANCHIK, L.D., LIENHARD, V. J. H. "Thermophysical properties of seawater: A review and new correlations that include pressure dependence". **Desalination**, Vol. 390, pp.1-24, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.02.024>

NEXTERA ENERGY (NEE). "Solar Electric Generating Systems". 2011. Acessado em 20 de julho de 2021. Disponível em: <<https://www.oakland.edu/Assets/upload/docs/Energy/CERC/SEGS.pdf>>

OFFICE OF ENERGY EFFICIENCY AND RENEWABLE ENERGY (EERE). "Linear Fresnel Power Plant Illustration". 2016. Acessado em 11 de dezembro de 2020. Disponível em: <<https://www.energy.gov/eere/solar/articles/linear-fresnel-power-plant-illustration>>.

OLIVEIRA, L. A. J., PASSOS, J.C., BAZZO, E. "Modelagem termodinâmica de uma planta heliotérmica de calhas parabólicas utilizando sais fundidos como fluido de transferência de calor". **CIES2020 - Congresso Ibérico e XIII Congresso Ibero-americano de Energia Solar**. Lisboa, Portugal: LNEG, 3-5, p. 563-571, 2020. <https://doi.org/10.34637/cies2020.1.2067>

OLWIG, R., HIRSCH, T., SATTLER, C., GLADE, H., SCHMEKEN, L., WILL, S., MESSALEM, R. "Techno-economic analysis of combined concentrating solar power and desalination plant configurations in Israel and Jordan". **Desalination and Water Treatment**, 41(1-3), 9–25, 2012. <http://doi.org/10.1080/19443994.2012.664674>

PALENZUELA, P., ALARCÓN-PADILLA, D.C., ZARAGOZA, G., BLANCO, J. "Comparison between CSP+MED and CSP+RO in Mediterranean Area and MENA Region: Techno-economic Analysis". **Energy Procedia**, 69, 1938–1947. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.192>

PALENZUELA, P., ALARCÓN-PADILLA, D.C., ZARAGOZA, G., "**Concentrating Solar Power and Desalination Plants**". Springer, 2015. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-20535-9>

PATNODE, A.M. "**Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants**". Master Of Science Thesis, University of Wisconsin-Madison, Madison, Wisconsin, U.S., 2006.

PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; GONÇALVES, A. R.; COSTA, R. S.; LIMA, F. L.; RÜTHER, R.; ABREU, S. L.; TIEPOLO, G. M.; PEREIRA, S. V.; SOUZA, J. G. **Atlas brasileiro de energia solar**. 2.ed. São José dos Campos: INPE, 2017. 80p. <http://doi.org/10.34024/978851700089>

PIRES, A. P. F. et al. “**Sumário para Tomadores de Decisão (STD) do Relatório Temático Água: biodiversidade, serviços ecossistêmicos e bem estar humano no Brasil**”. Editora Cubo, São Carlos, 2019. <http://doi.org/10.4322/978-85-60064-84-7>.

POWER, R. B. “**Steam jet ejectors for process industries**”. McGraw-Hill, Inc., N.Y., 1994.

PRICE, H. “Parabolic Trough Solar Power Plant Simulation Model. Proceedings of the ISEC 2003”: **International Solar Energy Conference**, 15-18 March 2003, Kohala Coast, Hawaii. New York: American Society of Mechanical Engineers. pp 665-673, 2003.

PRICE, H., LUPFERT, E., KEARNEY, D., ZARZA, E., COHEN, G., GEE, R., MAHONEY, R. “**Advances In Parabolic Trough Solar Power Technology**”. Journal of Solar Energy Engineering, 124(2), pp.109–125, 2002. <https://doi.org/10.1115/1.1467922>

SÁ, A. B., PIGOZZO FILHO, V. C., TADRIST, L., PASSOS, J. C. “Direct steam generation in linear solar concentration: Experimental and modeling investigation – A review”. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 90, 910–936. <http://doi:10.1016/j.rser.2018.03.075>

SCHAEFFER, R., SZKLO, A., LUCENA, A. F. P., SORIA, R., CHAVEZ, M. “The Vulnerable Amazon: The Impact of Climate Change on the Untapped Potential of Hydropower Systems”. **IEEE Power Energy Magazine**;11(3):22-31, 2013. <https://doi.org/10.1109/MPE.2013.2245584>

SHORT, W., PACKKEY, D.J., HOLT, T. “A manual for the economic evaluation of energy efficiency and renewable energy technologies”. NREL/TP-462-5173, Golden, CO, 1995. <https://doi.org/10.2172/35391>

SIMTECH, IPSEpro Online Platform. Acessado em: 11 de dezembro de. 2020. Disponível em: <<http://www.simtechnology.com/CMS/index.php/ipsepro>>.

SOLAR POWER AND CHEMICAL ENERGY SYSTEMS (SOLARPACES). “Brazil CSP Potential”. 2017. Acessado em 11 de dezembro de 2020. Disponível em:<<https://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-potential-solar-thermal-energy-by-member-nation/brazil/>>.

SOLAR POWER AND CHEMICAL ENERGY SYSTEMS (SOLARPACES). “**Concentrating Solar Power: Outlook 2009**”. SolarPaces, Tabernas, 2009.

SOMMARIVA, C. “**Desalination and Advanced Water Treatment - Economics and Financing**”. Hopkinton: Desalinations Publications, 2010.

SORIA, R., LUCENA, A.F.P., TOMASCHEK, J., FICHTER, T., HAASZ, T., SZKLO, A., SCHAEFFER, R., ROCHEDO, P., FAHL, U., KERN, J. “Modelling concentrated solar power (CSP) in the Brazilian energy system: A soft-linked model coupling approach”. **Energy**, Vol. 116, Part 1, 265– 280, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.080>

SOUZA, L. E. V, CAVALCANTE, A. M. G. “Concentrated Solar Power deployment in emerging economies: The cases of China and Brazil”. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 72, 1094–1103, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.10.027>

THE WORLD BANK, “**Global Solar Atlas 2.0**”. Solargis, 2019.

TRIEB, F. GERMAN AEROSPACE CENTER (DLR). “**Aqua-CSP Study Report, Concentrating Solar Power for Seawater Desalination, Final Report**”. German Aerospace Center (DLR), Stuttgart, 2007.

TURCHI, C., BOYD, M., KESSELI, D., KURUP, P., MEHOS, M., NEISES, T., SHARAN, P., WAGNER, M., & WENDELIN, T. “CSP Systems Analysis - Final Project Report”. 2019. Acessado em: 11 de dezembro de 2020 Disponível em: < <https://www.nrel.gov/docs/fy19osti/72856.pdf>>.

U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION (EIA). “**International Energy Outlook 2019 with projections to 2050**”. Office of Energy Analysis, U.S. Department of Energy, Washington, DC, 2019. Acessado em: 11 de dezembro de 2020 Disponível em: < <https://www.eia.gov/outlooks/archive/ieo19/>>.

VIEBAHN, P., LECHON, Y. “**Technology report (including road mapping, technology specification of current and future systems, development of costs) for solar thermal power plant technologies**”. Technical Paper No. 12.4 – RS Ia. EU-IP NEEDS (New Energy Externalities Developments for Sustainability), Stuttgart, 2007.

WAGNER, M.J., ZHU, G. “A direct steam linear Fresnel performance model for NREL’s SAM”. In: Proc. ASME 2012 6th Int. Conf. Energy Sustain. 10th Fuel Cell Sci. Eng. Technol. Conf., San Diego, CA: **ASME**, 2012. <http://doi.org/10.1115/ES2012-91317>

WORLD SEA TEMPERATURES. Acessado em 3 de fevereiro 2021. Disponível em:  
<<https://www.seatemperature.org/south-america/brazil/joo-pessoa.htm>>

ZHU, G. "New adaptive method to optimize the secondary reflector of linear Fresnel collectors."  
**Solar Energy**. 144. 117-126. <http://doi.org/10.1016/j.solener.2017.01.005>

## APÊNDICE I – Perda de carga nos trocadores de calor

Correlação para cálculo da perda de carga nos aquecedores de água de alimentação em função da vazão mássica de alimentação total  $\dot{m}_s$ :

$$\Delta P_{FHW1} = 0,8510 \cdot \dot{m}_s^2 - 19,2090 \cdot \dot{m}_s + 304,1400 \quad (\text{A.1})$$

$$\Delta P_{FHW2} = 0,7212 \cdot \dot{m}_s^2 + 9,5179 \cdot \dot{m}_s - 154,9800 \quad (\text{A.2})$$

$$\Delta P_{FHW3} = 0,0850 \cdot \dot{m}_s^2 - 0,2712 \cdot \dot{m}_s + 12,6160 \quad (\text{A.3})$$

$$\Delta P_{FHW4} = 0,0850 \cdot \dot{m}_s^2 - 0,2712 \cdot \dot{m}_s + 12,6160 \quad (\text{A.4})$$

$$\Delta P_{FHW5} = 0,2503 \cdot \dot{m}_s^2 + 3,0769 \cdot \dot{m}_s - 20,2070 \quad (\text{A.5})$$

Correlação para cálculo da perda de carga nos aquecedores de água de alimentação nas linhas de extração da turbina em função da vazão mássica de alimentação total  $\dot{m}_s$ :

$$\Delta Pe_{FHW1} = 1,5577 \cdot \dot{m}_s^2 - 38,6710 \cdot \dot{m}_s + 466,4700 \quad (\text{A.6})$$

$$\Delta Pe_{FHW2} = 0,5814 \cdot \dot{m}_s^2 + 4,8238 \cdot \dot{m}_s - 190,4600 \quad (\text{A.7})$$

$$\Delta Pe_{FHW3} = 0,0210 \cdot \dot{m}_s^2 + 3,0941 \cdot \dot{m}_s + 0,3753 \quad (\text{A.8})$$

$$\Delta Pe_{FHW4} = 0,0084 \cdot \dot{m}_s^2 + 1,5676 \cdot \dot{m}_s - 15,4090 \quad (\text{A.9})$$

$$\Delta Pe_{FHW5} = 0,0213 \cdot \dot{m}_s^2 - 0,7552 \cdot \dot{m}_s + 12,2360 \quad (\text{A.10})$$

Correlação para cálculo da perda de carga no pré-aquecedor  $\Delta P_{PH}$ , superaquecedor  $\Delta P_{SH}$  e reaquecedor  $\Delta P_{HT}$ , em função da vazão mássica de alimentação total  $\dot{m}_s$ :

$$\Delta P_{PH} = -0,0855 \cdot \dot{m}_s^2 + 6,3201 \cdot \dot{m}_s - 96,5410 \quad (\text{A.11})$$

$$\Delta P_{SH} = 0,1696 \cdot \dot{m}_s^2 + 3,8569 \cdot \dot{m}_s - 64,8950 \quad (\text{A.12})$$

$$\Delta P_{HT} = 0,0934 \cdot \dot{m}_s^2 + 0,1966 \cdot \dot{m}_s - 0,2616 \quad (\text{A.13})$$