

PRISCILA PIERRE LANNA

**MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UMA PLANTA
DE DESSALINIZAÇÃO - MSF**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, para obtenção do título de *Magister Scientiae*.

Orientador: Antônio Marcos de Oliveira Siqueira

VIÇOSA – MINAS GERAIS

2020

**Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central da Universidade
Federal de Viçosa - Campus Viçosa**

T

L292m
2020 Lanna, Priscila Pierre, 1994-
Modelagem matemática e simulação numérica de uma
planta de dessalinização - MSF / Priscila Pierre Lanna. – Viçosa,
MG, 2020.

66 f. : il. (algumas color.) ; 29 cm.

Orientador: Antônio Marcos de Oliveira Siqueira.
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Viçosa.
Referências bibliográficas: f.63-66.

1. Destilação. 2. Dessalinização da água - Modelos
matemáticos. 3. Simulação numérica. I. Universidade Federal de
Viçosa. Departamento de Química. Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Química. II. Título.

CDD 22 ed. 628.1672

PRISCILA PIERRE LANNA

**MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UMA PLANTA
DE DESSALINIZAÇÃO - MSF**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, para obtenção do título de *Magister Scientiae*.

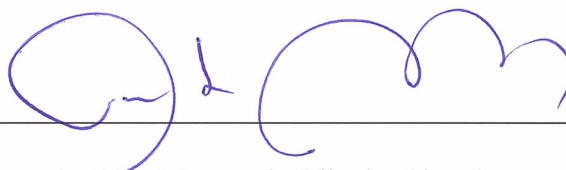
APROVADA: 29 de maio de 2020

Assentimento:



Priscila Pierre Lanna

Autora



Antônio Marcos de Oliveira Siqueira

Orientador

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

Agradeço a Deus por me proporcionar perseverança durante toda essa jornada.

Aos meus pais e irmã pelo apoio e incentivo que serviram de alicerce para as minhas realizações.

À minha tia pela compreensão e paciência demonstrada durante toda minha caminhada acadêmica.

À minha avó (in memoriam), cuja presença foi essencial na minha vida.

Ao meu orientador pelas valiosas contribuições dadas durante todo o processo.

A esta universidade, a UNIVIÇOSA e a todos os professores do curso de Engenharia Química pela qualidade e comprometimento com o ensino oferecido.

RESUMO

LANNA, Priscila Pierre, M.Sc., Universidade Federal de Viçosa, maio de 2020. **Modelagem matemática e simulação numérica de uma planta de dessalinização - MSF**. Orientador: Antônio Marcos de Oliveira Siqueira.

A complexidade do problema de acesso à água potável aponta para a necessidade de estudos e avaliações que viabilizem a utilização de fontes alternativas de água potável capazes de suprir as necessidades básicas humanas e também possibilitar o desenvolvimento de atividades econômicas nessas regiões. Nestes termos, motivado pela discussão de um assunto tão relevante, o objetivo deste trabalho foi realizar a modelagem matemática e a simulação numérica de uma planta de dessalinização pelo método de Destilação *Flash* de Múltiplos Estágios (MSF). Para a execução deste estudo foi utilizado o *software* de modelagem EES®, em que se avaliou a influência dos parâmetros operacionais sobre o desempenho da planta de dessalinização. O modelo resultante foi capaz de reproduzir os dados operacionais reais e prever as condições de operação. As ferramentas de modelagem matemática e simulação numérica são importantes para o desenvolvimento de proposições de projetos e tecnologias eficientes e viáveis de dessalinização da água, capazes de auxiliar no suprimento de água. Em teoria, a sua utilização pode reduzir significativamente o tempo de engenharia, criando a capacidade de se testar diferentes opções variáveis e operacionais e demais parâmetros, em um programa de computador, e não em modelos de teste físico. Essa capacidade pode teoricamente reduzir o custo do projeto e sua implementação, bem como o custo final para a população que poderá usufruir destas instalações (se construídas, instaladas e colocadas em operação), eliminando a necessidade de vários protótipos físicos a serem feitos e testados. Os resultados do estudo mostram que o número de estágios é a variável que mais afeta o desempenho da planta, uma vez que a vazão de vapor de aquecimento diminui drasticamente com o aumento do número de estágios, o que torna a planta mais eficiente e econômica no ponto de vista energético. Verifica-se ainda que as variáveis relacionadas à água do mar não fornecem variações significativas no desempenho da planta. Finalmente, observou-se que a elevação da temperatura máxima da salmoura ocasiona a redução na área total de troca térmica; no entanto, com relação ao desempenho da planta, a temperatura máxima da salmoura não afeta significativamente esse parâmetro no processo.

PALAVRAS-CHAVE: Destilação. EES®. Múltiplos estágios. Simulação numérica.

ABSTRACT

LANNA, Priscila Pierre, M.Sc., Universidade Federal de Viçosa, May, 2020. **Mathematical modeling and numerical simulation of a desalination plant - MSF**. Advisor: Antônio Marcos de Oliveira Siqueira.

The complexity of the problem to access to drinking water problem points out to the need for studies and investigations that facilitate the use of alternative sources of drinking water that are able to meet basic human needs and also enable the development of economic activities in these regions. In view of this, motivated by the discussion of such a relevant subject, the objective of this work was to perform the mathematical modeling and the numerical simulation of a desalination plant using the Multiple Stage Flash Distillation (MSF) method, as a desalination technique to meet existing demands. For the execution of this study, the EES® modeling software was used, whereby the influence of operational parameters on the performance of the desalination plant was evaluated. The resulting model was able to reproduce the actual operational data and forecast operating conditions. The tools of mathematical modeling and numerical simulation are important for the proposal of projects involving efficient and viable technologies for water desalination which are able to assist in water supply. In theory, its use can significantly reduce engineering time, enabling the test of different variable and operational options and other parameters, in a computer program, and not in physical test models. This capability can theoretically reduce the cost of the project and its implementation, as well as the final cost to the population that can take advantage of these facilities (if constructed, installed and put into operation), eliminating the need for multiple physical prototypes to be constructed and tested. The results of the study show that the number of stages is the variable that most affects the performance of the plant, since the flow of heating steam decreases dramatically with the increase in the number of stages, which renders the plant more efficient and economical at the energetic point of view. It was also verified that the variables related to sea water do not provide significant variations in plant performance. Finally the elevation of the maximum brine temperature causes a reduction in the total area of heat transfer area; however, with respect to plant performance, the maximum brine temperature does not significantly affect this parameter in the process.

KEYWORDS: Distillation. EES®. Multiple stages. Numerical simulation.

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área (m ²);
B	vazão de salmoura (kg/s);
C _p	calor específico (kJ/kg °C);
d	diâmetro (m);
D	vazão de destilado (kg/s);
EPB	elevação do ponto de ebulição da água salgada (°C);
f	fator de atrito;
F	vazão de água do mar (kg/s);
G	vazão de gases (kg/s);
g	aceleração da gravidade (m/s ²);
H	altura (m);
h	entalpia específica (kJ/kg);
h _c	coeficiente de transferência térmica (kW/m ² K);
k	condutividade térmica (kW/m K);
L	comprimento (m);
r	raio (m);
ru	rugosidade;
T	temperatura (°C);
T*	temperatura de referência (°C);
TMS	temperatura máxima da salmoura (°C);

- TNE tolerância ao não-equilíbrio ($^{\circ}\text{C}$);
- U coeficiente global de troca térmica ($\text{kW}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- v velocidade (m/s);
- VA vazão de vapor não condensado (kg/s);
- VL vazão de vapor liberado (kg/s);
- W_S vazão de vapor de água no aquecedor (kg/s);
- X salinidade (g/kg);
- Y fração de gases não condensáveis;
- Z rendimento;
- λ calor latente de condensação (kJ/kg .);
- ρ massa específica (kg/m^3);
- ΔT_{DM} perda de temperatura ocasionada pelo demister ($^{\circ}\text{C}$);
- ΔT_{st} diferença de temperatura por estágio ($^{\circ}\text{C}$);

Subscritos

- B salmoura;
- C condensador;
- D destilado;
- E externo;
- F água do mar;
- g gasoso;
- H aquecedor

I	interno;
i	estágio número i;
l	líquido;
M	material;
N	número total de estágios;
NC	gases não condensáveis;
R	reciclo;
Rej	rejeitada (o);
sat	saturação;
S	superfície;
V	vapor de água;
VA	vapor não condensado;
VL	vapor liberado;
W_R	corrente de reciclo;
W_S	vapor de água no aquecedor.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO E JUSTIFICATIVA.....	11
2.	OBJETIVO PRINCIPAL	13
2.1.	Objetivos Específicos.....	13
3.	REVISÃO DA LITERATURA	14
3.1.	Processos de dessalinização	14
3.1.1.	Destilação Flash de Múltiplos Estágios (MSF).....	15
3.2.	Modelagem aplicada a dessalinização MSF.....	16
3.2.1.	Decomposição da planta	18
3.2.2.	Modelagem do sistema de aquecimento da salmoura.....	18
3.2.3.	Modelagem do estágio flash.....	19
3.2.4.	Subsistema de entrada e saída	20
3.3.	<i>Softwares</i> auxiliares	20
4.	METODOLOGIA	21
4.1.	EES®	21
4.2.	Validação.....	22
4.3.	Especificações	23
4.4.	Indicador de desempenho.....	24
4.5.	Descrição do processo.....	24
5.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	26
5.1.	Modelagem matemática para o sistema de dessalinização MSF-OT	26
5.1.1.	Modelagem dos estágios	26
5.1.2.	Modelagem para o aquecedor de salmoura.....	40
5.2.	Modelagem matemática para o sistema de dessalinização MSF-BC	48
5.2.1.	Modelagem dos estágios	48
5.2.2.	Modelagem do aquecedor de salmoura.....	50
5.3.	Validação.....	50

5.4.	Parâmetros	52
5.4.1.	Influência do número de estágios	53
5.4.2.	Influência da temperatura da água do mar	54
5.4.3.	Influência da temperatura máxima da salmoura.....	56
5.4.4.	Influência da temperatura do vapor de aquecimento	58
5.4.5.	Influência da salinidade do último estágio.....	59
5.4.6.	Influência da salinidade e da vazão da água do mar.....	61
6.	CONCLUSÃO	61
7.	REFERÊNCIAS.....	63

1. INTRODUÇÃO E JUSTIFICATIVA

Apesar de o Brasil possui uma das maiores reservas de água doce do planeta, a escassez de água é um problema real. Deve-se compreender que as reservas brasileiras estão disseminadas desigualmente ao longo do território nacional. Este problema ocorre mundialmente e, atualmente, chegou-se à marca de aproximadamente um quarto da população sem acesso a água potável (UNITED NATIONS CHILDREN FUND; WORLD HEALTH ORGANISATION, 2017).

Um dos recursos para fornecer água a essa parcela da população é a perfuração de poços. No entanto, além de grande parte estar localizada distante dos centros ocupados pela população, o que dificulta a distribuição, muitos destes poços possuem alto teor de salinidade, inviabilizando o consumo. Outra opção, mas que também apresenta o problema de alta salinidade, é a utilização da água do mar (SOARES, 2004).

A dessalinização é um dos processos com maiores avanços tecnológicos e utilizado principalmente em regiões de clima árido e semiárido, onde geralmente as únicas fontes de água são salinas ou subterrâneas salobras. Segundo Voutchkov (2016), até o final de 2015 existiam aproximadamente 18 mil instalações de dessalinização no mundo, onde cerca de 44% está localizada no Oriente Médio e Norte da África. Este método é um processo físico-químico onde retira-se da água salobra os sais, microrganismos e outros sólidos dispersos. Para realizar este processo existem diferentes tecnologias possíveis tais como: a destilação *flash* de múltiplos estágios (MSF), a destilação de múltiplo efeito (MED), a compressão de vapor (VC), a eletrodialise (ED) e a osmose reversa (RO) (XIAO *et al.*, 2013). Em grandes plantas, as tecnologias mais aplicadas são MSF e RO. Em comparação com o método RO, uma planta com o método MSF, necessita de uma quantidade maior de energia para sua operação, tornando-a onerosa. Todavia, se acoplado a equipamentos capazes de transformar energia solar em elétrica este método se torna mais competitivo que o tradicional método de osmose reversa alimentada por motor a diesel. Em termos reais, as melhorias tecnológicas nos processos MSF e MED também levaram à diminuição dos custos (MEKHILEF *et al.*, 2011).

Nos últimos anos, os métodos de dessalinização comprovaram que são processos viáveis e econômicos capazes de resolver o problema de escassez de água, gerando água potável suficiente para abastecer grandes áreas metropolitanas ou indústrias. Os exemplos pelo mundo utilizam diferentes tecnologias de dessalinização disponíveis, porém MSF e RO são as mais

implementadas. Unidades de MSF são amplamente utilizadas de modo que são responsáveis por 34% da dessalinização da água do mar no mundo. Porém, esses valores têm mudado constantemente devido ao rápido crescimento do mercado global de dessalinização, chegando a um investimento de \$21,4 bilhão de dólares com taxa de crescimento de 17,6% ao ano (BCC RESEARCH, 2016). A previsão do mercado de dessalinização para os próximos 50 anos mostra que esse processo continuará a ser uma das principais tecnologias de dessalinização, a taxa de crescimento na capacidade de dessalinização esperada atingiria 55% ao ano (GWI, 2012). Isso motivou a seleção de MSF como tema de pesquisa neste trabalho.

De frente para o método MSF para a dessalinização da água, prevê-se que este tem fundamento no estudo da transferência de calor, transferência de massa, termodinâmica e mecânica dos fluidos, ou seja, existem diversos fenômenos que ocorrem em uma planta de destilação. As leis e equações pertinentes a esse ramo da engenharia estão disponíveis na literatura, relacionando este conhecimento com a modelagem, a simulação numérica e *softwares* capazes de manipular as equações com alta precisão. É possível prever o comportamento dos fenômenos, possibilitando a análise dos principais parâmetros que influenciam a produção de água destilada. Nos estudos que envolvem a modelagem e simulação deste método, é observada a carência de um modelo termodinâmico flexível dos componentes do MSF que permita reproduzir diferentes configurações e modos de operação.

Tendo em vista o problema exposto e motivada pela discussão de um assunto tão relevante, o presente trabalho tem o intuito de promover a ideia de que a modelagem e a simulação numérica são ferramentas bastante importantes para o desenvolvimento, manipulação e aprimoração de uma tecnologia eficiente de dessalinização da água do mar capaz de auxiliar no suprimento de água. As ferramentas de modelagem matemática e simulação numérica são importantes para o desenvolvimento de proposições de projetos e tecnologias eficientes e viáveis de dessalinização da água, capazes de auxiliar no suprimento de água. Em teoria, a sua utilização pode reduzir significativamente o tempo de engenharia, criando a capacidade de se testar diferentes opções variáveis e operacionais e demais parâmetros, em um programa de computador, e não em modelos de teste físico. Essa capacidade pode teoricamente reduzir o custo do projeto/instalação, bem como o custo final para a população que poderá usufruir destas instalações (se construídas, instaladas e colocadas em operação), eliminando a necessidade de vários protótipos físicos a serem feitos e testados.

2. OBJETIVO PRINCIPAL

Realizar a modelagem matemática e a simulação numérica de uma planta de dessalinização pelo método de Destilação *Flash* de Múltiplos Estágios (MSF).

2.1. Objetivos Específicos

- Investigar as diversas abordagens para a modelagem matemática e dimensionamento de uma planta de dessalinização MSF;
- Desenvolver uma modelagem matemática em regime permanente, com base nas equações de massa e de energia;
- Realizar a análise paramétrica de uma planta MSF com recirculação de salmoura, incluindo os efeitos; da vazão, temperatura e salinidade da água do mar; da temperatura máxima da salmoura; do número de estágios.

3. REVISÃO DA LITERATURA

Atualmente existem alguns métodos de dessalinização, os principais podem ser divididos em dois tipos de processos. Os térmicos, onde ocorre mudança de fase, ou processos de separação por membrana, onde não ocorre mudança de fase (COUTINHO, 2013).

Os principais processos são citados e descritos sucintamente nesta revisão, enfatiza-se que o foco deste trabalho é o método MSF, que é descrito mais detalhadamente que os demais nos tópicos subsequentes. Os *softwares* utilizados em alguns trabalhos de modelagem e simulação numérica também são abordados.

3.1. Processos de dessalinização

Dos processos que envolvem a utilização de membranas, os principais são a RO e a ED. Na RO utiliza-se uma membrana semipermeável que possui permeabilidade à água, mas não aos sais. Para se obter um fluxo de água dessalinizada é necessário aplicar uma pressão de forma a contrariar o processo natural, água salobra é pressionada a passar através da membrana que funciona como um “filtro” retendo os sais contidos na água (GAIO, 2016).

Na ED também se utiliza membranas, porém, essas são seletivas a íons, podendo ser catiônicas ou aniônicas. Na configuração de uma planta ED são posicionados eletrodos ligados a uma fonte externa com corrente contínua e a água salobra recebe corrente elétrica, assim, os íons da solução tendem a migrar para o eletrodo de carga oposta. As membranas são dispostas de maneira alternada formando vários compartimentos. A água salobra flui entre cada par de membranas, os íons seguem para os polos atravessando ou sendo barrados por estas (GAIO, 2016).

Mais de 50% da água dessalinizada no mundo é produzida com calor para destilar água salobra. Diferentes arranjos caracterizam os tipos de processos de destilação, dentre eles, os mais comercialmente usados são: Destilação *Flash* de Múltiplos Estágios, Destilação de Múltiplo Efeito e Compressão de Vapor (AL-OTHMAN *et al.*, 2018).

No processo MSF, para maior economia operacional da planta, a salmoura é pré-aquecida. Isso é feito geralmente condensando-se o vapor em uma série de tubos que passam através da planta que por sua vez aquece a água salgada, então a salmoura é posteriormente aquecida em um aquecedor até o valor máximo permitido de temperatura de saturação. Essa

água então flui e é introduzida rapidamente ao primeiro estágio da câmara. Isso faz com que esta evapore instantaneamente, assim o ciclo se repete (SOUZA, 2002).

Semelhante ao MSF, a destilação de múltiplos efeitos (MED) ocorre em uma série de câmaras (efeitos), este método funciona a partir do princípio de redução de pressão interna nos vários efeitos. Isso faz com que a salmoura passe por ebulição múltipla sem fornecimento de mais calor após o primeiro efeito. A água é vaporizada na superfície dos tubos responsáveis pela evaporação formando uma fina película que entra em ebulição e evaporação rápida. A cada passagem de efeito o vácuo é aumentado gradativamente e a temperatura é controlada desde a primeira etapa (SANTOS, 2005).

Na configuração de uma planta de destilação por compressão de vapor, o calor para evaporação da água vem da compressão do vapor muito mais do que da troca direta de calor a partir do vapor produzido em um aquecedor. O compressor cria um vácuo e então comprime o vapor e condensa-o. O processo pode ser único ou com múltiplos efeitos. O vapor produzido é comprimido, mecanicamente ou por termo compressão antes de passar para o condensador e realizar a troca de calor no evaporador (COUTINHO, 2013).

3.1.1. Destilação Flash de Múltiplos Estágios (MSF)

O método de dessalinização MSF é exemplificado na Figura 1, podendo ser encontrado de duas formas, o sistema de passagem única (MSF-OT), sem recirculação de salmoura, ou sistema de recirculação de salmoura (MSF-BC). O sistema, em ambos os casos, consiste em fases intermitentes, um aquecedor de salmoura, um sistema de vácuo, circuitos de controle e unidades de bombeamento. Cada estágio *flash* inclui tubos condensadores, bandejas de destilado e desumidificadores. No caso da configuração MSF-BC, uma planta real tem o número de estágios na seção de rejeição de calor comumente definido como 3 e o número de estágios na seção de recuperação de calor varia de 12 a 30 (AL-KARAGHOULI e KAZMERSKI, 2013).

As usinas de dessalinização MSF são divididas em dois modelos, a destilação *flash* de múltiplos estágios simples ou de passagem única, MSF-OT, do inglês *Multistage Flash Desalination Once Through*, e a de recirculação de salmoura, MSF-BC, do inglês *Multistage Flash Desalination Brine Circulation*, sendo o modelo mais comum o com reciclagem de salmoura (MSF-BC). Quanto ao sistema de passagem única (MSF-OT), sua utilização é mais

limitada, isso ocorre porque o modelo MSF-BC aproveita o calor da salmoura que sai do processo para regular a temperatura da água do mar que entra no processo, assim, a temperatura de alimentação se torna constante e mais alta que a ambiente, economizando na quantidade de calor fornecido para evaporar a água do mar (EL-GHONEMY, 2018).

As unidades de MSF geralmente variam de 10.000 a 70.000 m³/dia e seu consumo total de energia elétrica (energia elétrica acrescida da energia térmica equivalente) encontra-se na faixa de 19,58 a 27,25 kW h/m³ (AL-KARAGHOULI, KAZMERSKI, 2013).

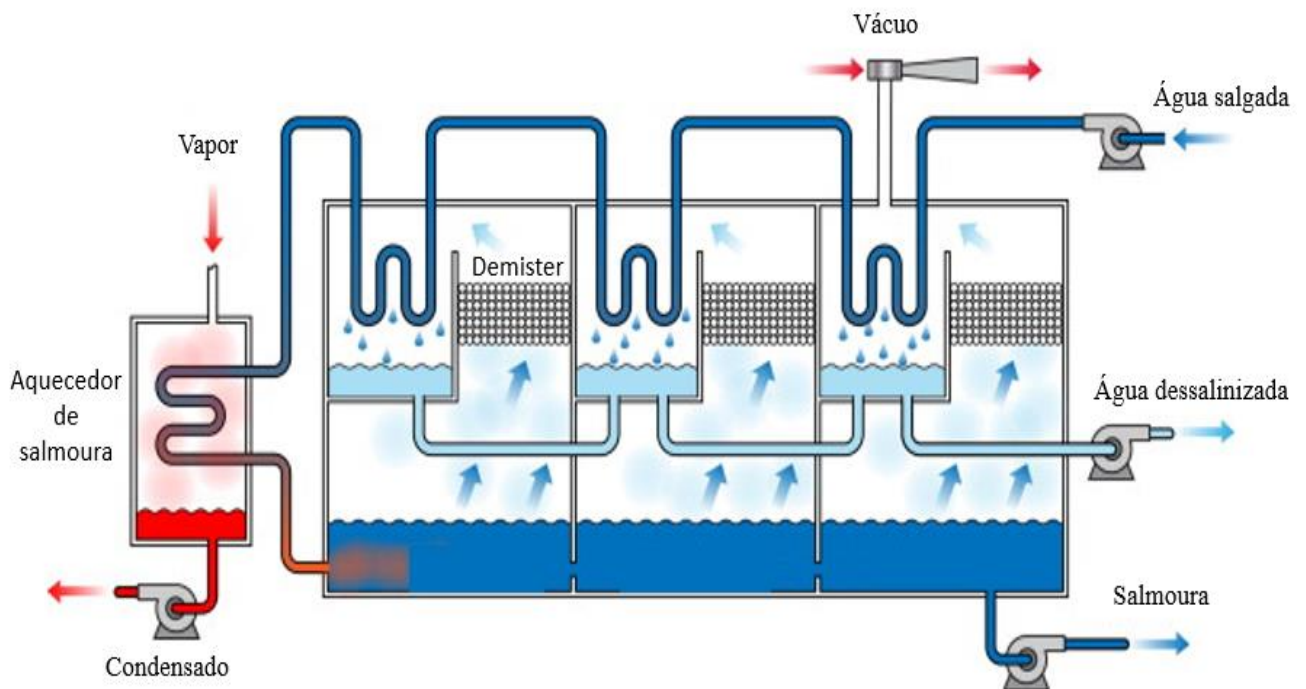


Figura 1 - Diagrama esquemático de uma unidade de MSF (adaptado de AL-KARAGHOULI e KAZMERSKI, 2013)

3.2. Modelagem aplicada a dessalinização MSF

A primeira proposta de modelo dinâmico para o processo MSF foi apresentada por Glueck e Bradshaw (1970), que incluía um balanço energético diferencial combinando espaço de vapor e destilado no estágio *flash*. Posteriormente, o modelo trazido por Drake (1986) fazia uso de correções empíricas para as taxas de evaporação.

O modelo matemático apresentado por Hamed e Aly (1991) foi testado em uma planta MSF de capacidade 23.496 m³/dia e obteve desvio máximo entre as aproximações não excedendo 3,5% para o gradiente de temperatura do vapor e para a taxa de vaporização (*flash*). As equações de balanço de energia e massa foram combinadas para produzirem um conjunto

de equações simultâneas independentes, assumindo que em todos os estágios os processos são adiabáticos. Tais equações foram resolvidas por uma matriz algébrica que determina a taxa de vapor desconhecida.

O primeiro modelo proposto por Husain *et al.* (1994a) considera para as equações de balanço da entalpia e massa que o conteúdo da câmara *flash* é uma mistura cuja temperatura, concentração e entalpia específica são as mesmas da salmoura de saída da câmara. A equação SPEEDUP comercializada pela ASPEN-TECH, U.K. foi ajustada e um algoritmo separado foi responsável por inicializar todos os perfis de temperatura através de uma matriz. O modelo foi capaz de alcançar um bom ajuste para as temperaturas e pressões. Posteriormente melhorias a este modelo trouxeram ajustes quanto à dinâmica do estágio *flash* e do destilado (HUSAIN *et al.*, 1994b).

Al-Fulaij *et al.* (2011) realizaram a modelagem dinâmica de um sistema de circulação de salmoura dessalinizada por destilação flash de múltiplos estágios em função dos principais parâmetros operacionais. O sistema de 26 estágios foi submetido a diversas perturbações (passo) em que se aumentava e diminuía uma variável manipulada por vez primeiramente em 5%, em seguida em 10% e por último em 15%. Observou-se que o aumento na temperatura do vapor diminui o nível de salmoura em todos os estágios. Contudo, o aumento da temperatura do vapor aumenta a quantidade de condensado em cada estágio, o que aumentará a produção total da planta, mas diminuirá a razão de ganho de produção porque será necessário mais vapor para aquecer a salmoura reciclada.

3.2.1. Decomposição da planta

Na literatura são apresentados diferentes tipos de decomposição das plantas MSF. A decomposição físico-funcional é uma delas e pode ser observada na Figura 2, nela observa-se os subsistemas que formam a planta com seus respectivos componentes característicos (GAMBIER e BADREDDIN, 2004). Neste trabalho o subsistema de geração de energia não foi modelado, pois não é o foco, os demais sistemas foram avaliados e modelados individualmente.

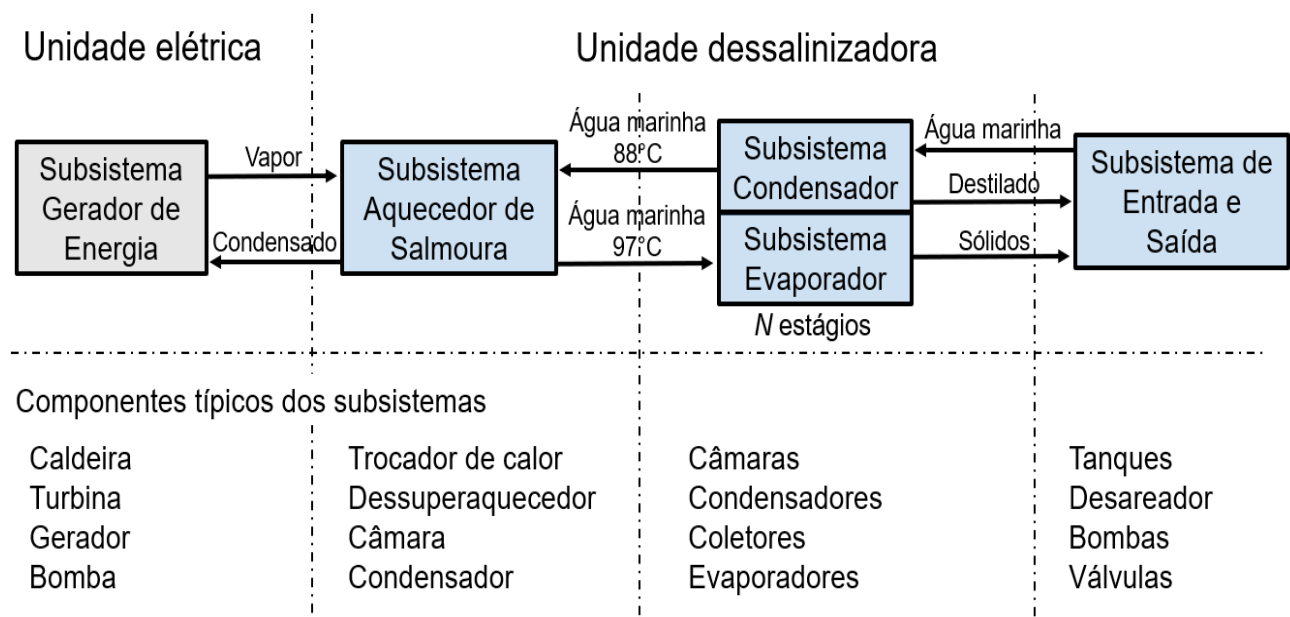


Figura 2 - Decomposição físico-funcional de uma planta MSF (adaptado de GAMBIER e BADREDDIN, 2004)

3.2.2. Modelagem do sistema de aquecimento da salmoura

A decomposição do subsistema de aquecimento da salmoura pode ser observada na Figura 3. No aquecedor de salmoura (seção de entrada de calor), a salmoura é aquecida para atingir a temperatura máxima permitida para a salmoura. O aquecedor de salmoura funciona como trocador de calor casco tubo. Para a modelagem da transferência de calor do vapor usado para o aquecimento para a água do mar através das paredes dos tubos, aplica-se a diferença média de temperatura em escala logarítmica (REDDY, 1995; MAZZOTTI, 2000). O fator de incrustação e a presença de gases não condensáveis são introduzidos na modelagem pelo coeficiente global de transferência de calor (ALSADAIE e MUJTABA, 2014).

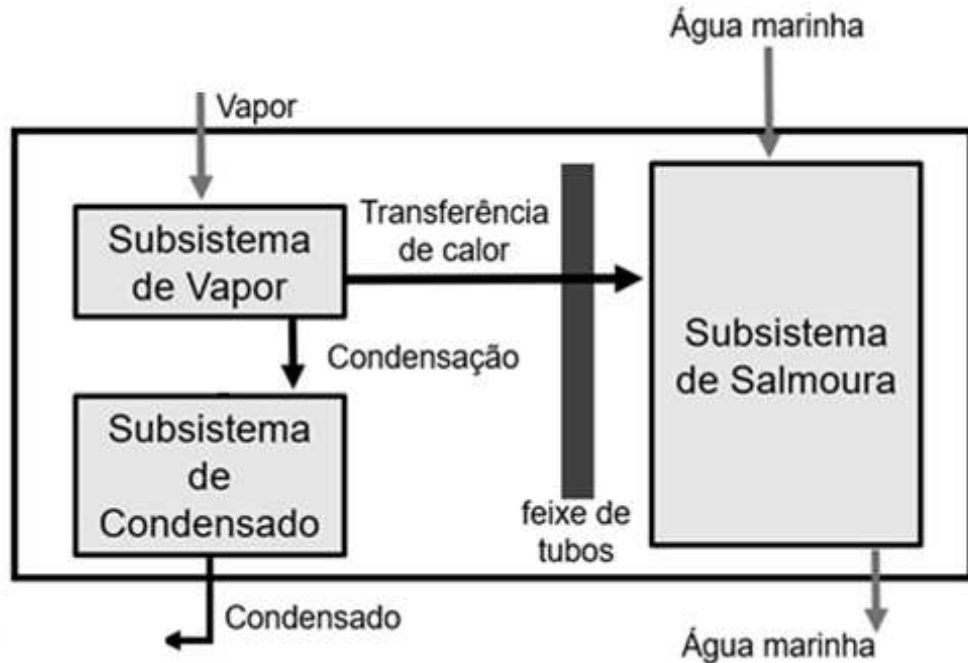


Figura 3 - Decomposição do subsistema de aquecimento da salmoura (adaptado de GAMBIER e BADREDDIN, 2004)

3.2.3. Modelagem do estágio flash

Conforme observado na Figura 1, depois de sair do aquecedor de salmoura, a água do mar é introduzida subitamente no primeiro estágio através de um orifício. Como a salmoura já está em sua temperatura de saturação para uma pressão mais alta, quando ela entra subitamente em um estágio que está a uma pressão menor ela ficará superaquecida e começará a liberar vapor para se transformar novamente em estado saturado. Como um processo de compensação, isso se repete a medida que a salmoura passa por uma série de estágios interconectados. O vapor formado é condensado pela água do mar que passa nos tubos na parte superior dos estágios. Os balanços de massa e energia podem ser facilmente modelados através da primeira lei da termodinâmica (AL-WESHAHI *et al.*, 2013).

Segundo Gambier e Badreddin (2004), os estágios *flash* podem ser modelados de maneira similar ao aquecedor de salmoura, sua decomposição pode ser observada na Figura 4. O primeiro estágio não possui entrada de destilado e o último possui particularidades caso a planta tenha recirculação de salmoura. As semelhanças dos estágios com o aquecedor de salmoura são com relação ao subsistema de feixes de tubos que desempenham as mesmas funções: condensador externo e circulação de salmoura no interior. Assim, o mesmo modelo discutido para o aquecedor de salmoura pode ser aplicado.

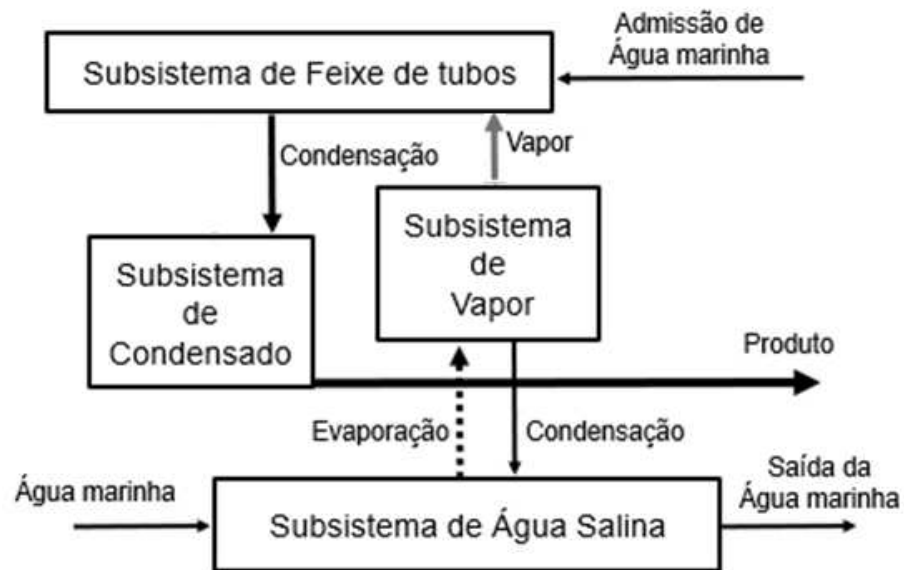


Figura 4 - Decomposição da câmara *flash* (adaptado de GAMBIER e BADREDDIN, 2004)

3.2.4. *Subsistema de entrada e saída*

O subsistema de entrada e saída da planta é composto por bombas, válvulas, tubulações e divisores e, geralmente, não é incluído na modelagem. Para plantas com recirculação de salmoura, o desaerador e o tanque de mistura pode ser considerado parte deste subsistema (FLEHMIG *et al.* 2000).

3.3. *Softwares auxiliares*

Ferramentas de simulação são essenciais para o desenvolvimento e simplificação do estudo dos processos de destilação térmica. Na literatura são encontrados diversos *softwares* com ferramentas úteis e capazes de realizar uma simulação conforme necessário. Segundo Al-Fulaij (2011) modelos para modelagem dinâmica MSF visando avaliação de desempenho, otimização operacional, controle e explicação de fenômenos complexos têm sido codificados pelo *software* gPROMS, mas a dessalinização pelo método MSF pode ser reproduzida também pelo simulador Simulink, Matlab e Modelica, são frequentemente aplicados também, os *softwares* EES®, TRNSYS® e COMSOL® (HAWAIDI, 2011).

4. METODOLOGIA

A planta analisada para dessalinizar a água do mar é a MSF-BC. A principal razão para a utilização de usinas de MSF, além da fácil operação, é a alta capacidade que elas fornecem com eficiência e confiabilidade térmica relativamente altas, o que, conseqüentemente eleva o desempenho e reduz os custos de produção.

A modelagem matemática utilizada foi apresentada e, após o estudo e finalização foi introduzida no programa EES®. A partir desta etapa foi possível obter uma análise para inúmeros parâmetros, avaliando diferentes situações, variáveis e configurações. Os impactos na produção de água dessalinizada foram interpretados e o dimensionamento da planta MSF foi efetuado a partir dos dados obtidos.

4.1. EES®

A ferramenta utilizada neste trabalho é o *Engineering Equation Solver* (EES®), este programa foi desenvolvido pela F-Chart *Softwares* e é aplicado geralmente na área de Ciências Térmicas. Este *software* permite a realização de balanços de massa e energia dos sistemas, também possibilita resolver múltiplas equações envolvendo funções termo físicas de variadas propriedades como temperatura, entalpia, entropia, condutibilidade térmica e pressão que contenham até mesmo variáveis implícitas (SILVA *et al.*, 2009).

O *software* possui uma interface gráfica simples que possibilita o programador inserir o diagrama esquemático da instalação ou uma figura do que está sendo modelado. De acordo com Silva *et al.*, (2009) o programa possui um banco de dados com propriedades termodinâmicas para definição do estado físico e das demais propriedades de diversos fluidos, necessitando para isso de duas propriedades termodinâmicas independentes.

As tabelas automatizadas pouparam tempo e trouxeram vantagens para realizar diferentes simulações a partir da mesma configuração, possibilitando estudar o comportamento do sistema quando algumas das variáveis sofrem alteração.

4.2. Validação

Para validar a modelagem foi necessária a utilização de dados de plantas reais. A Tabela 1 inclui o projeto e as condições operacionais de uma planta MSF-BC instalada no Kuwait e pertencente ao Ministério da Eletricidade e Água (MEW).

Tabela 1 Parâmetros de uma usina de dessalinização MSF-BC instalada no Kuwait

Parâmetros	Valor	Unidade
Vazão de água do mar	4027	kg/s
Número de estágios (N)	24	
Número de estágios sessão de recuperação de calor	21	
Número de estágios sessão de rejeição de calor	3	
Largura do estágio (L)	3,150	m
Altura do estágio (H)	4,521	m
Temperatura máxima da salmoura (TMS)	107,8	°C
Salinidade da água do mar (X_F)	40	g/kg
Temperatura da água do mar (T_F)	27,3	°C
Gases não condensáveis (G_{NC})	18,1	mg/kg
Sessão de recuperação de calor		
Número de tubos condensadores	1410	
Diâmetro externo dos tubos condensadores	0,0445	m
Diâmetro interno dos tubos condensadores	0.04197	m
Sessão de rejeição de calor		
Número de tubos condensadores	1992	
Diâmetro externo dos tubos condensadores	0,03175	m
Diâmetro interno dos tubos condensadores	0,02927	m

4.3. Especificações

De acordo com El-Dessouky e Ettouney (2002), para sistemas MSF convencionais com capacidades de 27000 a 32000 m³ por dia, o estágio *flash* atende algumas especificações:

- A piscina de salmoura possui largura e comprimento semelhantes do estágio e a profundidade varia de 0,2 a 0,5 m.
- Um dispositivo de transferência da salmoura entre os estágios é projetado para selar o espaço de vapor entre os estágios e aumentar a turbulência e a mistura do fluxo de salmoura de entrada. Este dispositivo é responsável por promover o *flash* e controlar a formação de bolhas de vapor.
- O demister é formado por camadas de malha de arame com a função remover as gotículas de salmoura arrastadas pelo vapor liberado. Isso é essencial para evitar o aumento da salinidade da água produzida ou a formação de incrustações na superfície externa dos tubos do condensador.
- O calor latente liberado da condensação do vapor resulta no aquecimento da corrente de água do mar que flui dentro dos tubos. Essa recuperação de energia é essencial para manter o alto desempenho do sistema.
- Conexões para o sistema de ventilação, que remove gases não condensáveis (O₂, N₂ e CO₂), que são dissolvidos na água do mar de alimentação, mesmo após a desaeração.
- Instrumentação, que inclui termopares, sensor de nível e medidor de condutividade, são colocados no último e no primeiro estágio *flash*. Os dados medidos dessas etapas são adotados pelo sistema de controle do processo. Por conseguinte, e sujeito a distúrbios nos parâmetros do sistema são feitos ajustes nos controladores para restaurar as condições operacionais desejadas. A magnitude desses ajustes depende das medições realizadas no último e no primeiro estágio.
- O processo opera em uma faixa de temperatura de 110 a 30°C. Isso implica que a maioria dos estágios opera a uma temperatura abaixo de 100°C.
- As paredes, tetos e divisórias dos estágios são construídos em aço carbono com revestimento em aço inoxidável ou epóxi. O revestimento de aço inoxidável é usado em locais onde podem ser encontradas condições mais altas de erosão ou corrosão. Todas as etapas são reforçadas com uma estrutura de aço inoxidável e fortemente isoladas para minimizar as perdas de calor.

4.4. Indicador de desempenho

Para efetuar a avaliação de uma planta MSF é necessário determinar um indicador de desempenho, o mais comum é o GOR que é definido como a taxa de ganho da saída (*Gain Output Ratio*), ou seja, a produção final de água em relação ao vapor fornecido no aquecedor de salmoura. Para plantas MSF, um GOR típico possui valores em torno de 8 (EL-GHONEMY, 2018).

4.5. Descrição do processo

Conforme apresentado na Figura 5 e na Figura 6 - Esquema genérico para os estágios, o início do processo se dá com a água salobra de alimentação (F) que passa pela seção de rejeição de calor (tubos de condensador) para resfriar o destilado e a salmoura antes de ser lançada ao mar. No caso da configuração MSF-BC existe a reciclagem da salmoura, a água do mar é alimentada e uma parte é combinada com uma corrente de salmoura reciclada (B_R) e uma parte é rejeitada para equilibrar o calor (B_{Rej}). Para a configuração MSF-OT a salmoura é totalmente descartada no último estágio e uma nova corrente de água salina é encaminhada ao processo.

A vazão de água do mar (F) entra nos tubos da seção de recuperação para elevar sua temperatura a partir dos estágios e, em seguida, passa através do aquecedor de salmoura para alcançar sua temperatura mais alta (TBT), que é aproximadamente igual à temperatura de saturação da salmoura à pressão do sistema. Neste ponto, a alimentação (B_i) entra no primeiro estágio ($i=1$) através de um orifício que reduz sua pressão, como a salmoura já está em sua temperatura de saturação para uma pressão mais alta, ela ficará superaquecida e começará a liberar vapor para se transformar novamente em estado saturado. O vapor passa através de um eliminador de gotas (Demister) para rejeitar qualquer resquício de salmoura arrastada e condensa (D_i) na parte externa fria do conjunto de tubos do trocador de calor, em seguida, escorre para uma bandeja de destilados. O destilado de cada estágio é coletado em uma bandeja formando o produto final.

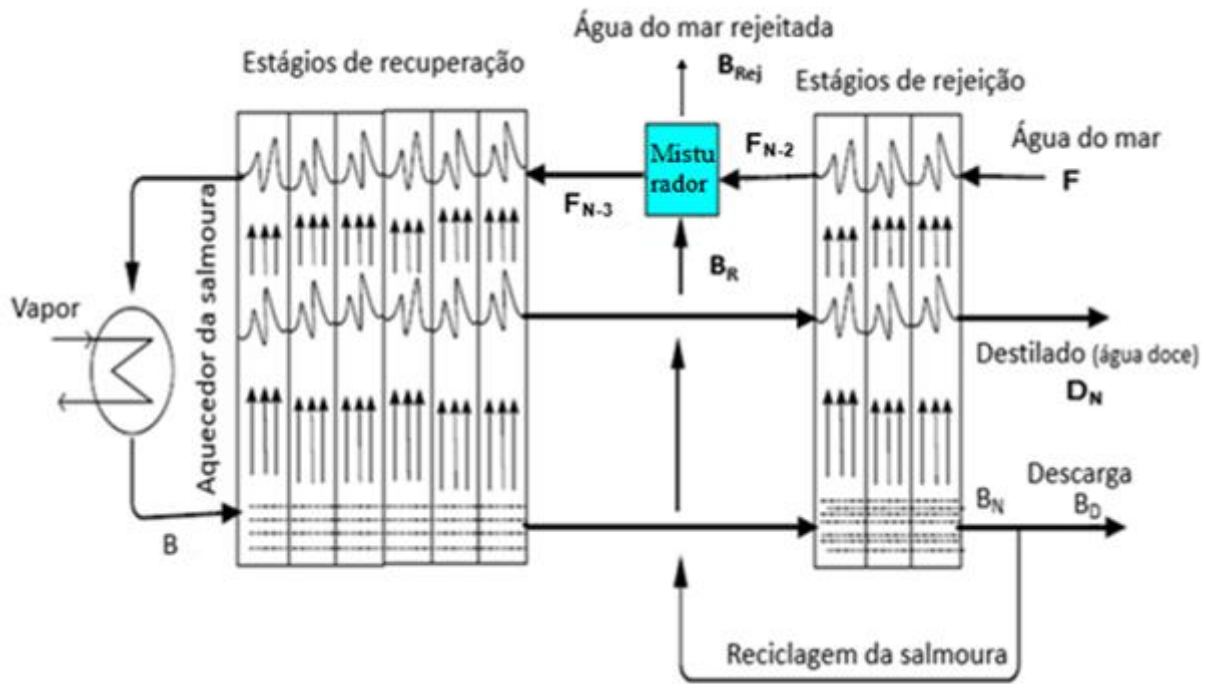


Figura 5 - Esquema MSF-BC

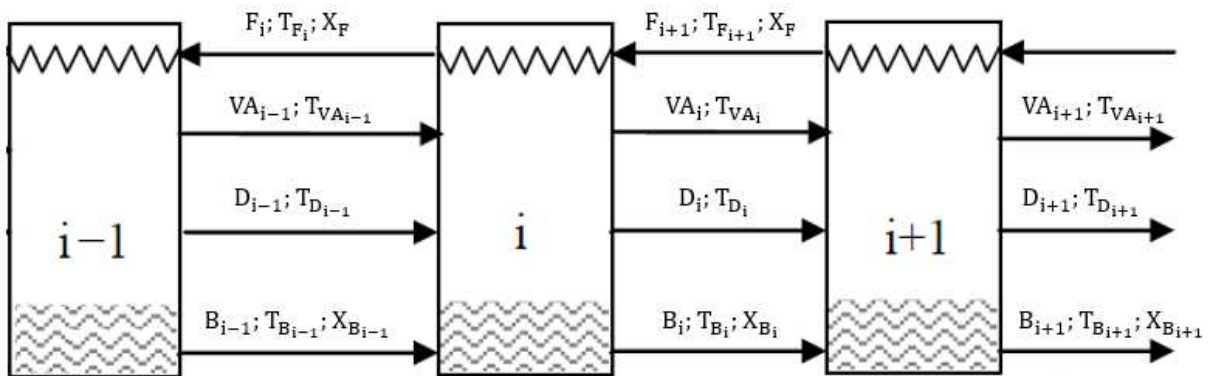


Figura 6 - Esquema genérico para os estágios

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos a partir da realização deste trabalho incluem a modelagem, a implementação desta no *software* e a análise da influência das principais variáveis na produção de destilado.

5.1. Modelagem matemática para o sistema de dessalinização MSF-OT

A modelagem é constituída por um conjunto de balanços de massa. Para desenvolver o modelo matemático foram levadas em consideração algumas hipóteses:

1. Operação em regime permanente;
2. As capacidades térmicas, entalpia específica e propriedades físicas para água do mar e salmoura são funções de temperatura e salinidade;
3. A resistência devido a incrustação é constante;
4. As perdas termodinâmicas incluem a elevação do ponto de ebulição, a tolerância ao não-equilíbrio e as perdas por demister;
5. O produto destilado é isento de sal;
6. Os efeitos de superaquecimento são insignificantes.

Toda modelagem foi baseada na lei de conservação, a qual foi desenvolvida para massa e energia. O modelo matemático é um conjunto de equações que descrevem cada fase. A modelagem foi dividida em duas, a modelagem do estágio *flash* e a modelagem do aquecedor de salmoura e as definições das variáveis usadas no modelo e suas respectivas unidades de medida são dadas na lista de símbolos.

5.1.1. Modelagem dos estágios

Para efeito de entendimento dos fluxos, para um estágio genérico “*i*”, as grandezas que saem recebem o subscrito do estágio (*i*). As correntes que entram pela esquerda recebem subscrito do estágio anterior (*i-1*) e as que entram pela direita recebem o subscrito do estágio seguinte (*i+1*). Em cada estágio, existe uma corrente de destilado (*D_i*), que se refere a porção da água salgada que entrou em ebulição, evaporou e posteriormente condensou conforme ilustrado na Figura 7. As propriedades termo físicas e termodinâmicas, como entalpia, calor específico, entre outras, foram calculadas através de equações apropriadas ou determinadas a partir de dados disponíveis na literatura.

Primeiramente, realizamos o balanço de massa. Para tal, utilizamos três volumes de controle afim de facilitar a organização das equações e variáveis, a separação utilizada está expressa na Figura 7. Em seguida, considerou-se que não há acúmulo, geração ou consumo e que o destilado é isento de sal, a partir daí aplica-se a lei de conservação da massa para realizar os balanços.

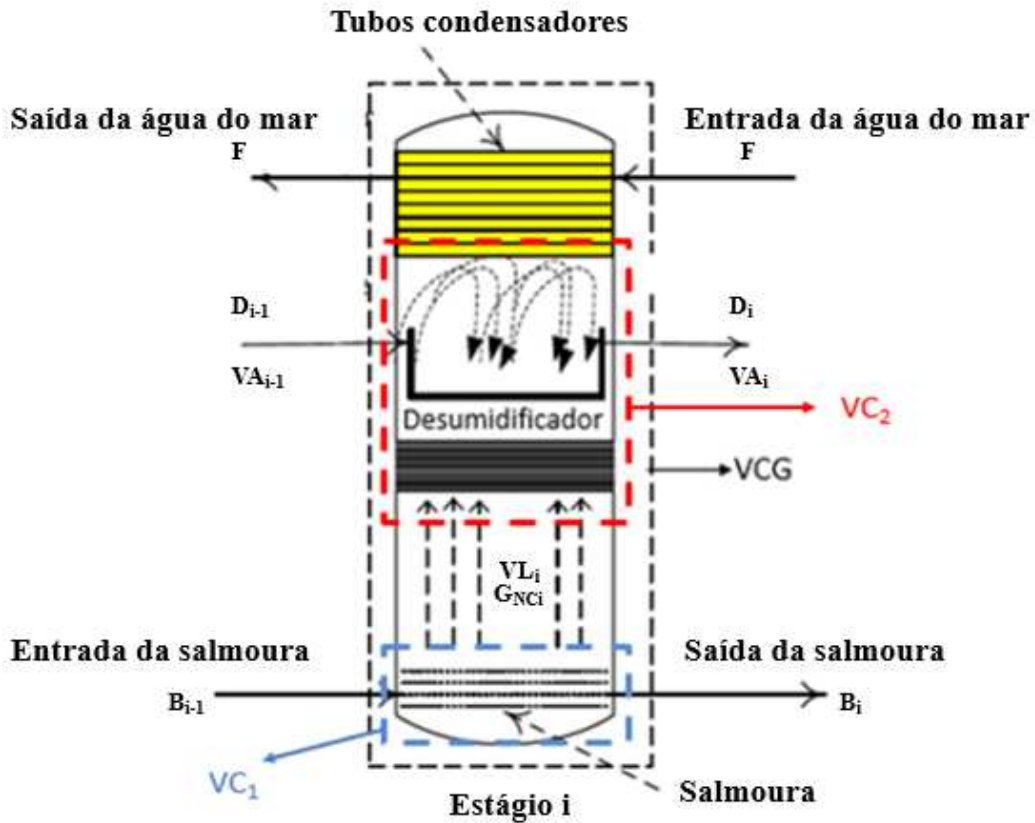


Figura 7- Esquema para o estágio i

O volume de controle um (VC_1), ilustrado pela **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, envolve entradas e saídas relacionadas ao fundo do estágio *flash*, nesta parte

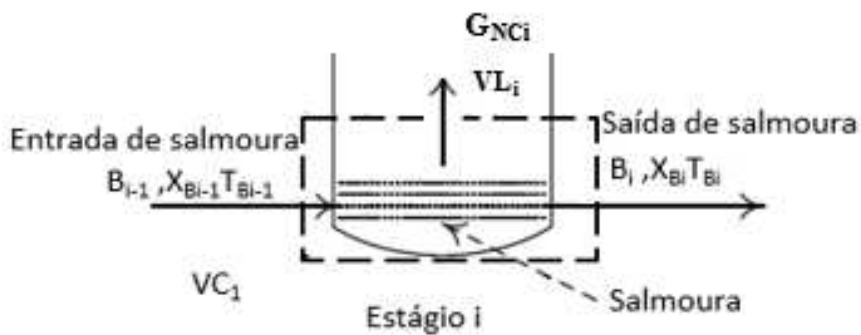


Figura 8 - Entradas e saídas do fundo do estágio i

obtem-se:

$$B_{i-1} = VL_i + G_{NC_i} + B_i \quad (1)$$

$$B_{i-1}X_{B_{i-1}} = B_iX_{B_i} \quad (2)$$

$$(VC_1) \quad B_{i-1}Y_{B_{i-1}} = G_{NC_i} + B_iY_{B_i} \quad (3)$$

$$Y_{B_0} = Y_F \quad (4)$$

$$X_{B_0} = X_F \quad (5)$$

Onde,

B_{i-1} é a vazão de salmoura que entra no estágio i (kg/s);

B_i é a vazão de salmoura que sai do estágio i (kg/s);

$X_{B_{i-1}}$ é a salinidade da salmoura que entra no estágio i (g/kg);

X_{B_i} é a salinidade da salmoura que sai do estágio i (g/kg);

$Y_{B_{i-1}}$ é a fração de gases não condensáveis que entra no estágio i ;

Y_{B_i} é a fração de gases não condensáveis na salmoura no estágio i ;

Y_F é a fração de gases não condensáveis na água do mar;

VL_i é a vazão de vapor liberado no estágio i (kg/s);

G_{NC_i} é a vazão gases não condensáveis no estágio i (kg/s).

O volume de controle dois (VC₂),

Figura 9, envolve entradas e saídas relacionadas ao topo do estágio *flash*, neste caso, achou-se pertinente realizar o balanço de massa para as variáveis relacionadas a água separadamente das demais variáveis chegando-se as Equações:

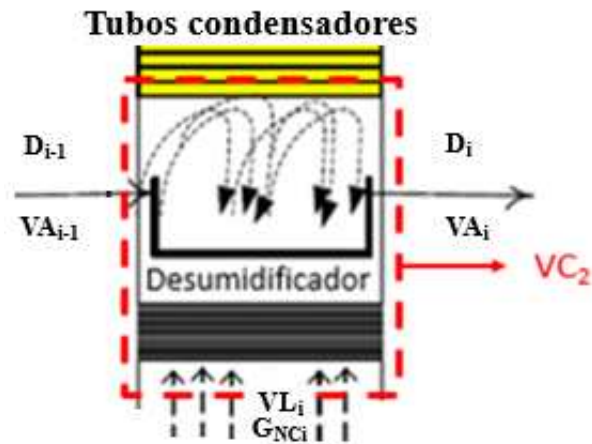


Figura 9 - Entradas e saídas topo do estágio i

$$D_{i-1} + VL_i + VA_{i-1} (1 - Y_{VA_{i-1}}) = D_i + VA_i (1 - Y_{VA_i}) \quad (6)$$

$$(VC_2) \quad VA_i = (1 - Z_C)VL_i + G_{NCi} \quad (7)$$

$$VA_{i-1} Y_{VA_{i-1}} + G_{NCi} = VA_i Y_{VA_i} \quad (8)$$

Onde,

$Y_{VA_{i-1}}$ é a fração de gases não condensáveis no vapor não condensado que entra no estágio i;

Y_{VA_i} é a fração de gases não condensáveis no vapor não condensado do estágio i;

VA_i é o vapor não condensado do estágio i (kg/s);

VA_{i-1} é o vapor não condensado que entra no estágio i (kg/s);

D_{i-1} é a vazão de destilado que entra no estágio i (kg/s);

D_i é a vazão de destilado que sai do estágio i (kg/s);

Z_C é o rendimento do condensador.

O rendimento do condensador é uma parcela incorporada com o intuito de tornar o modelo mais próximo do real possível, esse termo corresponde ao quanto de vapor liberado é transformado em destilado pelo condensador.

O volume de controle global (VCG) envolve todas as entradas e saídas do estágio *flash*., aplicando o balanço de massa obtém-se:

$$(VCG) \quad D_{i-1} + VA_{i-1} + B_{i-1} = VA_i + D_i + B_i \quad (9)$$

Similar ao balanço de massa, realizou-se o balanço de energia. Utilizou-se novamente os três volumes de controle conforme:

$$(VC_1) \quad B_{i-1}h_{B_{i-1}} = VL_i h_{VL_i} + G_{NC_i} h_{NC_i} + B_i h_{B_i} \quad (10)$$

$$D_{i-1}h_{D_{i-1}} + VL_i h_{VL_i} + VA_{i-1} (1 - Y_{VA_{i-1}})h_{VA_{i-1}} = D_i h_{D_i} + \quad (11)$$

$$(VC_2) \quad VA_i (1 - Y_{VA_i})h_{VA_i}$$

$$G_{NC_i} h_{NC_i} + VA_{i-1} Y_{VA_{i-1}} h_{NC_{i-1}} = VA_i Y_{VA_i} h_{NC_i} \quad (12)$$

Onde,

$h_{B_{i-1}}$ é a entalpia da salmoura que entra no estágio i (kJ/kg);

h_{B_i} é a entalpia da salmoura que sai do estágio i (kJ/kg);

$h_{D_{i-1}}$ é a entalpia do destilado que entra no estágio i (kJ/kg);

h_{VL_i} é a entalpia do vapor liberado no estágio i (kJ/kg);

h_{VA_i} é a entalpia do vapor não condensado no estágio i (kJ/kg);

h_{D_i} é a entalpia do destilado que sai do estágio i (kJ/kg);

$h_{F_{i+1}}$ é a entalpia da água do mar que entra no estágio (kJ/kg);

h_{F_i} é a entalpia da água do mar que sai do estágio (kJ/kg);

$h_{NC_{i-1}}$ é a entalpia dos gases não condensáveis que entram no estágio (kJ/kg);

h_{NC_i} é a entalpia dos gases não condensáveis que saem do estágio (kJ/kg).

A entalpia do vapor de água é função da temperatura e é encontrada através de tabelas termodinâmicas disponíveis na literatura. Já as entalpias da salmoura (h_{B_i}) e da água do mar (h_{F_i}) são função do calor específico (C_p) que, por sua vez, é função da temperatura e salinidade (X_F e X_{B_i}). Essas variáveis podem ser expressas pela correlação citada por El-Dessouky e Ettouney (2002) e é válida na faixa de temperatura de 20°C a 180°C e a salinidade da água em de 20 g/kg a 160 g/kg.

$$h_{F_i} = C_{p_{F_i}}(T_{F_i} - T^*) \quad (13)$$

$$C_{p_{F_i}} = (A_{C_{p_{F_i}}} + B_{C_{p_{F_i}}} T_{F_i} + C_{C_{p_{F_i}}} T_{F_i}^2 + D_{C_{p_{F_i}}} T_{F_i}^3) 10^{-3} \quad (14)$$

$$A_{C_{p_{F_i}}} = 4206,8 - 6,6197 X_F + 1,2288 10^{-2} X_F^2 \quad (15)$$

$$B_{C_{p_{F_i}}} = -1,1262 + 5,4178 10^{-2} X_F - 2,2719 10^{-4} X_F^2 \quad (16)$$

$$C_{C_{p_{F_i}}} = 1,2026 10^{-2} - 5,3566 10^{-4} X_F + 1,8906 10^{-6} X_F^2 \quad (17)$$

$$D_{C_{p_{F_i}}} = 6,8777 10^{-7} + 1,517 10^{-6} X_F - 4,4268 10^{-9} X_F^2 \quad (18)$$

$$h_{B_i} = C_{p_{B_i}}(T_{B_i} - T^*) \quad (19)$$

$$C_{p_{B_i}} = (A_{C_{p_{B_i}}} + B_{C_{p_{B_i}}} T_{B_i} + C_{C_{p_{B_i}}} T_{B_i}^2 + D_{C_{p_{B_i}}} T_{B_i}^3) 10^{-3} \quad (20)$$

$$A_{C_{p_{B_i}}} = 4206,8 - 6,6197 X_{B_i} + 1,2288 10^{-2} X_{B_i}^2 \quad (21)$$

$$B_{C_{p_{B_i}}} = -1,1262 + 5,4178 10^{-2} X_{B_i} - 2,2719 10^{-4} X_{B_i}^2 \quad (22)$$

$$C_{C_{p_{B_i}}} = 1,2026 10^{-2} - 5,3566 10^{-4} X_{B_i} + 1,8906 10^{-6} X_{B_i}^2 \quad (23)$$

$$D_{C_{p_{B_i}}} = 6,8777 10^{-7} + 1,517 10^{-6} X_{B_i} - 4,4268 10^{-9} X_{B_i}^2 \quad (24)$$

Onde,

$C_{p_{F_i}}$ é o calor específico da água do mar (kJ/kg °C);

$C_{p_{B_i}}$ é o calor específico da água do mar (kJ/kg °C);

T_{B_i} é a temperatura da salmoura (°C);

T_{F_i} é a temperatura da água do mar (°C);

X_F é a salinidade da água do mar (g/kg);

X_{B_i} é a temperatura da salmoura (g/kg);

T^* é a temperatura de referência adotada como 0°C.

As equações do modelo para o condensador incluem as equações de transferência de calor e equilíbrio de calor. Ao redor do tubo do condensador, o balanço de energia é feito entre a água do mar de alimentação dentro dos tubos do condensador, o vapor condensado fora dos tubos e os gases não condensáveis fora dos tubos.

Uma das formas mais utilizadas de realizar o balanço de energia no condensador é utilizando o método do coeficiente global de transferência de calor (U) (INCROPERA, *et al*, 2008). Seguindo este método o balanço de energia no condensador pode ser expresso como:

$$F_i \bar{C}_{p_{F_i}} (T_{F_i} - T_{F_{i+1}}) = U_{C_i} A_{C_i} \frac{(T_{F_i} - T_{F_{i+1}})}{\ln \left[\frac{(T_{VA_i} - T_{F_{i+1}})}{(T_{VA_i} - T_{F_i})} \right]} \quad (25)$$

$$A_{C_i} = N_{C_i} \pi D_{C_i} L_{C_i} \quad (26)$$

Onde,

U_{C_i} é o coeficiente de transferência de calor global do condensador do estágio i (kW/m² °C);

A_{C_i} é a área de transferência de calor do condensador do estágio i (m²);

L_{C_i} é o comprimento dos tubos condensadores do estágio i (m);

N_{Ci} é o número de tubos do condensador do estágio i ;

D_{Ci} é o diâmetro dos tubos condensadores do estágio i (m);

De acordo com Incropera, *et al* (2008) a determinação do coeficiente global de transferência de calor é uma etapa essencial de qualquer análise de trocadores de calor. O coeficiente é determinado em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos. Essa determinação leva em consideração as resistências condutiva e convectiva entre fluidos separados por uma parede cilíndrica e a consequente formação de incrustações sendo expressado da forma:

$$\frac{1}{U_{Ci}} = \frac{r_{Ei} L_{Ci}}{hc_{Ii} r_{Ii} L_{Ci}} + \frac{r_{Ei} L_{Ci} \ln\left(\frac{r_{Ei}}{r_{Ii}}\right)}{L_{Ci} k_{Mc}} + \frac{r_{Ei} L_{Ci}}{hc_{Ei} r_{Ei} L_{Ci}} \quad (27)$$

Onde,

r_{Ei} é o raio externo dos tubos do estágio i (m);

r_{Ii} é o raio interno dos tubos do estágio i (m);

hc_{Ii} é o coeficiente de troca térmica por convecção interno ($\text{kW}/^\circ\text{C}$);

hc_{Ei} é o coeficiente de troca térmica por convecção externo ($\text{kW}/^\circ\text{C}$);

k_{Mc} é a condutividade térmica do material do condensador ($\text{kW}/\text{m } ^\circ\text{C}$);

O coeficiente de troca térmica por convecção que caracteriza o escoamento interno (hc_{Ii}) pode ser definido através da Equação (28) (INCROPERA, *et al*, 2008). A condutividade térmica da água salgada (k_{Fi}), em $\text{W}/\text{m } ^\circ\text{C}$, pode ser calculada através da correlação citada por El-Dessouky e Ettouney (2002) onde é pode ser obtida em função da temperatura, em uma faixa de 20 a 180°C, e da salinidade, em uma faixa de 0 a 160 g/kg.

$$hc_{Ii} = Nu_{Ii} \frac{k_{Fi}}{D_{Ci}} \quad (28)$$

$$\log_{10}(k_{F_i}) = \log_{10}(240 + 2 \cdot 10^{-4} X_F) + 0,434 \left(2,3 - \frac{343,5 + 3,7 \cdot 10^{-2} X_F}{T_{F_i} + 273,15} \right) \left(1 - \frac{T_{F_i} + 273,15}{647,3 \cdot 3 \cdot 10^{-2} X_F} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (29)$$

Onde,

Nu_{I_i} é o número de Nusselt referente ao escoamento interno no estágio i ;

Uma correlação comum para o número de Nusselt é a de Dittus–Boelter para fluidos em fluxo turbulento, confirmada experimentalmente para números de Reynolds maiores que 10^4 . Esta correlação é aplicável quando a convecção forçada é o único modo de transferência de calor e não há ebulição, condensação ou radiação significativa. Embora sua utilização seja fácil e satisfatória o seu uso pode resultar em erros de até 25%. Com o intuito de diminuir essa porcentagem para menos de 10% optou-se pela utilização de uma correlação proposta por Gnielinski (1976) e válida para uma ampla faixa do número de Reynolds incluindo a região de transição (INCROPERA, *et al*, 2008).

$$3000 < Re_{F_i} < 5 \cdot 10^6$$

$$Nu_{I_i} = \frac{\left(\frac{f_{F_i}}{8}\right) (Re_{F_i} - 100) Pr_{F_i}}{1 + 12,7 \left(\frac{f_{F_i}}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_{F_i}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (30)$$

Onde,

Re_{F_i} é o número de Reynolds referente ao escoamento de água do mar no estágio i ;

Pr_{F_i} é o número de Prandtl da água do mar no estágio i ;

f_{F_i} é o fator de atrito referente ao escoamento da água do mar no estágio i .

Segundo Incropera, *et al* (2008), quando o escoamento está em condições de regime laminar o número de Nusselt é uma constante, independente de Reynolds e Prandtl e assume o valor de 4,36.

Para a determinação do fator de atrito utilizou-se a equação de Colebrook (1938) que desde muito tempo tem sido considerada como a mais precisa lei de resistência ao escoamento além disso esta equação é válida para todo o tipo de escoamento e ainda vem sendo utilizada como padrão referencial. Sua particularidade é que ela é implícita em relação ao fator de atrito, ou seja, a grandeza “f” está presente nos dois membros da equação e por isso sua resolução requer um processo iterativo. Para isso, Miler (1996) sugeriu a Equação (32) que, em uma única interação, irá produzir um resultado com desvio dentro de 1% (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2004)

$$\frac{1}{\sqrt{f_{F_i}}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon_C}{3,7D_{C_i}} + \frac{2,51}{Re_{F_i} \sqrt{f_{0F_i}}} \right) \quad (31)$$

$$f_{0F_i} = 0,25 \left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon_C}{3,7D_{C_i}} + \frac{5,74}{Re_{F_i}^{0,9}} \right) \right]^{-2} \quad (32)$$

Onde,

ε_C é a rugosidade da tubulação do condensador.

Os números adimensionais de Prandtl e Reynolds são definidos, respectivamente, por:

$$Pr_{F_i} = \frac{Cp_{F_i} \mu_{F_i}}{k_{F_i}} \quad (33)$$

$$Re_{F_i} = \frac{4F_i}{\pi D_{C_i} \mu_{F_i}} \quad (34)$$

A viscosidade dinâmica da água do mar (μ_{F_i}) em Pa.s, foi obtida através de uma correlação citada por El-Dessouky e Ettouney (2002) que é eficaz em uma faixa de salinidade de 0 a 130 g/kg e temperatura de 10 a 180 °C.

$$\mu_{F_i} = (A_{\mu_{F_i}})(B_{\mu_{F_i}}) 10^{-3} \quad (35)$$

$$\ln(A_{\mu_{F_i}}) = -3,79418 + \frac{604,129}{139,18 + \overline{T_{F_i}}} \quad (36)$$

$$B_{\mu_{F_i}} = 1 + D_{\mu_{F_i}} X_F + E_{\mu_{F_i}} X_F^2 \quad (37)$$

$$D_{\mu_{F_i}} = 1,474 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-5} \overline{T_{F_i}} - 3,927 \cdot 10^{-8} \overline{T_{F_i}}^2 \quad (38)$$

$$E_{\mu_{F_i}} = 1,0734 \cdot 10^{-5} - 8,5 \cdot 10^{-8} \overline{T_{F_i}} + 2,23 \cdot 10^{-10} \overline{T_{F_i}}^2 \quad (39)$$

$$\overline{T_{F_i}} = \frac{T_{F_i} + T_{F_{i+1}}}{2} \quad (40)$$

Para o lado externo do condensador que se refere ao vapor, a análise de Nusselt pode ser entendida como uma condensação em filme laminar sobre uma superfície de um tubo horizontal e o coeficiente convectivo médio é representado pela correlação (INCROPERA, *et al*, 2008):

$$h_{E_i} = 0,729 \left[\frac{g \rho_{VL_i} (\rho_{VL_i} - \rho_{VL_{g_i}}) k_{VL_i}^3 h'_{VL_i}}{N_C \mu_{VL_i} (T_{sat_{VL_i}} - T_{S_i}) D_{C_i}} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (41)$$

$$h'_{VL_i} = h_{VL_i} (1 + Ja_i) \quad (42)$$

$$Ja_i = \frac{Cp_{VL_i} (T_{sat_{VL_i}} - T_{S_i})}{h_{VL_i}} \quad (43)$$

Onde,

g é a aceleração da gravidade (m/s^2);

ρ_{VL_i} é a massa específica do vapor liberado no estado líquido (kg/m^3);

$\rho_{VL_{gi}}$ é a massa específica do vapor liberado no estado gasoso (kg/m^3);

μ_{VL_i} é a viscosidade dinâmica do vapor liberado ($\text{Pa}\cdot\text{s}$);

T_{sat} é a temperatura de saturação ($^{\circ}\text{C}$);

T_S é a temperatura da superfície ($^{\circ}\text{C}$);

h'_{VL_i} é a entalpia modificada do vapor liberado (kJ/kg);

Ja_i é o número de Jakob no estágio i ;

k_{VL_i} é a condutividade térmica do vapor liberado ($\text{kW/m } ^{\circ}\text{C}$);

Cp_{VL_i} é o calor específico do vapor liberado ($\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$).

Todas as propriedades que se tratam da água pura, foram obtidas através de tabelas termodinâmicas disponíveis no *software* EES®.

Considerando que o calor transferido pela água do mar dentro dos tubos seja igual ao calor transferido por convecção pelo vapor condensado externamente tem-se que:

$$F_i h_{Fi} = h_{Ei} \pi r_{Ei}^2 (T_{Si} - T_{VAi}) \quad (44)$$

A temperatura do vapor liberado da salmoura (T_{VL}) é menor que temperatura da salmoura (T_B), isso devido aos fenômenos de elevação do ponto de ebulição (EPB) e tolerância ao não-equilíbrio (TNE). A elevação do ponto de ebulição é a elevação do ponto de ebulição normal de um líquido puro pela presença de uma substância dissolvida. A tolerância ao não-equilíbrio representa a diferença entre a temperatura da salmoura e a temperatura correspondente ao equilíbrio termodinâmico com o vapor (AL-FULAIJ, 2002). As relações entre as temperaturas são dadas por:

$$T_{B_i} = T_{MS} - i\Delta T_{st} \quad (45)$$

$$\Delta T_{st} = \frac{T_{MS} - T_{BN}}{N} \quad (46)$$

$$T_{B_i} = T_{VL_i} + EPB_i + TNE_i \quad (47)$$

$$T_{VA_i} = T_{VL_i} - \Delta T_{DM_i} \quad (48)$$

Onde,

$T_{B_{i-1}}$ é a temperatura da salmoura no estágio anterior (°C);

ΔT_{st} é a diferença de temperatura entre estágios (°C);

ΔT_{DM_i} é a queda de temperatura ocasionada pelo demister no estágio i (°C);

T_{D_i} é a temperatura do destilado no estágio i (°C);

TMS é a temperatura máxima da salmoura (°C).

A correlação para a elevação do ponto de ebulição da água do mar utilizada é proposta por El-Dessouky e Ettouney (2002) e precisa em uma faixa de salinidade de 1% a 16% e a uma faixa de temperatura de 10°C a 180°C.

$$EPB_i = A_{EPB_i} X_{B_i} + B_{EPB_i} X_{B_i}^2 + C_{EPB_i} X_{B_i}^3 \quad (49)$$

$$A_{EPB_i} = 8,325 \cdot 10^{-2} + 1,883 \cdot 10^{-4} T_{B_i} + 4,02 \cdot 10^{-6} T_{B_i}^2 \quad (50)$$

$$B_{EPB_i} = -7,625 \cdot 10^{-4} + 9,02 \cdot 10^{-5} T_{B_i} - 5,2 \cdot 10^{-7} T_{B_i}^2 \quad (51)$$

$$C_{EPB_i} = 1,522 \cdot 10^{-4} - 3 \cdot 10^{-6} T_{B_i} - 3 \cdot 10^{-6} T_{B_i}^2 \quad (52)$$

A correlação para a tolerância de não-equilíbrio (TNE) foi obtida pelo Laboratório Nacional de Oak Ridge (ORNL) a partir de alguns dados obtidos a partir de algumas plantas comerciais.

$$TNE_i = \left(\frac{TNE_{10_i}}{0,5 \Delta T_{st} + TNE_{10_i}} \right)^{0,328 L_i} (0,5 \Delta T_{st} + TNE_{10_i}) \quad (53)$$

$$TNE_{10_i} = (0,9784)^{T_{B_i}} (15,7378)^{H_i} (1,3777)^{\frac{B_i}{L_i} 10^{-6}} \quad (54)$$

A perda de temperatura devido à queda de pressão nos tubos do demister (ΔT_{DM_i}), expressa como perda de temperatura (°C), foi citada por Rosso *et al.* (1996) de acordo com a Equação (55).

$$\Delta T_{DM_i} = e^{\frac{1,885 - 0,02063 T_{VLi}}{1,8}} \quad (55)$$

Onde,

H_i é a altura da salmoura no estágio i (m);

L_i é o comprimento do estágio i (m);

A estimativa da pressão nos estágios foi obtida através da equação de Antoine:

$$\ln P_i = 23,2256 - \frac{3835,18}{\left((T_{B_i} + 273,15) + 45,343 \right)} \quad (56)$$

Onde,

P_i é a pressão do estágio i (Pa);

5.1.2. Modelagem para o aquecedor de salmoura

Como não há reação ou qualquer vazão de entrada ou saída que não seja da própria salmoura, observa-se, conforme a Figura 10, que a massa e a composição antes e depois do aquecedor permanecem as mesmas.

$$B_0 = F_i \quad (57)$$

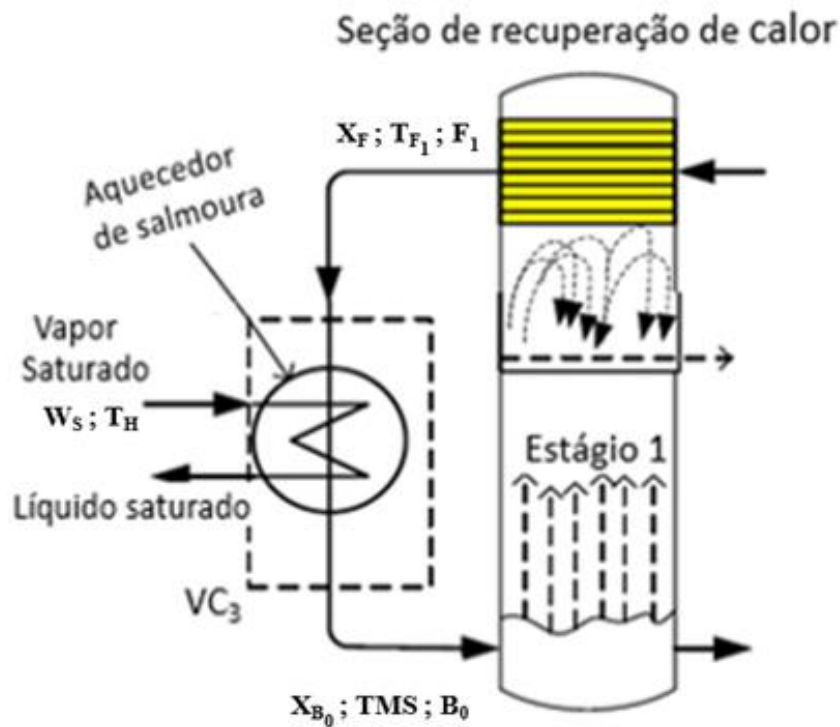


Figura 10 - Aquecedor de salmoura (adaptado de AL-FULAIJ, 2011)

O balanço de energia no aquecedor foi realizado similarmente ao do condensador existente dentro dos estágios, a Equação (62) é uma correlação citada por El-Dessouky e Ettouney (2002) onde obtém-se o calor latente do vapor de água em função da temperatura. Aplicando a lei de conservação de energia no volume de controle três (VC₃):

$$B_0 \bar{C}_{pH} (T_{MS} - T_{F_1}) = W_S \lambda_H \quad (58)$$

$$T_{MS} = T_{B_0} \quad (59)$$

$$F_i = F_N \quad (60)$$

$$\overline{Cp}_H = \frac{Cp_{B0} + Cp_{F1}}{2} \quad (61)$$

$$\lambda_H = 2501,897149 - 2,407064037 T_H + 1,192217 \cdot 10^{-3} T_H^2 - 1,5863 \cdot 10^{-5} T_H^3 \quad (62)$$

Onde,

W_S é a vazão de vapor no aquecedor (kg/s);

\overline{Cp}_H é o calor específico médio no aquecedor (kJ/kg °C);

λ_H é o calor latente de condensação do vapor de água do aquecedor (kJ/kg);

T_H é a temperatura do vapor do aquecedor (°C).

A transferência de calor no aquecedor ocorrerá através de uma matriz ou feixe de tubos em escoamento cruzado. Essa conformação é muito relevante em inúmeras aplicações industriais, o arranjo geométrico é indicado na Figura 11.

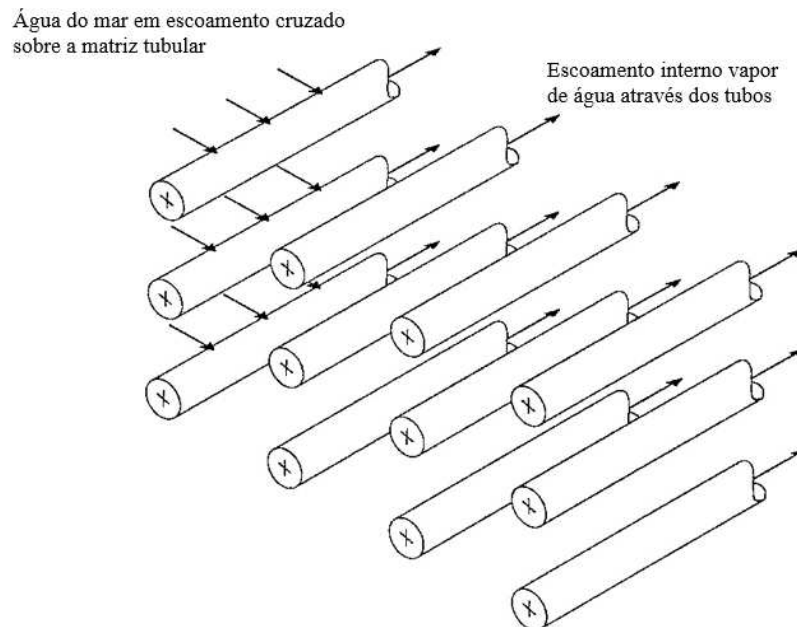


Figura 11 - Esboço de uma matriz tubular em escoamento cruzado

Conforme realizado nos tubos condensadores, a equação para a transferência de calor no aquecedor foi realizada utilizando o método do coeficiente global de transferência de calor. Seguindo a mesma lógica o balanço de energia no aquecedor pode ser expresso por:

$$W_S \lambda_H = U_H A_H \frac{(T_{MS} - T_{F1})}{\ln \left[\frac{(T_H - T_{F1})}{(T_H - T_{MS})} \right]} \quad (63)$$

$$\frac{1}{U_H} = \frac{r_{EH} L_H}{hc_{IH} r_{IH} L_H} + \frac{r_{EH} L_{Ci} \ln \left(\frac{r_{EH}}{r_{IH}} \right)}{L_H k_{MH}} + \frac{r_{EH} L_H}{hc_{EH} r_{EH} L_H} \quad (64)$$

$$A_H = N_H \pi D_H L_H \quad (65)$$

Onde,

U_H é o coeficiente de transferência de calor global do aquecedor (kW/m² °C);

A_H é a área de transferência de calor do aquecedor (m²);

L_H é o comprimento dos tubos aquecedores (m);

D_H é o diâmetro dos tubos aquecedores (m);

N_H é o número de tubos no aquecedor;

r_{EH} é o raio externo dos tubos do aquecedor (m);

r_{IH} é o raio interno dos tubos do aquecedor (m);

hc_{IH} é o coeficiente de troca térmica por convecção interno do aquecedor (kW/°C);

hc_{EH} é o coeficiente de troca térmica por convecção externo ao aquecedor (kW/°C);

k_{MH} é a condutividade térmica do material do aquecedor (kW/m °C);

O coeficiente de troca térmica por convecção que caracteriza o escoamento interno no aquecedor (hc_{IH}) é expresso por (INCROPERA, *et al.*, 2008):

$$hc_{IH} = Nu_{IH} \frac{k_{WS}}{D_H} \quad (66)$$

Onde,

Nu_{IH} é o número de Nusselt referente ao escoamento interno aquecedor;

k_{Ws} é a condutividade térmica do vapor do aquecedor (kW/m K);

A correlação proposta por Gnielinski (1976) pode ser usada para a determinação do número de Nusselt do lado interno dos tubos.

$$3000 < Re_{Ws} < 5 \cdot 10^6$$

$$Nu_{IH} = \frac{\left(\frac{f_{Ws}}{8}\right) (Re_{Ws} - 100) Pr_{Ws}}{1 + 12,7 \left(\frac{f_{Ws}}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_{Ws}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (67)$$

Onde,

Re_{Ws} é o número de Reynolds referente ao escoamento do vapor no aquecedor;

Pr_{Ws} é o número de Prandtl da água do mar no estágio i;

f_{Ws} é o fator de atrito referente ao escoamento do vapor do aquecedor;

Quando, têm-se um escoamento em condições de regime laminar o número de Nusselt é uma constante, independente de Reynolds e Prandtl e assume valor de 4,36. E para a determinação do fator de atrito utilizou-se, novamente, a equação de Colebrook (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2004).

$$\frac{1}{\sqrt{f_{Ws}}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon_H}{3,7D_H} + \frac{2,51}{Re_{Ws} \sqrt{f_{0Ws}}} \right) \quad (68)$$

$$f_{0Ws} = 0,25 \left[\log_{10} \left(\frac{\epsilon_H}{3,7D_H} + \frac{5,74}{Re_{Ws}^{0,9}} \right) \right]^{-2} \quad (69)$$

Onde,

ε_H é a rugosidade da tubulação no aquecedor.

Os números adimensionais de Prandtl e Reynolds são caracterizados, respectivamente, por:

$$\text{Pr}_{W_{SH}} = \frac{C_{p_{W_S}} \mu_{W_S}}{k_{W_S}} \quad (70)$$

$$\text{Re}_{W_S} = \frac{4W_S}{\pi D_H \mu_{W_S}} \quad (71)$$

Onde,

$\mu_{W_{SH}}$ é a viscosidade dinâmica do vapor de água no aquecedor (Pa.s);

$k_{W_{SH}}$ é a condutividade térmica do vapor de água no aquecedor (kW/m K);

$C_{p_{W_{SH}}}$ é a calor específico do vapor de água no aquecedor (kJ/kg °C).

A transferência de calor por convecção associada ao escoamento cruzado sobre os tubos está ligada ao arranjo que é caracterizado pelo diâmetro dos tubos (D_H), e pelos espaços transversal (S_T) e longitudinal (S_L) conforme ilustrado na Figura 12 (INCROPERA, *et al*, 2008).

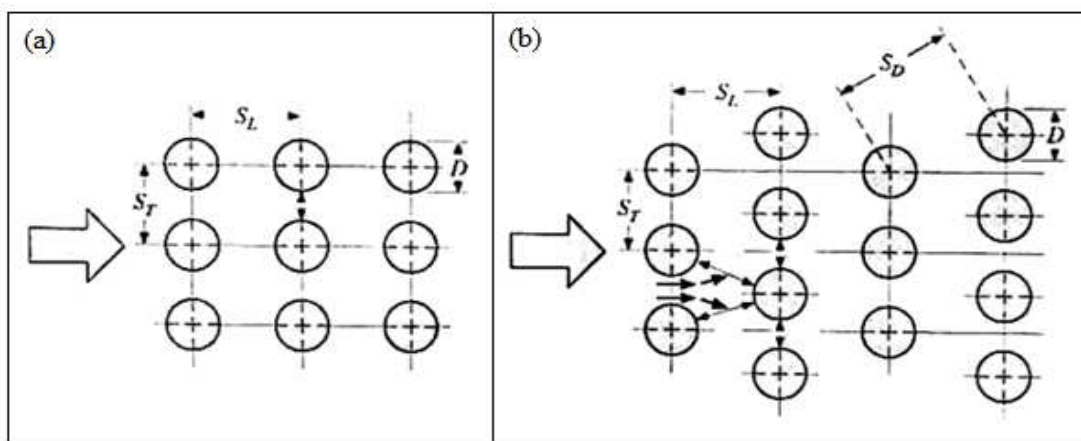


Figura 12 - Arranjo dos tubos em uma matriz tubular. (a) Alinhado. (b) Alternados

O coeficiente de transferência de calor associado a um tubo depende da sua posição na matriz. Os primeiros tubos atuam como uma malha geradora de turbulência, que aumenta o coeficiente de transferência de calor nos tubos das colunas seguintes. Contudo, as condições se estabilizam com o tempo de tal modo que as mudanças no coeficiente chegam a ser insignificantes (INCROPERA, *et al*, 2008). O coeficiente de transferência de calor médio para a totalidade da matriz está descrito na Equação (72) e para o escoamento de qualquer fluido através de matrizes compostas por 10 ou mais colunas, Grimison (1937) obteve a correlação para o número de Nusselt segundo a Equação (73):

$$hc_{EH} = Nu_{EH} \frac{k_{F_1}}{D_H} \quad (72)$$

$$Nu_{EH} = 1,13nRe_{\max F_1}^m Pr_{F_1}^{\frac{1}{3}} \quad (73)$$

Onde,

Nu_{EH} é o número de Nusselt referente ao escoamento sobre a matriz tubular do aquecedor;

hc_{EH} é o coeficiente de transferência de calor por convecção externo do aquecedor;

$Re_{\max F_1}$ é o número de Reynolds em função da velocidade máxima.

Onde, a condutividade térmica da água do mar está descrita na Equação (29) e o número de Prandtl na Equação (33). As constantes n e m estão listadas na Tabela 2. O número de Reynolds na Equação (74), diferentemente do definido na Equação (34), é baseado na velocidade máxima do fluido no interior da matriz tubular.

$$Re_{\max F_1} = \frac{\rho_{F_1} v_{\max H} D_H}{\mu_{F_1}} \quad (74)$$

Onde,

ρ_{F_1} é a massa específica da água do mar;

$v_{\max H}$ é a velocidade máxima da água do mar na matriz tubular do aquecedor.

Tabela 2 - Constantes da Equação 74 para escoamento sobre uma matriz tubular de 10 ou mais colunas

S_L/D_H	S_T/D_H								
	1,25		1,5		2,0		3,0		
	n	m	n	m	n	m	n	m	
ALINHADA									
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,063	0,752	
1,50	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,068	0,744	
2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648	
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608	
ALTERNAD									
A									
0,600	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636	
0,900	-	-	-	-	0,446	0,571	0,401	0,581	
1,000	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-	
1,125	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560	
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562	
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568	
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570	
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574	

A correlação da massa específica para a água do mar em kg/m^3 é explicitada por El-Dessouky e Ettouney (2002) em função da salinidade em uma faixa de 0 a 160 g/kg e da temperatura em uma faixa de 10 a 180 °C.

$$\rho_{F_i} = 10^3(0,5 A_{\rho_{1F_i}} + A_{\rho_{2F_i}} E_{\rho_{1F_i}} + A_{\rho_{3F_i}} E_{\rho_{2F_i}} + A_{\rho_{4F_i}} E_{\rho_{3F_i}}) \quad (75)$$

$$A_{\rho_{1F_i}} = 2,0161095 + 0,115313B_{\rho_{1F_i}} + 3,26 \cdot 10^{-4} B_{\rho_{2F_i}} \quad (76)$$

$$A_{\rho_{2F_i}} = -0,0540995 + 1,571 \cdot 10^{-3} B_{\rho_{1F_i}} - 4,23 \cdot 10^{-4} B_{\rho_{2F_i}} \quad (77)$$

$$A_{\rho_{3F_i}} = -0,0061235 + 1,74 \cdot 10^{-3} B_{\rho_{1F_i}} - 9 \cdot 10^{-6} B_{\rho_{2F_i}} \quad (78)$$

$$A_{\rho_{4F_i}} = -0,00346 - 8,7 \cdot 10^{-5} B_{\rho_{1F_i}} - 5,3 \cdot 10^{-5} B_{\rho_{2F_i}} \quad (79)$$

$$B_{\rho_{1F_i}} = C_{\rho_F} \quad (80)$$

$$B_{\rho_{2F_i}} = 2C_{\rho_F}^2 - 1 \quad (81)$$

$$C_{\rho_F} = \frac{(2X_F - 150)}{150} \quad (82)$$

$$D_{\rho_{F_i}} = \frac{2T_{F_i} - 200}{160} \quad (83)$$

$$E_{\rho_{1F_i}} = D_{\rho_{F_i}} \quad (84)$$

$$E_{\rho_{2F_i}} = 2D_{\rho_{F_i}}^2 - 1 \quad (85)$$

$$E_{\rho_{3F_i}} = 4D_{\rho_{F_i}}^3 - 3D_{\rho_{F_i}} \quad (86)$$

No arranjo alinhado, Figura 12a, a velocidade máxima ocorre no plano transversal e a partir das exigências de conservação de massa em um fluido incompressível a velocidade máxima do fluido na matriz tubular do aquecedor será calculada a partir da Equação (87) Grimison (1937):

$$v_{\max H} = \frac{S_T}{S_T - D_H} v_{F_1} \quad (87)$$

$$v_{F_1} = \frac{4F_1}{\pi \rho_{F_1} D_{H_1}^2} \quad (88)$$

Onde,

S_T é o espaço transversal entre os tubos do aquecedor;

S_L é o espaço longitudinal entre os tubos do aquecedor;

v_{F_i} é a velocidade da água do mar no estágio i .

No arranjo alternado, Figura 12b, a velocidade máxima pode ocorrer tanto no plano transversal quanto no plano diagonal. A velocidade irá ocorrer no plano diagonal se as colunas estiverem espaçadas de modo que satisfaçam a Equação (89):

$$2(S_D - D_H) < (S_T - D_H) \quad (89)$$

O fator 2 na Equação (89) é resultado da bifurcação experimentada pelo fluido ao escoar do plano transversal para o plano diagonal. Se a Equação (89) não é satisfeita então, a velocidade máxima ocorre no plano transversal mesmo que o arranjo seja o alternado, nesse caso, a velocidade máxima foi calculada pela Equação (87). Caso contrário, a velocidade máxima foi fornecida pela Equação (90):

$$v_{\max_H} = \frac{S_T}{2(S_D - D_H)} v_{F_1} \quad (90)$$

5.2. Modelagem matemática para o sistema de dessalinização MSF-BC

O modelo matemático do MSF-BC foi construído igual ao modelo matemático do MSF-OT. No modelo MSF-BC, os estágios são divididos em dois tipos. Uma parte deles representa a seção de ganho de calor e a outra a seção de rejeição de calor. Em comparação, como podemos observar nas Figuras 4 e 5, a única diferença entre o estágio *flash* da seção de ganho de calor no MSF-BC e o MSF-OT é que no MSF-OT a corrente que flui nos tubos do condensador é água do mar de alimentação enquanto no MSF-BC é uma mistura da salmoura reciclada (R) com água do mar de alimentação (F).

5.2.1. Modelagem dos estágios

Para simplificar a etapa de modelagem não foram modificados os nomes das variáveis, portanto, o modelo para cada estágio *flash* na seção de ganho de calor é o mesmo que o apresentado para o MSF-OT na seção 5.1.1. A diferença é que a reciclagem da salmoura é extraída no último estágio da sessão rejeição de calor e alimentada no misturador. Assim, é necessário um novo balanço de massa e de energia para o misturador.

Aplicando a lei de conservação da massa considerou-se que não há geração, consumo ou acúmulo. Assim, o balanço de massa no misturador e no desvio são:

$$B_N = B_D + B_R \quad (91)$$

Ponto de
divisão

$$X_{B_R} = X_{B_N} \quad (92)$$

$$T_{B_R} = T_{B_N} \quad (93)$$

$$F_{N-2} + B_R = F_{N-3} + B_{Rej} \quad (94)$$

Misturador

$$F_{N-2} X_{F_{N-2}} + B_R X_{B_R} = F_{N-3} X_{F_{N-3}} + B_{Rej} X_{B_{Rej}} \quad (95)$$

Onde,

F_{N-2} é a vazão de água do mar que sai do último estágio da seção de rejeição de calor;

F_{N-3} é a vazão de salmoura que entra no primeiro estágio da seção de recuperação de calor;

B_R é a vazão de reciclo;

B_{Rej} é a vazão de água rejeitada;

B_N é a vazão de salmoura que sai do último estágio.

X_{B_R} é a salinidade da água de reciclo (g/kg);

$X_{B_{Rej}}$ é a salinidade da água rejeitada (g/kg).

O balanço de energia no misturador é representado pela Equação (96). As entalpias h_{F_1} , h_{B_R} e $h_{B_{Rej}}$, podem ser calculadas pelas Equações (13), (97) e (98), respectivamente, que são oriundas da correlação citada por El-Dessouky e Ettouney (2002) e já descrita anteriormente.

Misturador

$$F_{N-2} h_{F_{N-2}} + B_R h_{B_R} = F_{N-3} h_{F_{N-3}} + B_{Rej} h_{B_{Rej}} \quad (96)$$

$$h_{B_R} = h_{B_N} \quad (97)$$

$$h_{B_{Rej}} = C_{p_{B_{Rej}}} (T_{B_{Rej}} - T^*) \quad (98)$$

$$C_{p_{B_{Rej}}} = \left(A_{C_{p_{B_{Rej}}}} + B_{C_{p_{B_{Rej}}}} T_{B_{Rej}} + C_{C_{p_{B_{Rej}}}} T_{B_{Rej}}^2 + D_{C_{p_{B_{Rej}}}} T_{B_{Rej}}^3 \right) 10^{-3} \quad (99)$$

$$A_{C_{p_{B_{Rej}}}} = 4206,8 - 6,6197 X_{B_{Rej}} + 1,2288 10^{-2} X_{B_{Rej}}^2 \quad (100)$$

$$B_{C_{p_{B_{Rej}}}} = -1,1262 + 5,4178 10^{-2} X_{B_{Rej}} - 2,2719 10^{-4} X_{B_{Rej}}^2 \quad (101)$$

$$C_{C_{p_{B_{Rej}}}} = 1,2026 10^{-2} - 5,3566 10^{-4} X_{B_{Rej}} + 1,8906 10^{-6} X_{B_{Rej}}^2 \quad (102)$$

$$D_{C_{p_{B_{Rej}}}} = 6,8777 10^{-7} + 1,517 10^{-6} X_{B_{Rej}} - 4,4268 10^{-9} X_{B_{Rej}}^2 \quad (103)$$

Onde,

h_{B_R} entalpia específica do reciclo (kJ/kg);

5.2.2. Modelagem do aquecedor de salmoura

Conforme observa-se na Figura 10, a massa e a composição antes e depois do aquecedor permanecem as mesmas, sendo desnecessário o balanço de massa no aquecedor de salmoura.

O balanço de energia no aquecedor para o MSF-BC é igual ao do MSF-OT, porém, os valores serão diferentes. Isso deve-se a mudança de temperatura e composição na entrada do aquecedor ocasionada pela mistura da água do mar com uma corrente de reciclo.

5.3. Validação

A comparação das previsões do modelo foi feita com os dados de campo de plantas existentes e com os gráficos expostos por Al-Fulaij (2012) foram utilizados para sobrepor os gráficos obtidos a partir de simulações deste modelo. A comparação foi para dados em estado estacionário, que incluem variações nos perfis de vazão, salinidade e temperatura da salmoura

ao longo dos estágios. Os resultados são mostrados na Figura 13, Figura 14 - *Comparação das vazões de salmoura dos estágios* e Figura 15. Conforme exposto, é obtida uma boa concordância entre as previsões do modelo e os dados da planta. Para a vazão de salmoura o erro na previsão é limitado a um máximo de 1,47%, para a temperatura do estágio o erro máximo foi de 1,59% e para a salinidade foi de 2,68%.

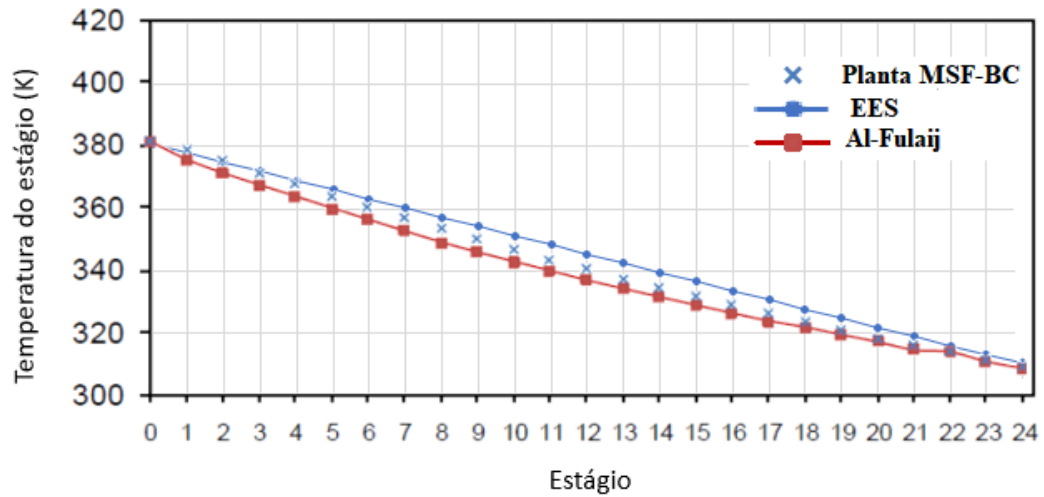


Figura 13 - Comparação das temperaturas dos estágios

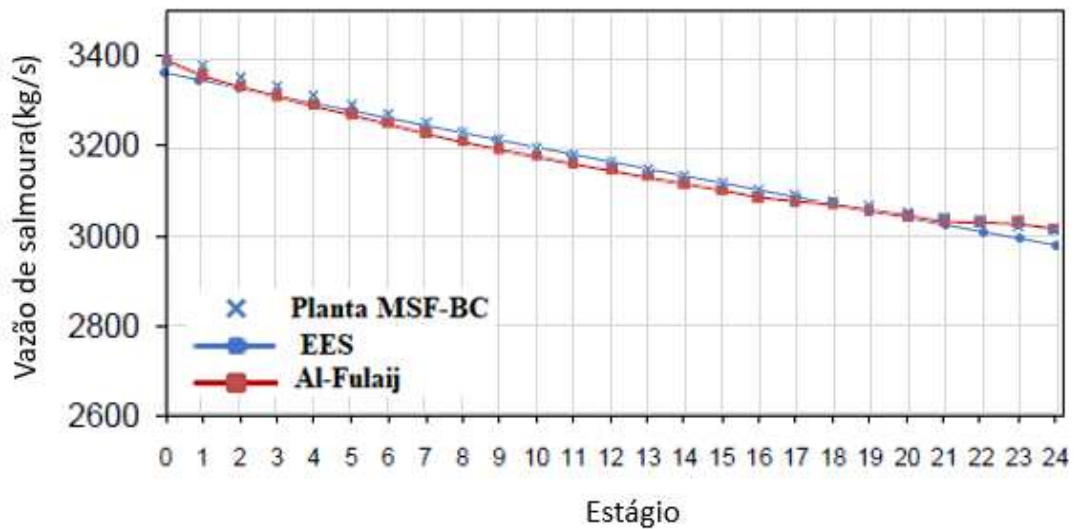


Figura 14 - Comparação das vazões de salmoura dos estágios

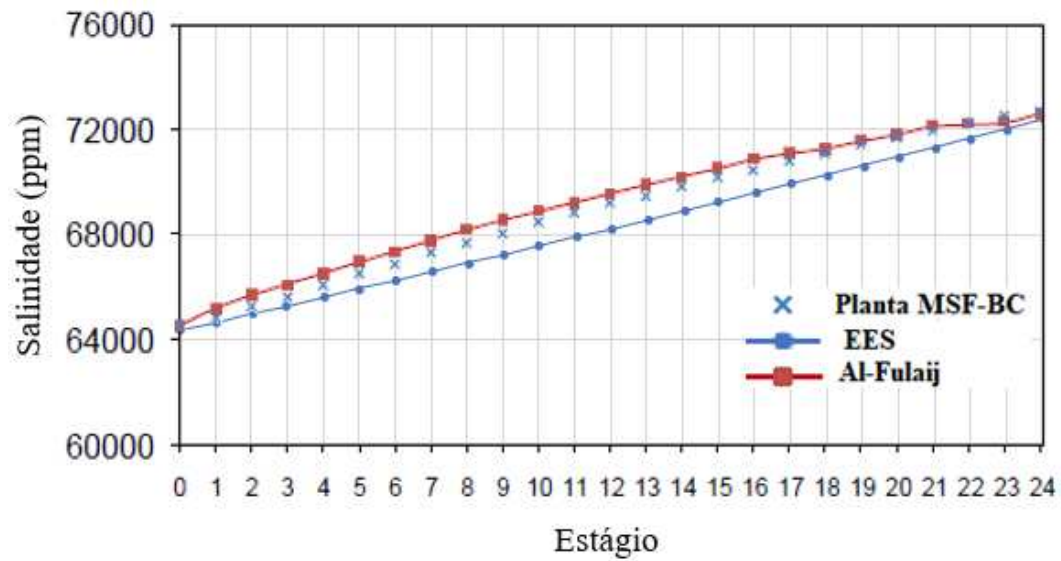


Figura 15 - Comparação da salinidade da salmoura dos estágios

5.4. Parâmetros

Para as análises que foram realizadas, optou-se por considerar todas as variáveis de entrada do processo como constantes, enquanto foi feita a variação de apenas uma variável afim de avaliar seus impactos na produção de água dessalinizada, no desempenho da planta (GOR) ou na área de troca térmica. Cada variável será avaliada conforme sua influência nos parâmetros citados.

Para tal, estipulou-se as seguintes variáveis operacionais:

- Número de estágios (N) [6 a 30];
- Temperatura da água do mar (T_F) [14 a 32 °C];
- Temperatura máxima da salmoura (TMS) [90 a 120°C];
- Temperatura do vapor do aquecedor de salmoura (T_H) [124 a 200°C];
- Vazão de água do mar (F) [350 a 2800 ton/h];
- Salinidade no último estágio (X_N) [50000 a 70000 ppm];
- Salinidade da água do mar (X_F) [25000 a 65000 ppm].

5.4.1. Influência do número de estágios

Observa-se na Figura 16 que o aumento do número de estágios resulta em um aumento considerável do GOR. Isso deve-se ao fato direto de que quanto maior o número de estágios, menor a vazão de vapor de aquecimento utilizado, fato confirmado pela Figura 17.

A utilização de menos vapor para o aquecimento da salmoura é explicado pelo fato de que, com o aumento do número de estágios, a área total de troca térmica é maior, Figura 18. Ou seja, a água de resfriamento chega ao aquecedor de salmoura com uma temperatura maior por ter transcorrido mais estágios, necessitando assim, de menos vapor para alcançar a temperatura máxima.

Como mencionado, plantas MSF são consideradas viáveis quando o seu desempenho (GOR) é cerca de 8, o que implica que unidades com variáveis de entrada dentro dos intervalos simulados devem ser projetadas com número de estágios superiores a 29 a fim de se obter o melhor desempenho possível do processo.

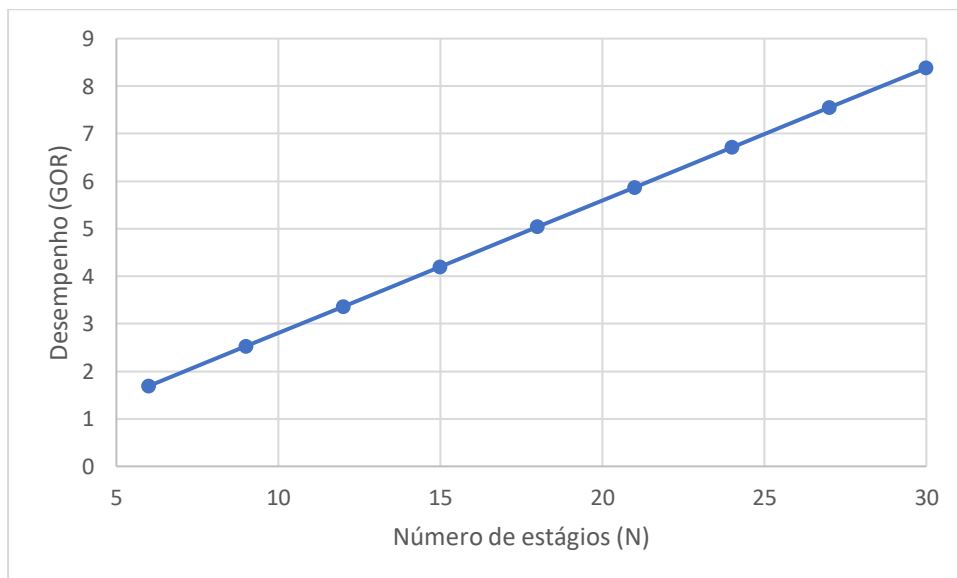


Figura 16 - Influência do número de estágios no desempenho da planta (GOR)

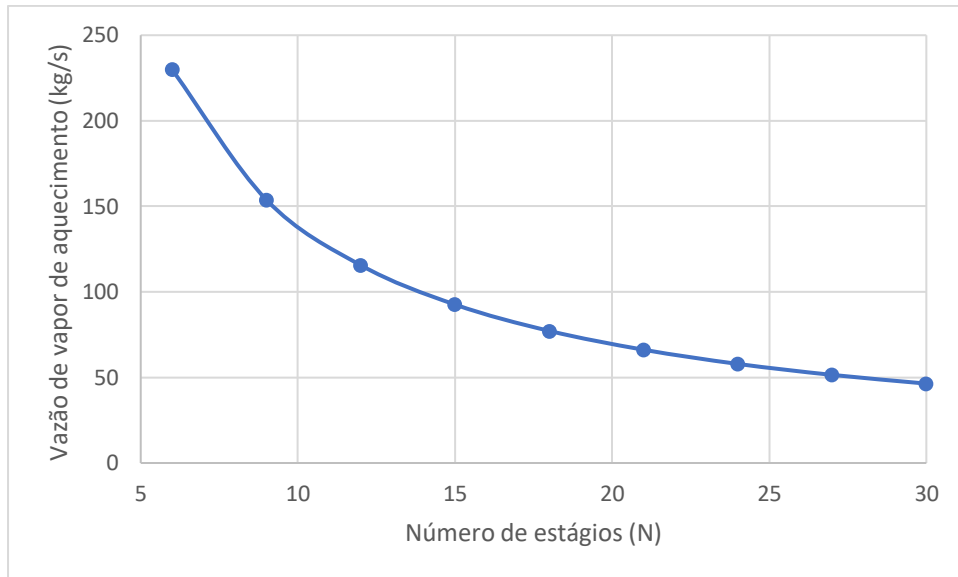


Figura 17 - Influência do número de estágios na vazão de vapor de aquecimento

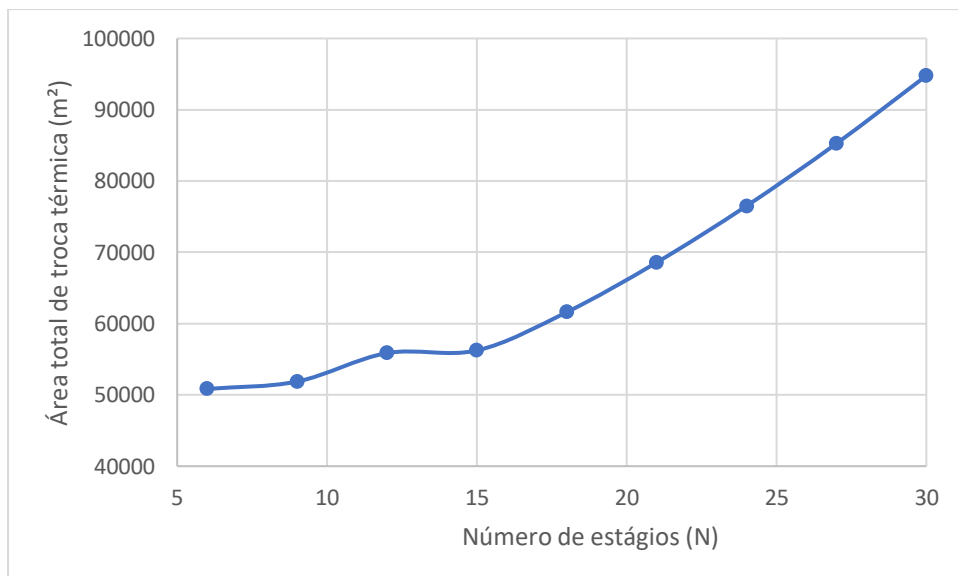


Figura 18 - Influência do número de estágios na área total de troca térmica

5.4.2. *Influência da temperatura da água do mar*

A temperatura da água do mar, no modelo MSF-BC, só tem influência direta na área de troca térmica da seção de rejeição de calor. Isso porque a água do mar, após sair da seção de rejeição de calor, é misturada a corrente de reciclo, essa mistura segue para a área de seção de recuperação de calor.

A área de troca térmica da seção de rejeição de calor diminui à medida que a água do mar se torna mais fria, Figura 19. Com uma temperatura menor a troca térmica é mais eficiente,

ou seja, é necessária uma área menor para resfriar a salmoura antes que ela seja descartada. A área de troca térmica depende diretamente do número de tubos nos estágios, na Figura 20 podemos confirmar essa relação direta, pois observa-se nitidamente que a influência da temperatura da água do mar no número de tubos condensadores fornece um gráfico exatamente igual ao da a influência da temperatura da água do mar na área de troca térmica da seção de rejeição de calor.

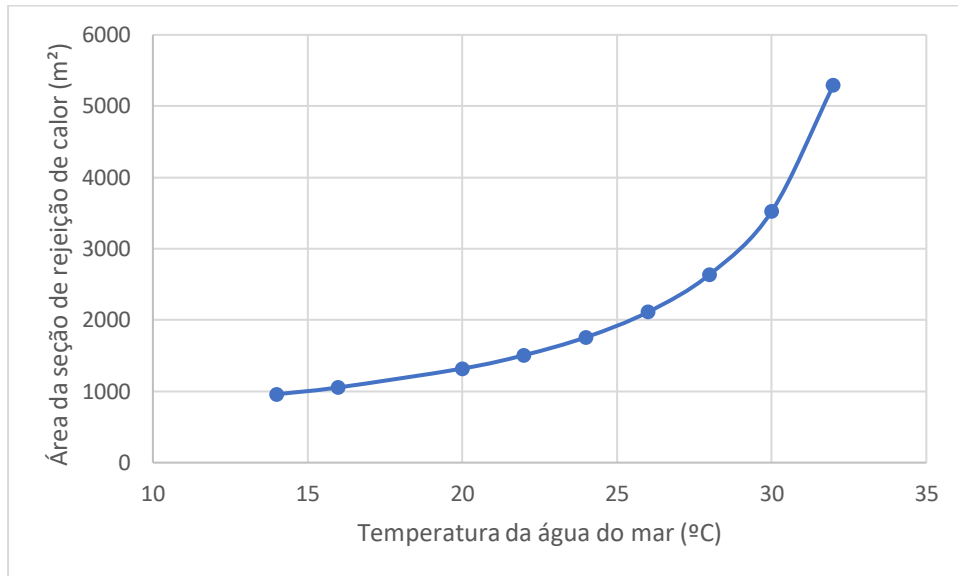


Figura 19 - Influência da temperatura da água do mar na área da seção de rejeição de calor

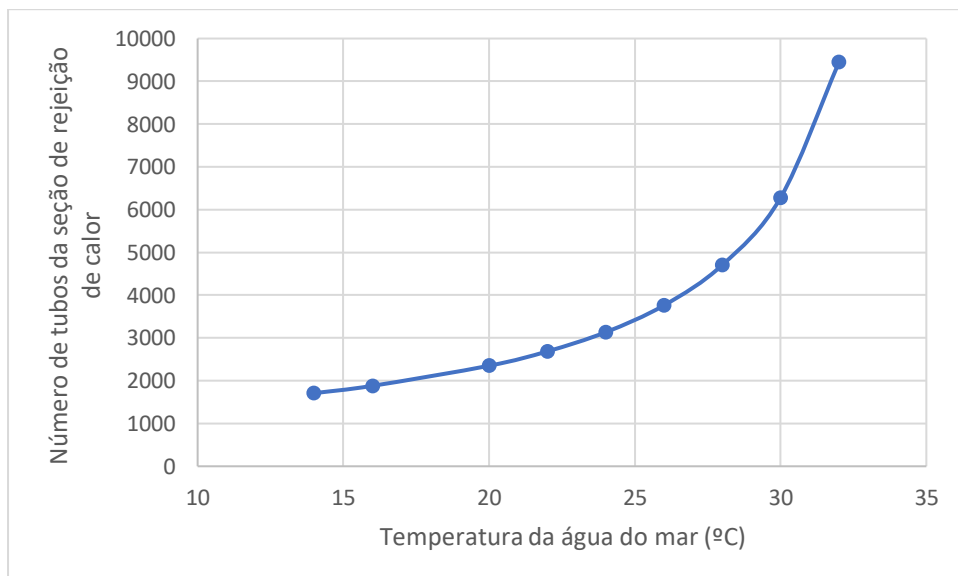


Figura 20 - Influência da temperatura da água do mar no número de tubos da seção de rejeição de calor

5.4.3. Influência da temperatura máxima da salmoura

Ao analisar a relação entre a temperatura máxima da salmoura e a área de transferência de calor, Figura 21 e Figura 22, é possível observar a importância que esta variável apresenta no processo. Plantas MSF projetadas com temperatura máxima da salmoura em torno de 90°C (valor relativamente baixo) necessitam de uma área de transferência de calor da seção de recuperação de calor maior se comparado a temperaturas maiores como 120°C.

Para a área de transferência de calor do aquecedor de salmoura o processo é inverso. Quanto menor a temperatura máxima da salmoura, menor a área necessária para elevá-la ao valor requerido.

No geral, ou seja, para a área total de troca térmica da planta, a tendência é que à medida que a temperatura máxima da salmoura aumente a área diminua.

Na Figura 21 observa-se uma interseção da curva correspondente a área do aquecedor de salmoura com a curva correspondente à área da seção de recuperação de calor. Isso indica uma possível temperatura ótima para a salmoura de 112°C.

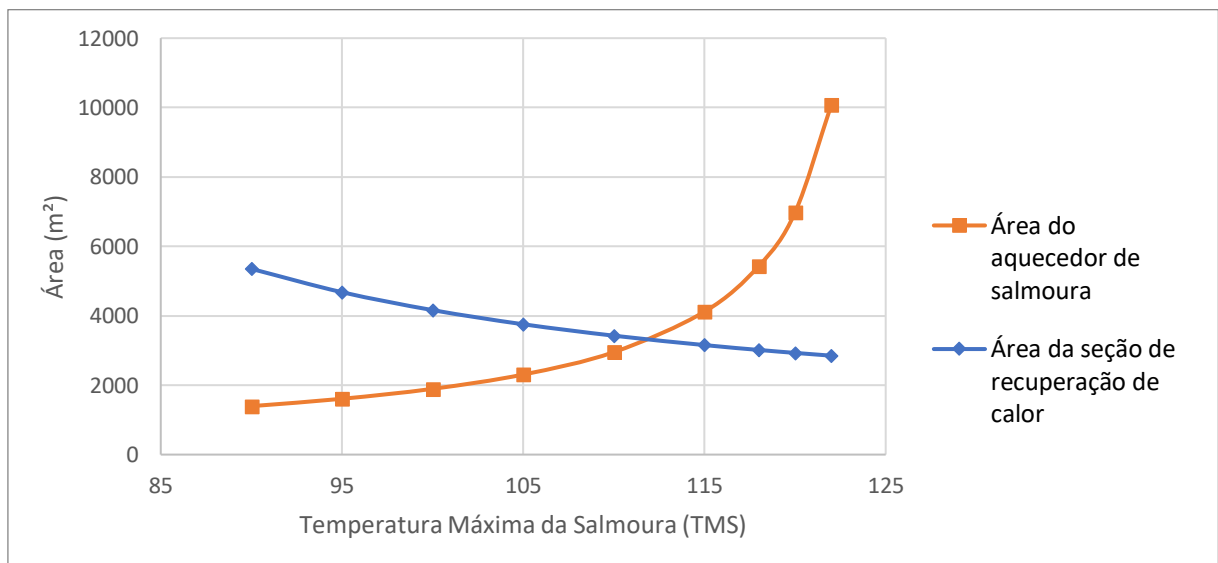


Figura 21 - Influência da temperatura máxima da salmoura na área de troca térmica do aquecedor de salmoura e da seção de recuperação de calor

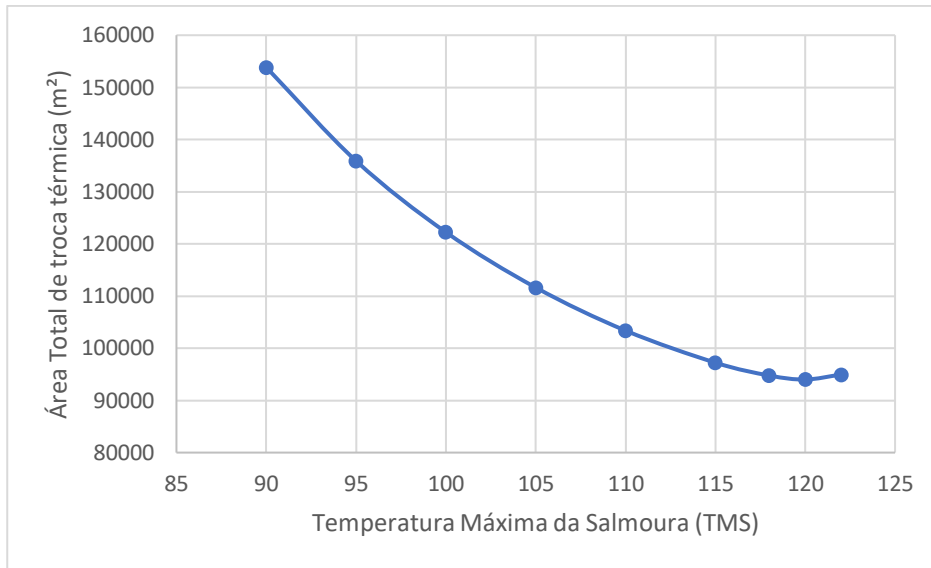


Figura 22 - Influência da temperatura máxima da salmoura na área total de troca térmica

Para uma investigação mais completa acerca da influência da temperatura superior da salmoura no processo de dessalinização MSF faz-se necessário observar como a temperatura afeta o desempenho da planta, para tal apresenta-se na Figura 23 a influência da temperatura superior da salmoura no GOR que caracteriza o desempenho da planta.

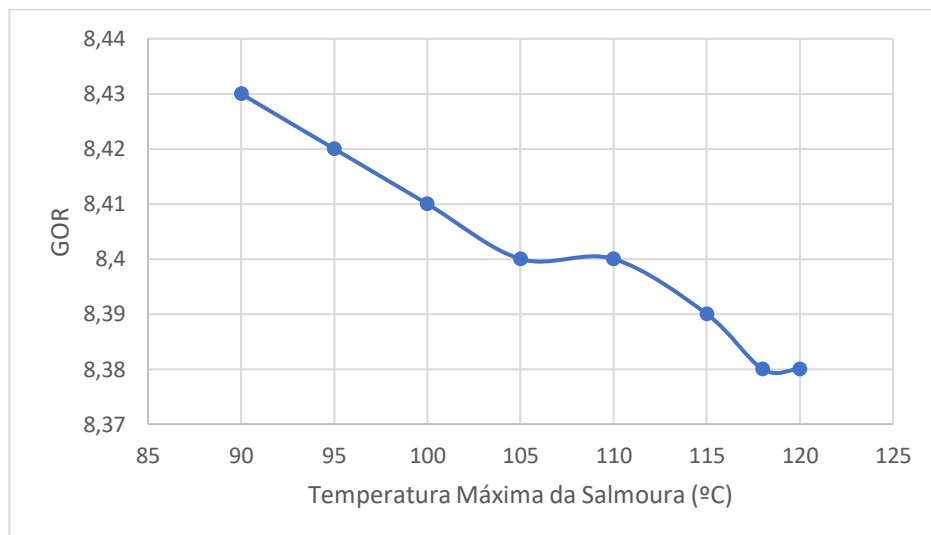


Figura 23 - Influência da temperatura máxima da salmoura no desempenho da planta (GOR)

Como já mencionado anteriormente plantas MSF apresentam um GOR padrão em torno de 8, ou seja, para cada 1 Kg/s de vapor utilizado no processo 8 Kg/s de água dessalinizada são produzidos. Com o aumento da temperatura máxima da salmoura implica-se numa maior necessidade de vapor de aquecimento resultando em um GOR menor. Porém, para o intervalo de temperatura máxima da salmoura simulado, o GOR mantém-se dentro dos padrões industriais em todas.

5.4.4. *Influência da temperatura do vapor de aquecimento*

A mudança na temperatura do vapor de aquecimento praticamente não afeta o a área total de transferência de calor, porém afeta diretamente a área de troca térmica do aquecedor de salmoura. Conforme observa-se na Figura 24, a medida que a temperatura do vapor de aquecimento aumenta a área requerida no aquecedor de salmoura diminui. Essa relação direta deve-se ao fato de que quanto maior a temperatura do vapor menor será a área necessária para aquecer a salmoura.

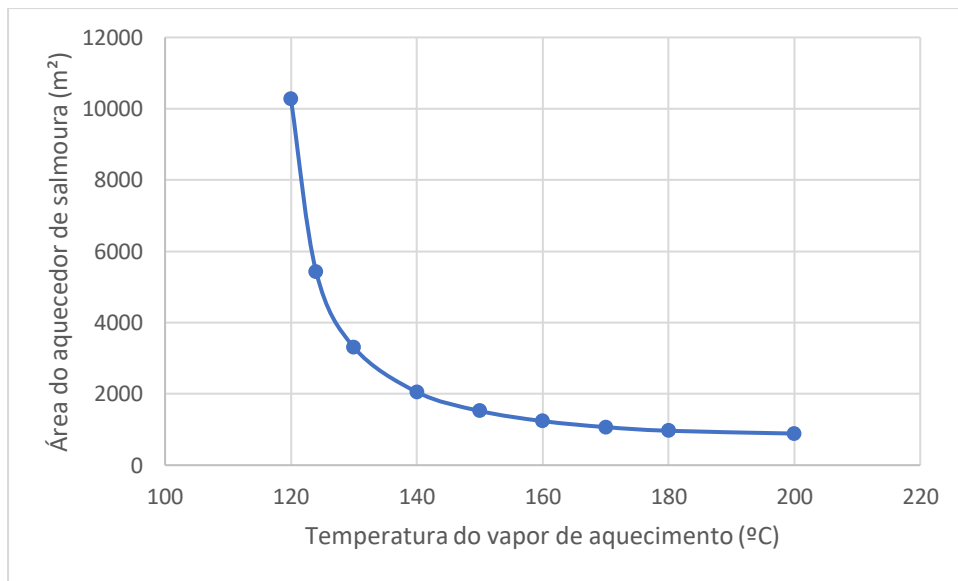


Figura 24- Influência da temperatura do vapor de aquecimento na área de troca térmica do aquecedor de salmoura

A avaliação da influência da temperatura do vapor de aquecimento no desempenho da planta é apresentada na Figura 25. É notório que à medida que a temperatura do vapor aumenta o desempenho da planta diminui já que são variáveis com relação inversa. Para que a temperatura do vapor seja maior é necessária uma maior vazão, como a produção de destilado é constante, um aumento na vazão de vapor de aquecimento diminui o desempenho da planta.

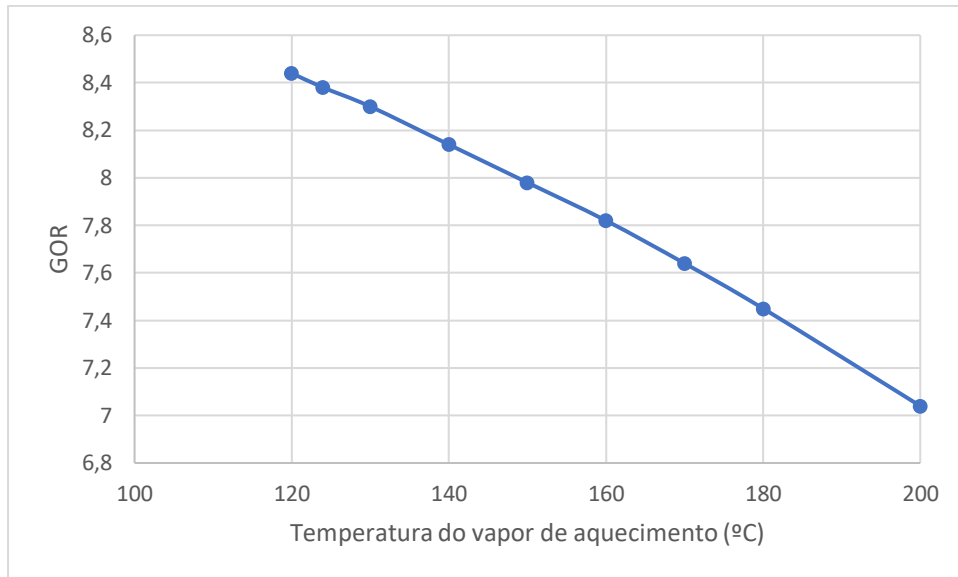


Figura 25 - Influência da temperatura do vapor de aquecimento no desempenho da planta (GOR)

5.4.5. Influência da salinidade do último estágio

A salinidade do último estágio é uma variável controlada, aumentando-se a salinidade da salmoura no último estágio quer dizer que mais água dessalinizada deve ser “retirada” da salmoura, ou seja, a produção de destilado aumenta, este fato é mostrado na Figura 26.

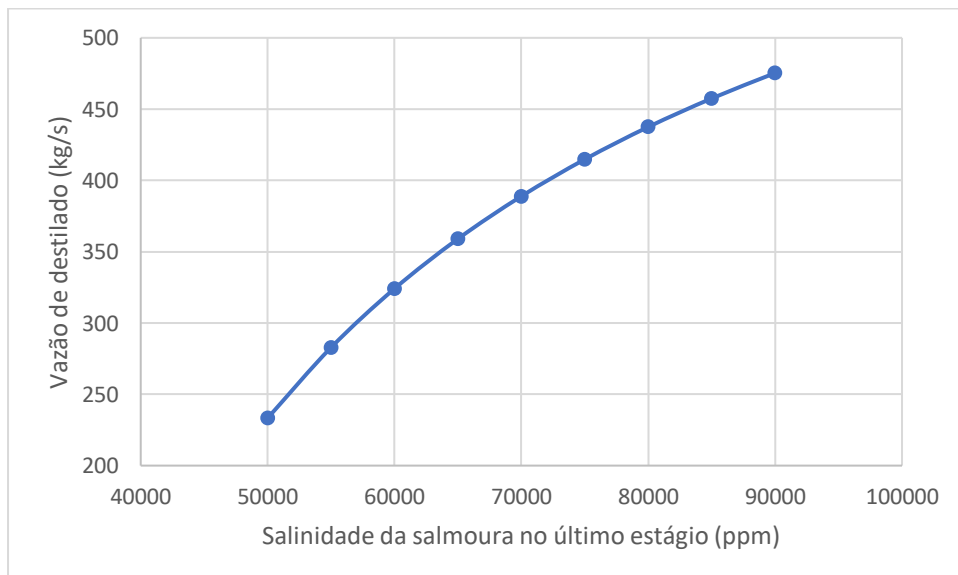


Figura 26 - Influência da salinidade do último estágio na vazão de destilado

Para que a produção de destilado seja aumentada outras variáveis devem ser alteradas. Essas variáveis são a vazão de vapor de aquecimento e a área total de troca térmica, a relação delas com a salinidade do último é mostrada na Figura 27 e na Figura 28. Quanto maior a salinidade da salmoura no último estágio mais vapor necessário para aquece-la e

consequentemente retirar a máxima quantidade de água dessalinizada. Essa situação provoca uma alteração direta na área total de transferência de calor que possui a mesma lógica de comportamento causada na quantidade de vapor de aquecimento.

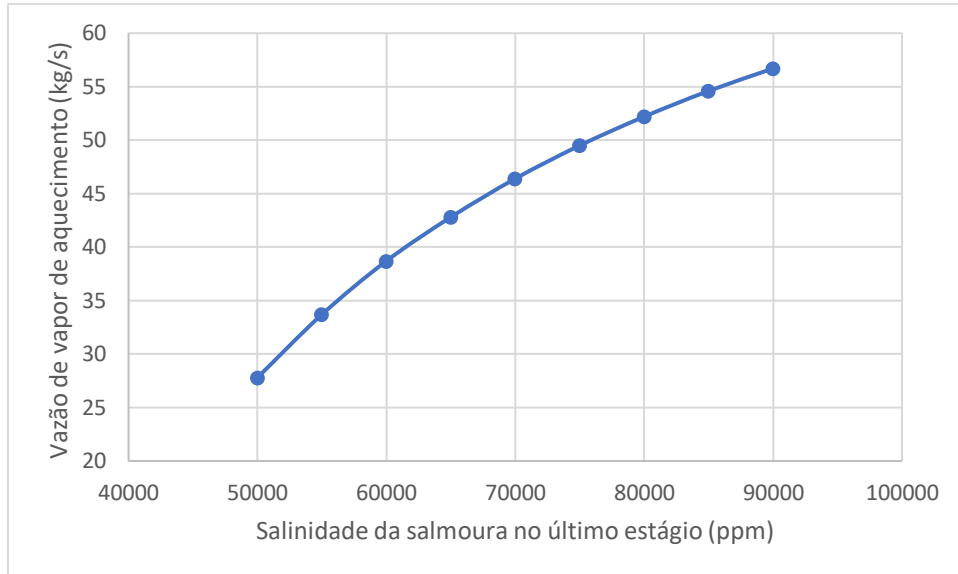


Figura 27 - Influência da salinidade do último estágio na vazão de vapor de aquecimento

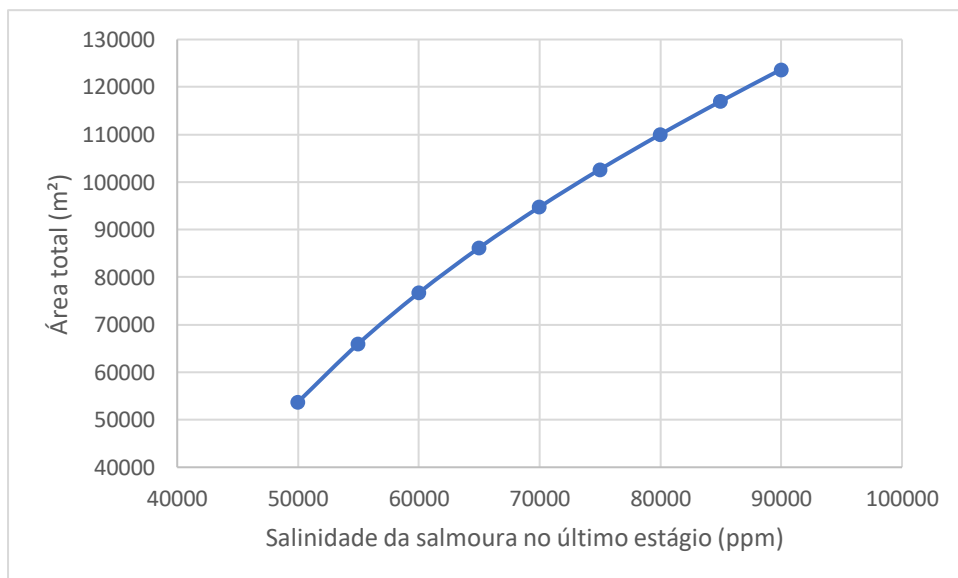


Figura 28 - Influência da salinidade do último estágio na área total

5.4.6. Influência da salinidade e da vazão da água do mar

Como observa-se na Figura 29, o aumento de disponibilidade de água do mar aumenta, a produção de água dessalinizada. Em contra partida, o aumento da salinidade provoca uma queda na produção de destilado, isso porque quanto maior a salinidade menos água disponível. Sendo assim, a salinidade de 25000 ppm produz uma maior quantidade de destilado.

O desempenho da planta medida pelo GOR não sofre variação com o aumento da produção de destilado. Entende-se que, à medida que aumenta a vazão de água do mar aumenta-se proporcionalmente a quantidade de vapor necessário para aquecer a salmoura.

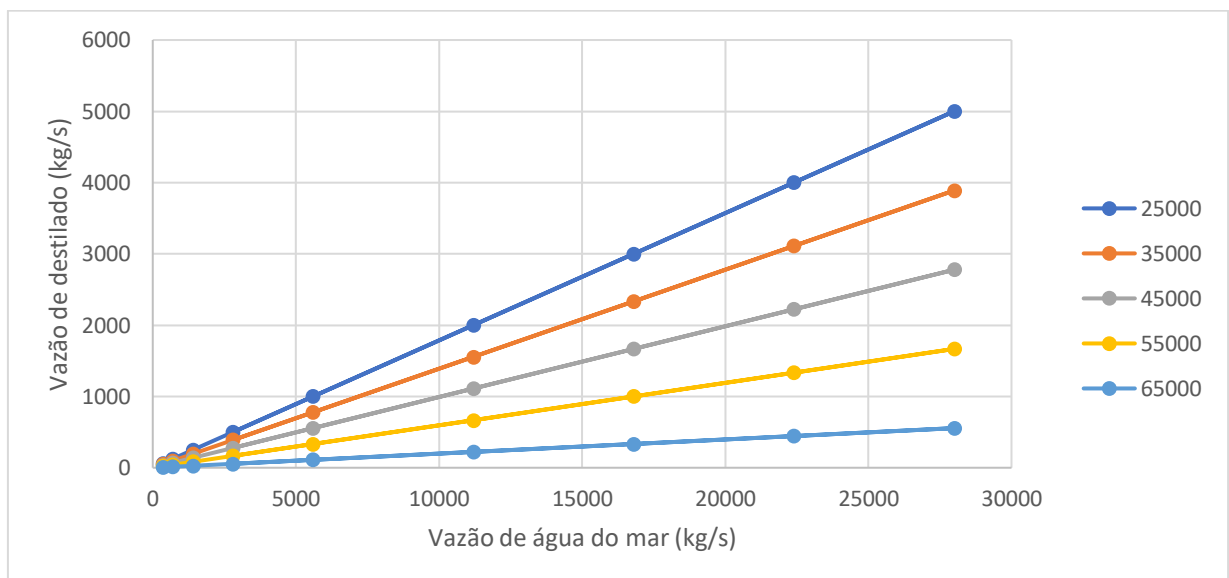


Figura 29 - Influência da vazão e salinidade da água do mar na produção de destilado

6. CONCLUSÃO

A simulação possibilitou a investigação das variáveis que ocasionam variação nos principais parâmetros de desempenho de uma unidade de dessalinização por destilação flash de múltiplos estágios. Foram investigadas as influências da temperatura máxima da salmoura, da salinidade, vazão e temperatura da água do mar, salinidade do último estágio e o número de estágios.

Dentre as variáveis operacionais analisadas, o número de estágios é a variável que mais afeta o desempenho da planta. A vazão de vapor de aquecimento diminui drasticamente com o aumento do número de estágios, isso torna a planta mais eficiente e econômica no ponto de vista energético.

As variáveis relacionadas à água do mar não fornecem variações significativas no desempenho da planta medida pelo GOR. Suas influências são em variáveis específicas e não são tão relevantes na avaliação da eficiência de uma planta com a configuração de reciclo de salmoura.

A elevação da temperatura máxima da salmoura ocasiona a redução na área total de troca térmica, no entanto, com relação ao desempenho da planta (GOR) a temperatura máxima da salmoura não afeta significativamente esse parâmetro no processo.

A salinidade do último estágio é uma variável controlada, aumentando-se a salinidade da salmoura no último estágio a produção de destilado aumenta, porém aumenta-se proporcionalmente a quantidade de vapor de aquecimento, novamente, essa variável não produz mudanças significativas no desempenho da planta. Deve-se avaliar a salinidade na saída quanto ao tratamento necessário para descarte adequado.

Obteve-se que o número de estágios ideais para se projetar plantas MSF mais eficientes é a partir de 29 estágios, sendo o melhor resultado obtido com 30, cuja a temperatura superior da salmoura seja 112 °C e com uma salinidade da água do mar de 25000 ppm.

Em vista do exposto, o trabalho cumpriu com seu objetivo de realizar uma simulação utilizando o software EES de uma planta de dessalinização de destilação de múltiplos estágios com recirculação de salmoura e analisar os parâmetros que influenciam em seu desempenho.

A complexidade da planta vem da interação que ocorre entre as variáveis, para trabalhos futuros seria interessante verificar o custo juntamente com a escolha das configurações. A pesquisa do custo energético, de tratamento, implantação, equipamentos e etc, possibilitaria avaliar completamente a viabilidade da planta.

7. REFERÊNCIAS

- AL-FULAIJ, H. Analysis of MSF Flashing Chambers, **Master thesis**. Kuwait: Kuwait University, 2002.
- AL-FULAIJ, H. Dynamic modeling of multi stage flash (MSF) desalination plant. **PhD thesis**, University College London, 2011.
- AL-FULAIJ, H.; MICALÉ, A.C.G.; ETTOUNEY, H.; BOGLE, D. Eulerian-Eulerian modelling and computational fluid dynamics simulation of wire mesh demisters in MSF plants. **Engineering Computations: International Journal for Computer-Aided Engineering and Software**, vol.31, n.7, p.1242-1260, 2014.
- AL-KARAGHOULI, A.; KAZMERSKI, L. L. Energy consumption and water production cost of conventional and renewable-energy-powered desalination processes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 24, p. 343–356, 2013.
- AL-OTHMAN, A. et al. Novel multi-stage flash (MSF) desalination plant driven by parabolic trough collectors and a solar pond: A simulation study in UAE. **Desalination**, v. 443, n. June, p. 237–244, 2018.
- ALSADAIE, S. M.; MUJTABA, I. M. Modelling and Simulation of MSF Desalination Plant: The Effect of Venting System Design for Non-Condensable Gases. **Chemical Engineering Transactions**, v. 39, n. 2011, p. 1615–1620, 2014.
- AL-WESHAHI, M. A. et al. Validation of Simulation Model for Cogeneration Power and Water Desalination Plant. **International Journal of Modeling and Optimization**, v. 3, n. 1, p. 46–51, 2013.
- BCC RESEARCH. **Seawater and Brackish Water Desalination (MST052C)**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<https://www.bccresearch.com/market-research/membrane-and-separation-technology/seawater-brackish-water-desalination-report-mst052d.html>>. Acesso em: 13 out. 2018.
- COLEBROOK, C. F., **Turbulent Flow in Pipes, with Particular Reference to the Transition Region Between the Smooth and Rough Pipe Laws**. *Journal of the Institution of Civil Engineers*. Londres. p.133-156, 1938.
- COUTINHO, S. A. **Estudo teórico e experimental de um dessalinizador solar para tratar água salobra**. Tese de Doutorado apresentada a Coordenação do curso de Doutorado em

Engenharia de Processos da Universidade Federal de Campina Grande como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Doutor em Engenharia de Processos. Campina Grande, PB. 2013.

EL-DESSOUKY, H.T., ETTOUNEY, H.M. **Fundamentals of salt water desalination**. USA: Elsevier. 2002.

EL-GHONEMY, A. M. K. Performance test of a sea water multi-stage flash distillation plant: Case study. **Alexandria Engineering Journal**, v. 57, n. 4, p. 2401–2413, 2018.

FLEHMIG, F.; WATZDORF, R.V.; MARQUARDT, W.; REDDY, K.V. Dynamic MSF plant modelling and simulation: brine flow hydraulics. **Encyclopedia of Desalination and Water Resources**, Al Gobaisi, 2000.

FOX, R.W., MCDONALD, A.T. PRITCHARD, P.J.; **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, LTC, 6a ed. 2004.

GAIO, S. S. M. **Produção de água potável por dessalinização: tecnologias, mercado e análise de viabilidade económica**. p. 1-76. Universidade de Lisboa, 2016.

GAMBIER, A.; BRADREDDIN, E. Dynamic Modeling of a Single-Stage MSF Plant for Advanced Control Purposes, **Desalination**, Vol. 166, p. 191-204, 2004.

GAMBIER, A.; FERTING, M.; BRADREDDIN, E. Hybrid modelling for supervisory control purpose for the brine heater of a multi-stage flash desalination plant. **Proc. American Control Conference**, p.5060-5065, 2002.

GLOBAL WATER INTELLIGENCE (GWI). Market profile and desalination markets, 2009-2012 yearbooks and GWI website. <<http://www.desaldata.com/>> Acesso em: 19 Out 2018.

GLUECK, A.R.; BRADSHAW, R.W.; A mathematical model for a multistage flash distillation plant. **Proc. 3rd Int. Symp. On Fresh Water from the Sea**, vol. 1, 1970.

GNIELINSKI, V. **New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow**. International Chemical Engineering, Vol. 16, 1976.

GRIMISON, E. D. **Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks**. Trans. ASME, p. 583-594, 1937.

HAMED, O. A.; ALY, S. **Simulation and design of MSF desalination processes.** *Desalination*, v. 80, n. 1, p. 1–14, 1 abr. 1991.

HAWAIDI, E.A.M. **Simulation, optimization and flexible scheduling of MSF desalination process under fouling.** PhD thesis, University of Bradford, 2011.

HELAL, A. M. et al. A tridiagonal matrix model for multistage flash desalination plants. **Computers and Chemical Engineering**, v. 10, n. 4, p. 327–342, 1986.

HUSAIN, A.; REDDY, K.V.; WOLDAI, A. Modelling, simulation and optimization of a MSF desalination plant. **Proc. Eurotherm Seminar**, paper 40, 1994b.

HUSAIN, A.; WOLDAI, A.; AL-RADIF, A.; KESOU, A.; BORSANI, R.; SULTAN, H.; DESHPANDEY, P.B. Modelling and simulation of a multistage flash (MSF) desalination plant. **Desalination**, vol.97(1-3), p.555-586, 1994a.

IER, A., BADREDDIN, E. Dynamic Modeling of a Single-Stage MSF Plant for Advanced Control Purposes, **Desalination**, Vol. 166, p.191–204, 2004

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L; LAVINE A. S. **Fundamentos de transferência de calor e massa.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.

LAPPALAINEN, J.; KORVOLA, T.; ALOPAEUS, V. Modelling and dynamics simulation of a large MSF plant using local phase equilibrium and simultaneous mass, momentum, and energy solver. **Computers and Chemical Engineering**, vol.97, p. 242-258, 2017.

MAZZOTTI, M.; ROSSO, M.; BELTRAMINI, A.; MORBIDELLI, M. Dynamic modeling of multistage flash desalination plants. **Desalination**, vol. 127, p. 207-218, 2000.

MEKHILEF, S.; SAIDUR, R.; SAFARI, A. A review on solar energy use in industries. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 4, p. 1777-1790, maio 2011.

MILLER, R. W. **Flow Measurement Engineering Handbook.** 3ed. Nova York: McGraw-Hill, 1996.

NAFEY, A. S. M. T. **Design and Simulation of Seawater.** November, 1988.

NIKOLAY VOUTCHKOV. **Desalination – Past, Present and Future - International Water Association.** Disponível em: <<https://iwa-network.org/desalination-past-present-future/>>. Acesso em: 5 abr. 2019.

REDDY, K.V.; HUSAIN, A.; WOLDAI, A.; AL-GOPAISI, D.M.K. Dynamic modelling of the MSF desalination process. **Proc. IDA and WRPC World Congress on Desalination and Water Treatment**, p. 227-242, 1995.

SANTOS, J. J. C. S. **Avaliação Exergoeconômica das Tecnologias para a Produção Combinada de Eletricidade e Água Dessalinizada**. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2005.

SILVA, A. M.; BARBOSA JÚNIOR, E. P.; BRAGA JÚNIOR, W. **Utilização do software EES no auxílio ao desenvolvimento de trabalhos acadêmicos e projetos de P&D**. Cobenge, p. 1–11, 2009.

SOARES, C. **Tratamento de Água Unifamiliar Através de Destilação Solar Natural Utilizando Água Salgada, Salobra ou Doce Contaminada**. 2004. 110 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Ambiental, Departamento de Engenharia Sanitária e Ambiental, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2004.

SOUZA, L. F. **Análise térmica de um dessalinizador de múltiplo efeito para obtenção de água potável**. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, Centro de tecnologia, João Pessoa, Paraíba, 2002.

UNITED NATIONS CHILDREN FUND; WORLD HEALTH ORGANISATION. **Progress on Drinking Water, Sanitation and Hygiene - Joint Monitoring Programme 2017 Update and SDG Baselines** Who. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<http://apps.who.int/bookorders>>. Acesso em: 15 fev. 2019.

VOUTCHKOV, N. **Desalination – Past, Present and Future - International Water Association**. 17 ago. 2016. Disponível em: <<https://iwa-network.org/desalination-past-present-future/>>. Acesso em: 5 abr. 2019.

XIAO, G.; WANG, X.; NI, M.; WANG, F.; ZHU, W.; LUO, Z.; CEN, K. **A review on solar stills for brine desalination**. Applied Energy, v. 103, p.642-652, mar. 2013.