

Modelação e dimensionamento de um sistema de dessalinização solar de pequena escala

André Francisco de Miranda Felício

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Szabolcs Varga



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Fevereiro de 2018

Resumo

Os recursos hídricos são escassos e o problema da falta de água verifica-se em diversas regiões do globo. As tecnologias de dessalinização já possuem décadas de desenvolvimento e implementação, em instalações sucessivamente maiores. A capacidade de produção atual ronda os 85 milhões de metros cúbicos por dia. Estas instalações exigem um uso intensivo de energia de fonte fóssil. Por questões de sustentabilidade dos recursos e preocupações ambientais, o papel das fontes renováveis de energia deve assumir maior relevância. No entanto, a utilização de fontes renováveis, em particular, a energia proveniente do Sol tradicionalmente utilizada em sistemas simples de dessalinização, tem pequeno impacto no mercado.

A presente dissertação teve o objetivo de analisar a integração de uma tecnologia de dessalinização por compressão térmica de vapor de pequena dimensão num subsistema de aproveitamento solar térmico. O trabalho envolve o estudo da influência das condições operativas, no estabelecimento de condições de funcionamento para dimensionamento do sistema de dessalinização, e a procura da simplificação da configuração do sistema de dessalinização utilizando um modelo matemático, para que este seja mais simples de implementar tentando não degradar o desempenho.

O modelo matemático do sistema de dessalinização solar em regime permanente elaborado com base num algoritmo existente no software EES (F-Chart USA), usando equações que descrevem os balanços térmicos e mássicos. No modelo foram considerados dois sistemas, o sistema de dessalinização por compressão térmica de vapor, com um a três efeitos, e o subsistema solar com base na curva de eficiência dos coletores solares do tipo CPC. O modelo existente foi melhorado e modificado, investigando a transferência de calor nos equipamentos. Foi desenvolvida uma metodologia para identificar as condições operativas mais adequadas para o seu dimensionamento.

Os indicadores de desempenho do sistema analisados foram o *Gain Output Ratio* (GOR) o rendimento dos coletores solares térmicos, a produção de água, as áreas de transferência de calor sobre os sistemas de um a três efeitos. As condições operativas mais relevantes no modelo foram a temperatura do primeiro efeito (T_1), a diferença de temperatura entre efeitos, a razão de compressão do ejetor (CR), a temperatura do vapor motriz e a radiação solar.

As condições operativas T_1 , CR apresentam variações monótonas em relação aos indicadores de desempenho, os valores que conduzem ao melhor desempenho correspondem ao limite inferior considerado para cada uma das variáveis: $T_1=40^\circ\text{C}$ e $\text{CR}=1,7$. A temperatura motriz influencia de forma diferente os desempenhos do sistema de dessalinização e do subsistema solar. De acordo com as restantes condições operativas, a temperatura motriz foi definida com base em intervalos.

Abstract

Water resources are scarce and the problem of the lack of waters is found in several regions of the globe. Desalination technologies already have decades of development and implementation in successively larger installations. The current production capacity is approximately of 85 million cubic meters per day. These installations require an intensive use of fossil energy. The sustainability of resources and environmental concerns, the role of renewable energy sources should be more relevant. However, the use of renewable sources, in special, the energy from the sun traditionally used in simple desalination systems, has a small impact on the market.

This dissertation aimed to analyze the integration of a thermal vapor compression desalination technology into a solar thermal utilization subsystem. The work involves the study of the influence of operative conditions in the establishment of operating conditions for scaling the desalination system, and the search for possible for simplification of the desalination system using a mathematical, for this to be simpler to implement and trying not to degrade the performance.

The mathematical model of the solar desalination system in permanent regime elaborated based on an algorithm existing in the EES software (F-Chart USA), using equations describing the thermal and mass balances. In the model were considered two systems, the desalination system by thermal vapor compression, with one to three effects, and the solar subsystem based on the efficiency curve of the solar collectors of type CPC. The existing model was improved and modified, investigating the heat transfer in the equipment. A methodology was developed to identify the most appropriate operative conditions for its sizing.

The performance indicators of the analyzed system were the Gain Output Ratio (GOR) The efficiency of the thermal solar collectors, the production of water, the areas of heat transfer on the systems from one to three effects. The most relevant operative conditions in the model were the temperature of the first effect (T_1), the temperature difference between effects, the compression ratio of the ejector (CR), the temperature of the motive vapor and the solar radiation.

The operative conditions T_1 , CR show monotonous variations in relation to performance indicators, the values that lead to the best performance correspond to the lower limit considered for each of the variables: $T_1 = 40^\circ\text{C}$ and $\text{CR} = 1,7$. The motive vapor temperature has a different influence on the performances of the desalination system and the solar subsystem. According to the other operating conditions, the driving temperature was defined on the basis of intervals.

Agradecimentos

Ao meu orientador o Professor Szabolcs Varga uma palavra de agradecimento pela disponibilidade, apoio prestado e gratidão por poder fazer parte de um tema tão interessante. Agradecer também ao Professor João Soares pelo apoio e incentivo em momentos importantes.

Por último, à minha família que apesar das minhas falhas sempre me ajudou e a quem devo retribuir, fazendo o meu melhor para melhorar a vida dos que me rodeiam.

Índice de conteúdos

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO DO TRABALHO REALIZADO	1
1.2	OBJETIVOS E ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	2
2	TECNOLOGIAS DE DESSALINIZAÇÃO	4
2.1	MERCADO DE DESSALINIZAÇÃO	6
2.2	TECNOLOGIAS TÉRMICAS DE DESSALINIZAÇÃO	8
2.2.1	<i>Multi-stage flash (MSF)</i>	8
2.2.2	<i>Destilação de múltiplo efeito (MED)</i>	10
2.2.3	<i>Compressão mecânica de vapor (MVC)</i>	14
2.3	OUTROS MÉTODOS ENVOLVENDO MUDANÇA DE FASE	16
2.3.1	<i>Solar still (ST)</i>	16
2.3.2	<i>Humidificação/Desumidificação (HD)</i>	18
2.4	DESSALINIZAÇÃO POR MEMBRANA	19
2.4.1	<i>Osmose inversa (RO)</i>	19
2.4.2	<i>Eletrodialise (ED)</i>	21
2.4.3	<i>Destilação por membrana (MD)</i>	23
2.5	COMPARAÇÃO DAS TECNOLOGIAS DE DESSALINIZAÇÃO COM BASE NOS CONSUMOS DE ENERGIA	23
2.6	ENERGIAS RENOVÁVEIS E DESSALINIZAÇÃO	26
3	DESSALINIZAÇÃO POR COMPRESSÃO TÉRMICA DE VAPOR	29
3.1	SISTEMA DE UM EFEITO COM COMPRESSÃO TÉRMICA DE VAPOR (TVC)	29
3.2	DESTILAÇÃO DE MÚLTIPLO EFEITO COM COMPRESSÃO TÉRMICA DE VAPOR (MED-TVC)	30
3.3	EVAPORADORES	33
3.3.1	<i>Evaporadores de tubos imersos</i>	33
3.3.2	<i>Evaporadores do tipo filme descendente (falling film)</i>	34
3.3.3	<i>Evaporadores de placas</i>	37
3.4	EJETOR DE VAPOR	37
3.4.1	<i>Descrição e princípio de funcionamento de um ejetor</i>	38
3.4.2	<i>Parâmetros de funcionamento e desempenho de um ejetor</i>	39
3.4.3	<i>Modos de funcionamento de um ejetor</i>	39
3.4.4	<i>Influência da pressão motriz e da pressão do vapor arrastado no desempenho</i>	40
3.4.5	<i>Influência da geometria do ejetor no desempenho</i>	41
3.5	SEPARADOR DE GOTAS	43
4	DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO	47
4.1	O SISTEMA E A ENVOLVENTE	47
4.2	DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO	48
4.2.1	<i>Pressupostos</i>	48
4.2.2	<i>Representação do modelo e definição de estados termodinâmicos relevantes</i>	48
4.2.3	<i>Subsistema solar térmico e gerador de vapor</i>	51
4.2.4	<i>Definição das temperaturas dos evaporadores</i>	53
4.2.5	<i>Balço energético e mássico nos evaporadores</i>	53
4.2.6	<i>Ejetor</i>	56
4.2.7	<i>Válvulas de expansão</i>	57
4.2.8	<i>Condensador</i>	57

4.2.9	<i>Caixa de mistura</i>	58
4.2.10	<i>Bomba da salmoura</i>	58
4.2.11	<i>Pré-aquecedor</i>	58
4.2.12	<i>Bomba do escoamento motriz</i>	59
4.3	ESTIMATIVA DAS ÁREAS DE TRANFERÊNCIA DE CALOR	59
4.3.1	<i>Coefficiente de transferência de calor dos evaporadores</i>	60
4.3.2	<i>Coefficiente de transferência de calor dos condensadores:</i>	61
4.4	INDICADORES DE DESEMPENHO	63
4.5	IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO	64
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	65
5.1	IDENTIFICAÇÃO DE VARIÁVEIS COM INFLUÊNCIA	65
5.2	OTIMIZAÇÃO DA PRODUÇÃO DE ÁGUA EM FUNÇÃO DAS CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO	66
5.2.1	<i>Procedimento e sequência de simulação</i>	66
5.2.2	<i>Influência da temperatura motriz na produção de água</i>	67
5.2.3	<i>Influência da razão de compressão na produção de água</i>	70
5.2.4	<i>Influência da diferença de temperaturas entre efeitos na produção de água</i>	71
5.2.5	<i>Influência temperatura do primeiro efeito na produção de água</i>	72
5.3	INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DO EFEITO 1 E TEMPERATURA MOTRIZ NA PRODUÇÃO DE ÁGUA	73
5.4	RELAÇÃO ENTRE A RAZÃO DE COMPRESSÃO MÍNIMA E OS EFEITOS	75
5.5	INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA MOTRIZ NO GOR	77
5.6	INFLUÊNCIA DAS VARIÁVEIS OPERATIVAS NAS ÁREAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	78
5.6.1	<i>Influência da temperatura motriz nas áreas de transferência de calor</i>	78
5.6.2	<i>Influência da temperatura do primeiro efeito nas áreas de transferência de calor</i> ...	81
5.6.3	<i>Influência da razão de compressão nas áreas de transferência de calor</i>	83
5.6.4	<i>Influência da diferença de temperatura entre efeitos na área de transferência de calor</i>	85
5.7	CONDIÇÕES OPERATIVAS SELECIONADAS PARA OS SISTEMAS COM 1 A 3 EFEITOS	87
5.8	COMPARAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	90
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	92
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	95
	ANEXO A: CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO DOS SISTEMAS	99

Índice de Figuras

Figura 1.1: Capacidade de produção de água por via de instalações de dessalinização nos últimos 35 anos [7].	2
Figura 2.1: O uso da energia solar para destilação por Della Porta [11].	4
Figura 2.2: Percentagem de mercado de cada método de dessalinização 2012 [15].	6
Figura 2.3: Distribuição do mercado pelo tipo de água de entrada nas instalações de dessalinização 2012 [15].	7
Figura 2.4: Representação esquemática do sistema Multi-stage flash de uma passagem [18].	8
Figura 2.5: Representação esquemática de um sistema Multi-stage flash com recirculação de salmoura [19].	9
Figura 2.6: Representação esquemática do sistema MED [19].	10
Figura 2.7: Representação esquemática do sistema MED-MVC [22].	11
Figura 2.8: Tipos de alimentação de água salgada nos sistemas MED [19].	12
Figura 2.9: Sistema de destilação múltiplo efeito com os evaporadores dispostos na vertical (MES) [3].	13
Figura 2.10: Representação do sistema MVC [19].	14
Figura 2.11: Esquema ilustrativo de um sistema de dessalinização pela tecnologia <i>Solar still</i> [3].	16
Figura 2.12: Representação ilustrativa do sistema estudado em [25].	17
Figura 2.13: Representação do sistema Humidificação/Desumidificação: (1) zona de evaporação, (2) zona de condensação, (3) fonte de calor, (4) convecção natural de ar, (5) entrada de água salgada, (6) produto destilado, (7) salmoura rejeitada, (8) salmoura recuperada [4].	18
Figura 2.14: Representação esquemática de uma instalação RO [3].	19
Figura 2.15: Representação de módulo de membrana de um sistema RO [20].	20
Figura 2.16: Representação em pormenor de uma membrana de um sistema RO [20].	20
Figura 2.17: Representação esquemática de uma instalação ED [20].	21
Figura 2.18: Detalhe em esquema de um conjunto de membranas do sistema ED [14].	22
Figura 2.19: (A) Representação do funcionamento da membrana. (B) Representação de um sistema MD [4] [28].	23
Figura 2.20: Distribuição dos tipos de fontes renováveis aplicadas na dessalinização 2012 [30].	26
Figura 2.21: Combinação tecnologia de dessalinização e subsistema solar escala global 2010 [26].	27
Figura 2.22: Sistema MED com subsistema solar de coletores do tipo concentrador [29].	27
Figura 2.23: Sistema RO com subsistema solar de painéis fotovoltaicos [29].	28
Figura 3.1: Representação de um sistema TCV [31].	29
Figura 3.2: Sistema de múltiplo efeito por compressão térmica (MED-TVC) [32].	31
Figura 3.3: Representação dos fluxos mássicos de uma evaporador e flash box [32].	31
Figura 3.4: Representação esquemática de um evaporador de tubos imersos [19].	33

Figura 3.5: Representação esquemática de um evaporador de tubos horizontais [24].....	34
Figura 3.6 A cobertura de filme nos tubos horizontais em condições de funcionamento diferentes [34].....	35
Figura 3.7: Representação esquemática de um sistema MED de tubos verticais [35].....	35
Figura 3.8: Representação esquemática de um evaporador filme descendente [20].....	36
Figura 3.9: Representação esquemática de um evaporador filme ascendente [20].....	36
Figura 3.10: Evaporador de placas [22].....	37
Figura 3.11: As duas configurações típicas: (a) mistura a pressão constante; (b) mistura de área constante [38].	38
Figura 3.12: Esquema de um ejetor com a indicação da evolução da pressão e velocidade dos vapores primários e secundários [36].	38
Figura 3.13: Modos de funcionamento de um ejetor em função da pressão de saída [39].....	39
Figura 3.14: Efeito de condições de operação no desempenho de um ejetor: (a) a várias pressões motrizes, (b) a várias pressões do evaporador [40].	40
Figura 3.15: Representação da área efetiva entre o vapor primário e secundário num ejetor [38].	40
Figura 3.16: Localização dos parâmetros geométricos com influência no desempenho do ejetor [39].	41
Figura 3.17: Modos de funcionamento para ejetores com diferentes valores de razão de áreas ($T_m = 90^{\circ}C, T_{ev} = 10^{\circ}C$) [39].	41
Figura 3.18: Influência de NXP no desempenho do ejetor [39].....	42
Figura 3.19: Influência do comprimento da garganta no desempenho do ejetor [38].....	42
Figura 3.20: Ilustração de separadores de gotas usados em sistemas MED: separador por placas corrugadas (A) e separador por malha (B) [45].....	43
Figura 3.21: Separador de gotas formado por um separador por malha e um separador de placas corrugados em série [45].	44
Figura 3.22: Mecanismos de separação: (a) por malha, (b) placas corrugadas [45].	44
Figura 3.23: Efeito da velocidade do gás na eficiência teórica de captura de gotículas, em separadores de placas corrugadas e separadores de malha, para diferentes tamanhos de gotículas [48].	45
Figura 4.1: Esquema global – unidade de dessalinização MED-TVC, e subsistema solar térmico.	47
Figura 4.2: Representação esquemática do modelo MED-TVC desenvolvido, com a identificação dos componentes, fluxos mássicos, e pontos relevantes de propriedades de estado.	50
Figura 4.3: Ilustração do perfil de um coletor CPC, as linhas representam as reflexões dos raios solares [49].	51
Figura 4.4: Curva dos modificadores do ângulo onde: IAM - modificador de ângulo de incidência, L - longitudinal, e T - transversal.....	52
Figura 4.5: Esquema dos evaporadores 1 e i, com os fluxos mássicos e pontos relevantes.....	54

Figura 4.6: Diagrama p-h de auxílio explicativo da definição da razão de compressão mínima. Os pontos assinalados: (1) estado do vapor motriz na entrada do ejetor, (2) estado do vapor arrastado na entrada do ejetor, (3) estado do vapor na saída do ejetor.....	57
Figura 5.1: Metodologia de simulação do sistema para a melhoria da produção de água.	66
Figura 5.2: Evolução da produção de água em função da temperatura motriz. Condições: $G = 1000 [W/m^2]$, $T_1 = 40^\circ C$, $\Delta T = 2,5 [^\circ C]$ e $CR = 1,7$	67
Figura 5.3: Efeito da temperatura motriz na razão de sucção. Condições: $G=1000 [W/m^2]$, $T_1=40^\circ C, \Delta T = 2,5 [^\circ C]$ e $CR=1,7$	68
Figura 5.4: Influência da temperatura motriz na produção de água, com $G = 600 [W/m^2]$, $T_1 = 40^\circ C$, $\Delta T = 2,5 [^\circ C]$ e $CR = 1,7$	69
Figura 5.5: Influência da razão de compressão na produção de água, com $G = 1000 [W/m^2]$, $T_1 = 40^\circ C$, $\Delta T = 2,5 [^\circ C]$ e $T_m = 145^\circ C$	70
Figura 5.6: Influência da diferença de temperaturas entre efeitos na produção de água, com $G = 1000 [W/m^2]$, $T_1 = 40^\circ C$, $CR = 1,7$ e $T_m = 145^\circ C$	71
Figura 5.7: Influência da temperatura no primeiro efeito na produção de água, com $G = 1000 [W/m^2]$, $CR = 1,7$, $\Delta T = 2,5 [^\circ C]$ e $T_m = 145^\circ C$	72
Figura 5.8: Influência da T_1 na produção de água, com $G=1000 [W/m^2]$, $T_1=50^\circ C$, $\Delta T=2,5 [^\circ C]$ e $CR=1,7$	73
Figura 5.9: Influência da T_1 na produção de água, com $G=600 [W/m^2]$, $T_1=50^\circ C$, $\Delta T=2,5 [^\circ C]$ e $CR=1,7$	74
Figura 5.10: Influência de T_1 em CR_{min} , com $\Delta T = 2,5 [^\circ C]$	75
Figura 5.11: Influência de ΔT em CR_{min} , com $T_1 = 65 [^\circ C]$	76
Figura 5.12: Efeito da temperatura motriz no GOR. Com: $G=1000 [W/m^2]$, $T_1=40^\circ C, \Delta T = 2,5 [^\circ C]$ e $CR=1,7$	77
Figura 5.13: Influência da temperatura motriz nas áreas de transferência de calor num sistema de 3 efeitos. Condições: $G = 1000 Wm^2$; $n = 3$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_1 = 40^\circ C$; $CR=1,7$	78
Figura 5.14: Influência da temperatura motriz na diferença de temperatura de cálculo das áreas de transferência de calor. Condições: $G = 1000 Wm^2$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_1 = 40^\circ C$; $CR=1,7$; $n=3$	79
Figura 5.15: Influência da temperatura motriz na potência calorífica transferida nos efeitos. Condições: $G = 1000 Wm^2$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_1 = 40^\circ C$; $CR=1,7$; $n=3$	79
Figura 5.16: Influência da temperatura do primeiro efeito nas áreas de transferência de calor. Condições: $G = 1000 Wm^2$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_m = 145^\circ C$; $n=3$	81
Figura 5.17: Influência da temperatura do primeiro efeito na potência calorífica transferida nos efeitos, condições: $G = 1000 Wm^2$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $CR=1,7$; $n=3$	82
Figura 5.18: Influência da temperatura do primeiro na diferença de temperatura de cálculo das áreas de transferência de calor, condições: $G = 1000 Wm^2$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $CR=1,7$; $n=3$	82
Figura 5.19: Influência da razão de compressão nas áreas de transferência de calor. Condições: $G = 1000 Wm^2$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_m = 145^\circ C$; $T_1 = 40^\circ C$; $n=3$	83
Figura 5.20: Influência da razão de compressão nas potências caloríficas. Condições: $G = 1000 Wm^2$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_m = 145^\circ C$; $T_1 = 40^\circ C$; $n=3$	84

Figura 5.21: Influência da razão de compressão na diferença de temperatura de cálculo das áreas de transferência de calor. Condições: $G = 1000 \text{ Wm}^2$; $\Delta T = 2,5^\circ\text{C}$; $T_m = 145^\circ\text{C}$; $T_1 = 40^\circ\text{C}$; $n=3$.	84
Figura 5.22 Influência de ΔT entre efeitos na área dos permutadores, nas condições: $G = 1000 \text{ Wm}^2$; $T_1 = 40^\circ\text{C}$; $T_m = 145^\circ\text{C}$; $CR = 1,7$; $n=3$.	85
Figura 5.23: Influência de ΔT entre efeitos nas potências caloríficas, nas condições: $G = 1000 \text{ Wm}^2$; $T_1 = 40^\circ\text{C}$; $T_m = 145^\circ\text{C}$; $CR = 1,7$; $n=3$.	86
Figura 5.24: Influência de ΔT entre efeitos na diferença de temperatura de cálculo das áreas de transferência de calor, nas condições: $G = 1000 \text{ Wm}^2$; $T_1 = 40^\circ\text{C}$; $T_m = 145^\circ\text{C}$; $CR = 1,7$; $n=3$.	86

Índice de Tabelas

Tabela 2.1: Tecnologias de dessalinização mais relevantes [3].	5
Tabela 2.2: Classificação da água salgada em função da salinidade.	5
Tabela 2.3: Comparação das tecnologias de dessalinização pela dimensão, desempenho e consumo de energia [29].	25
Tabela 4.1: Descrição do estado termodinâmico de pontos assinalados na figura 4.2.	49
Tabela 4.2: Parâmetros de eficiência dos coletores solares.	52
Tabela 4.3: Descrição do estado termodinâmico de pontos assinalados na figura 4.5.	54
Tabela 5.1 Intervalos das variáveis de entrada, considerados na avaliação do sistema	65
Tabela 5.2 Variáveis de entrada do modelo com valores constantes.	65
Tabela 5.3: Valores ótimos de produção para sistemas de 1 a 3 efeitos, com $G = 1000 [W/m^2]$, $T_1 = 40^\circ C$, $\Delta T = 2,5 [^\circ C]$ e $CR = 1,7$.	67
Tabela 5.4: Valores ótimos de produção. Com $G = 600 [W/m^2]$, $T_1 = 40^\circ C$, $\Delta T = 2,5 [^\circ C]$ e $CR = 1,7$.	69
Tabela 5.5: Valores ótimos de produção para sistemas de 1 a 3 efeitos, com $G=1000 [W/m^2]$, $T_1=50^\circ C$, $\Delta T=2,5 [^\circ C]$ e $CR=1,7$.	73
Tabela 5.6: Valores ótimos de produção para sistemas de 1 a 3 efeitos, com $G=600 [W/m^2]$, $T_1=50^\circ C$, $\Delta T = 2,5 [^\circ C]$ e $CR=1,7$.	74
Tabela 5.7: Condições operativas escolhida para os sistemas de 1 a 3 efeitos.	87
Tabela 5.8: Comparação dos sistemas em função do número de efeitos para as condições operativas escolhidas.	88
Tabela 5.9: Desempenho do sistema desenvolvido em [10] nas condições de funcionamento ótimas no presente trabalho.	88
Tabela 5.10: Comparação das potências caloríficas entre os sistemas em função do número de efeitos.	89
Tabela 5.11: Comparação dos coeficientes de transferência de calor e áreas de permuta do efeito 1 ($T_1=40^\circ C$).	90
Tabela 5.12: Comparação dos coeficientes de transferência de calor e áreas de permuta do efeito 2 ($T_2=37,5^\circ C$).	90
Tabela 5.13: Comparação dos coeficientes de transferência de calor e áreas de permuta do efeito 3 ($T_3=35^\circ C$).	90
Tabela 5.14: Comparação dos coeficientes de transferência de calor e áreas de permuta do condensador.	91
Tabela A. 1: Sistema com 3 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no primeiro efeito.	99
Tabela A. 2: Sistema com 3 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no segundo efeito.	100
Tabela A. 3: Sistema com 3 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no terceiro efeito.	101

Tabela A. 4: Sistema com 3 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no condensador.....	101
Tabela A. 5: Sistema com 3 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no pré-aquecedor.....	102
Tabela A. 6: Sistema com 2 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no primeiro efeito.	102
Tabela A. 7: Sistema com 2 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no segundo efeito.....	103
Tabela A. 8: Sistema com 2 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no condensador.....	103
Tabela A. 9: Sistema com 2 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no pré-aquecedor.....	104
Tabela A. 10: Sistema com 1 efeito, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no primeiro efeito.	105
Tabela A. 11: Sistema com 1 efeito, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no condensador.....	105
Tabela A. 12: Sistema com 1 efeito, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no pré-aquecedor.....	106

Nomenclatura

Símbolos

a	Área específica	$[\text{m}^2/(\text{kg/s})]$
A	Área	$[\text{m}^2]$
a_1	Coefficiente de perda térmica linear	$[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$
a_2	Coefficiente de perda térmica de dependência da temperatura	$[\text{W}/(\text{m}^2\text{K}^2)]$
$A_{\text{ext, ev}}$	Área exterior dos tubos do evaporador	$[\text{m}^2]$
$A_{\text{int, ev}}$	Área interior dos tubos do evaporador	$[\text{m}^2]$
A_{sol}	Área de coletores solares	$[\text{m}^2]$
\dot{b}	Caudal mássico de salmoura do efeito	$[\text{kg/s}]$
BPE	<i>Boiling point elevation</i>	$[\text{°C}]$
C	Capacidade calorífica do fluxo	$[\text{W/K}]$
\bar{c}_p	Calor específico médio a pressão constante	$[\text{J}/(\text{kg K})]$
CR	Razão de compressão do ejetor	
C_{Ratio}	Razão de concentração	
CR_{min}	Razão de compressão mínima do ejetor	
\dot{d}	Caudal de vapor produzido no efeito	$[\text{kg/s}]$
D_{ext}	Diâmetro exterior do tubo	$[\text{m}]$
D_{int}	Diâmetro interior do tubo	$[\text{m}]$
\dot{f}	Caudal de mássico de alimentação do efeito	$[\text{kg/s}]$
g	Aceleração da gravidade	$[\text{m/s}^2]$
G	Irradiação solar hemisférica	$[\text{W/m}^2]$
G'	Fluxo mássico total	$[\text{kg/m}^2\text{s}]$
GOR	<i>Gain Output Ratio</i>	
h	Entalpia específica	$[\text{J/kg}]$
$\bar{h}_{\text{ext, c}}$	Coefficiente de transferência de calor médio exterior do tubo no condensador	$[\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})]$
$\bar{h}_{\text{ext, ev}}$	Coefficiente de transferência de calor médio exterior do tubo no evaporador	$[\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})]$
\bar{h}_{int}	Coefficiente de transferência de calor médio interior tubo	$[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$
h_{int}	Coefficiente de transferência de calor local interior tubo	$[\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})]$
$\bar{h}_{\text{int, c}}$	Coefficiente de transferência de calor médio interior tubo no condensador	$[\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})]$

$\bar{h}_{int,ev}$	Coeficiente de transferência de calor médio interior tubo no evaporador	[W/(m ² K)]
h_{LS}	Coeficiente de transferência de calor assumindo a fase líquida a escoar sozinha no tubo	[W/(m ² K)]
h_{LT}	Coeficiente de transferência de calor assumindo a todo o fluxo mássico na fase líquida	[W/(m ² K)]
k	Condutibilidade Térmica	[W/(m K)]
K_{θ}	Modificador do ângulo de incidência	
LMTD	Diferença logarítmica de temperatura	[°C]
L_{SP}	Espessura do separador de gotas	[m]
\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
n	Número de efeitos	
NTU	Número de unidades de transferência	
P_R	Pressão reduzida	
Pr	Número de Prandt	
$P_{s,min}$	Pressão de saída mínima do vapor de saída do ejetor	[Pa]
\dot{Q}	Potência calorífica	[W]
\dot{Q}_g	Potência calorífica do gerador	[W]
$\dot{Q}_{l(i)}$	Potência calorífica de mudança de fase da alimentação no efeito i	[W]
$\dot{Q}_{s(i)}$	Potência calorífica de sensível da alimentação no efeito i	
$\dot{Q}_{\acute{u}til}$	Potência calorífica útil do coletor solar	[W]
q''	Potência calorífica através do tubo por unidade de superfície	[W/m ²]
Re	Número de Reynolds	
Re_{LT}	Número de Reynolds assumindo todo o fluxo mássico na fase líquida	
$R_{tubo,c}$	Resistência térmica da parede dos tubos do condensador	[K/W]
$R_{tubo,ev}$	Resistência térmica da parede dos tubos do evaporador	[K/W]
T	Temperatura	[°C]
T_a	Temperatura do ar ambiente	[°C]
T_f	Temperatura de saída do pré-aquecedor da água salgada de alimentação	[°C]
T_{f1}	Temperatura de saída do condensador da água salgada de alimentação	[°C]

T_{TF}	Temperatura do termofluido à saída do coletor	[°C]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/(m ² K)]
V	Velocidade	[m/s]
V_{sp}	Velocidade do vapor no separador de gotas	[m/s]
\dot{W}	Potência de trabalho	[W]
x	Título	
X	Salinidade	[g/kg]
Z	Parâmetro de correlação de Shah	

Letras Gregas

Γ	Caudal mássico por unidade de comprimento de tubo	[kg/(m s)]
Δh_{vap}	Entalpia de vaporização a pressão constante	[J/kg]
ΔP_{sg}	Queda de pressão no separador de gotas	[Pa]
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]
ϵ	Eficiência	
η_0	Rendimento do coletor com perdas nulas	
$\eta_{b,isen}$	Rendimento isentrópico das bombas	
η_{sol}	Rendimento do coletor solar	
λ	Razão de sucção	
μ	Viscosidade dinâmica	[N s/m ²]
$\bar{\rho}$	Densidade média	[kg/m ³]
ρ_{sg}	Densidade do separador de gotas	[kg/m ³]
Ω	Razão de recuperação	

Subscritos

$b(i)$	Estado da salmoura no interior do evaporador i
b,m	Bomba motriz
b_i	Salmoura no efeito i
br	mistura de salmouras
br, sb	Saída da bomba br
$bv(i)$	Estado da salmoura do efeito i na saída da válvula VE-B(i)
c	Condensador

c(i)	Estado do vapor destilado na saída de evaporador i
cw	Água salgada de arrefecimento
d	Destilado
e(i)	evaporador i
esp,c	Específica do condensador
esp,i	Específica do efeito i
ev	Vapor arrastado
f _(i)	Água de alimentação do efeito i
f(i)	Estado da água de alimentação do efeito i na entrada da válvula VE-F(i)
fv(i)	Estado da água de alimentação do efeito i na saída da válvula VE-F(i)
g	Gás
i	Efeito i
l	Líquido
m	Vapor motriz
m,eb	Entrada da bomba m
m,sb	Saída da bomba m
min	Mínimo
pa	Pré-aquecedor
ref	Referência
s	Vapor na saída do ejetor
s,ev	Estado do vapor vindo do ejetor na saída do evaporador 1
sat	Saturação
sat,s	Mudança de fase do vapor de saída do ejetor
sol	Solar
sup	Superfície
sw	Estado da água salgada à entrada na do sistema de dessalinização
sw,sc	Estado da água salgada de entrada no sistema na saída do condensador
v(i)	Estado do vapor destilado no interior do evaporador i

1 Introdução

1.1 Contextualização do trabalho realizado

O acesso a água potável é um dos pilares fundamentais da sociedade. A necessidade de água está sempre presente na vida humana, seja, no seu quotidiano, ou nas atividades que desenvolve na sociedade: agricultura e indústria. A degradação dos recursos hídricos constitui um problema social grave, particularmente crítico quanto afeta países pobres. Atualmente cerca de 25% da população mundial tem dificuldade no acesso a água, quer na qualidade, quer na quantidade [1]. Uma previsão para 2050 estima que as necessidades de água cresçam mais de 55%, justificando com o aumento do PIB, aumento da população e alterações climáticas. Como consequência, cerca de 40% da população mundial estará no nível abaixo de escassez de água [2].

A água cobre cerca de 75% da superfície terrestre, todavia, apenas 3% água do planeta é doce; a restante é água salgada. Da água doce 70% encontra-se na forma de gelo, retida em glaciares, em regiões permanentemente cobertas por neve e gelo. Água doce na fase líquida encontra-se, sobretudo, em reservas aquíferas profundas de difícil alcance; os lagos e rios, passíveis de exploração, representam apenas cerca de 0,25% de toda a água doce [3].

A influência humana tem afetado negativamente este recurso, o aumento populacional, acentuado pelo desperdício e a poluição da água tem levado os recursos hídricos tradicionais a escassearem ou a perderem qualidade [4]. Desde os anos 50 do século passado, que as necessidades de água triplicaram, acompanhada pela diminuição dos recursos hídricos de fácil acesso [5]. Adicionalmente, acrescenta-se a distribuição desigual do recurso face à população; o Canadá tem cerca de 10 % da água doce de superfície do planeta e menos de 1% da população mundial. [3]. A água subterrânea, que abastece cerca 1/3 da população mundial, é explorada a um ritmo superior ao que a natureza consegue reabilitar [5]. Cerca de metade dos rios e lagos do planeta estão poluídos. Grandes rios como o rio Amarelo na China, o Ganges na Índia, o Colorado nos Estados Unidos, não “correm” para o mar durante boa parte do ano resultante da sobre-exploração [5]. A falta de água é alarmante em especial na costa sul do mar mediterrâneo e os países do sul da Europa estão a ser afetados pela falta de água [1].

Uma alternativa é a utilização de água salgada, muitas vezes abundante em regiões habitadas com escassez de água, como fonte de abastecimento através de instalações de dessalinização [6]. Muitas das instalações de dessalinização foram construídas como consequência da dificuldade ou ausência de fontes convencionais de água potável. Esta solução também pode ser viável em regiões rurais de baixa densidade populacional com localização remota, onde é difícil o fornecimento de água por via convencional [7].

Houve um longo processo de implementação e evolução de várias tecnologias de dessalinização. Presentemente, existem mais de 18000 instalações industriais de dessalinização espalhadas por cerca de 150 países [2], com a capacidade global de produção a rondar 85 milhões de metros cúbicos por dia em 2016 [7]. A figura 1.1 assinala a evolução da produção

de água doce por dessalinização nos últimos 35 anos, a tendência de crescimento observada deverá manter-se com um aumento estimado de 40% de 2016 a 2030 [2].

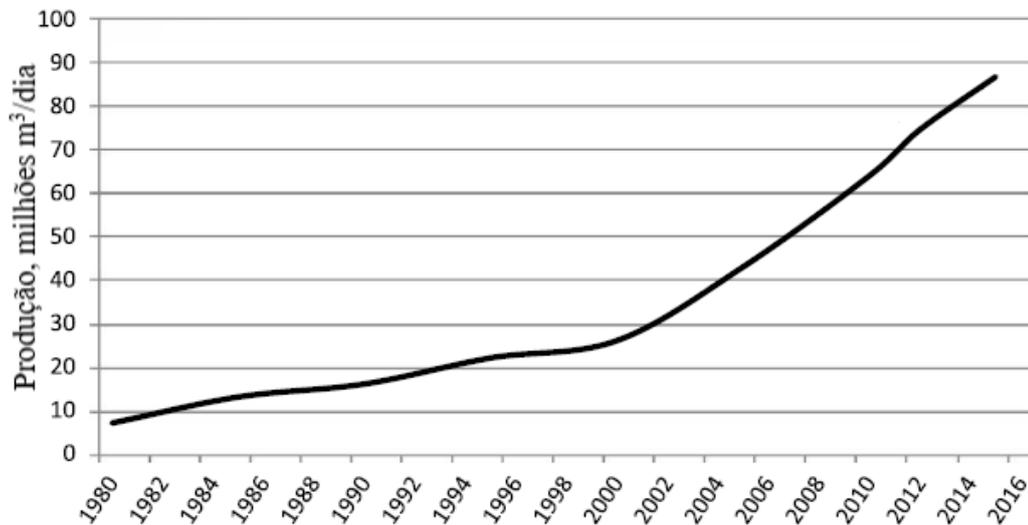


Figura 1.1: Capacidade de produção de água por via de instalações de dessalinização nos últimos 35 anos [7].

Todavia, as instalações de dessalinização implicam um elevado consumo de energia; para produzir 1000 m³ de água por dia são necessários cerca de 10000 toneladas de combustíveis fósseis por ano. A introdução de fontes renováveis de energia surge como solução para reduzir as emissões de gases de efeito estufa. Das fontes renováveis, a energia solar surge como a fonte mais flexível para as tecnologias de dessalinização, no sentido em que pode fornecer energia térmica ou elétrica [8].

No caso de regiões remotas, onde a par da falta de água o fornecimento de energia é muito condicionado, os sistemas de dessalinização baseados em instalações convencionais, desenhadas na dependência de um fluxo regular de energia, não são viáveis. Por isso, a inclusão de energia proveniente de fontes renováveis nos sistemas de dessalinização torna-se solução [7]. As zonas rurais são tipicamente locais com baixas necessidades diárias de água potável (<100 m³/dia), onde sistemas simples de dessalinização por via solar têm sido aplicados. Os sistemas aí instalados são em regra de baixa eficiência [9].

1.2 Objetivos e estrutura da dissertação

O trabalho desenvolvido nesta dissertação é um trabalho evolutivo de uma dissertação anterior [10], no qual foi desenvolvido um modelo matemático que permite analisar um sistema de dessalinização por compressão térmica de vapor, alimentado por coletores solares térmicos. O objetivo é melhorar o modelo e modificar o sistema, no sentido de ser adequado a uma instalação de pequena escala e estabelecer condições operativas de funcionamento dos componentes as quais permitam um bom desempenho.

A presente dissertação é composta por seis capítulos. No primeiro capítulo é feita uma contextualização sobre o problema da escassez de água, o papel que as tecnologias de dessalinização desempenham e a necessidade de incluir as fontes renováveis de energia: nomeadamente a solar nos sistemas de dessalinização.

No segundo capítulo efetua-se a explicação do funcionamento das principais tecnologias de dessalinização, tentando dar um enquadramento histórico, estabelecer algumas comparações e relacioná-las com as fontes renováveis de energia.

No terceiro capítulo apresenta-se com maior detalhe a tecnologia de dessalinização por compressão térmica de vapor, com a descrição geral dos fluxos mássicos e balanços de energia. Dando ênfase ao evaporador nas diferentes configurações possíveis, ejetor e separador de gotas.

No quarto capítulo é feita a apresentação do modelo matemático do sistema modificado em relação ao anterior nos balanços térmicos e mássicos, das formas de estimar as áreas de transferência de calor e a definição dos parâmetros de desempenho.

O capítulo cinco descreve a forma como o sistema foi simulado para melhorar o desempenho, a influência das condições operativas no desempenho e nas áreas de transferência de calor, os valores obtidos para os coeficientes e áreas de transferência de calor utilizando métodos de cálculo diferentes. Também é feita a comparação com o sistema anterior em termos de desempenho.

No último capítulo, o capítulo seis, encontram-se as principais conclusões e sugestões de trabalhos futuros.

2 Tecnologias de dessalinização

A ideia de produzir água doce a partir de água salgada tem origem antiga. Por exemplo o grande filósofo clássico Aristóteles, na sua obra *Meteorologia*, reúne várias ideias, umas envolvendo filtração e outras aquecimento, no entanto, de forma pouco clara [11]. Mais tarde, durante o período das descobertas geográficas no Renascimento e a expansão comercial marítima, as viagens longas pelo mar colocavam o problema da falta de água doce nos navios, o que impulsionou a conceção de soluções por via de dessalinização. Sistemas simples de obtenção de água por via da dessalinização foram utilizados em navios desde o século XVII a XIX [12]. A figura 2.1 é retirada da obra de Giovan Battista Della Porta (1535 - 1615) denominada “De distillatione libri IX” de 1608, onde sugere o uso da energia solar como fonte de calor para destilação [11].



Figura 2.1: O uso da energia solar para destilação por Della Porta [11].

Tecnologias avançadas que se baseiam na evaporação e separação por membrana apenas se desenvolveram em tempos modernos. Muitas das tecnologias desenvolvidas inicialmente eram baseadas em processos térmicos, na região das Antilhas foi construída a primeira instalação de dessalinização em 1928, seguida por uma grande instalação de dessalinização construída em 1938 no que é atualmente a Arábia Saudita. O desenvolvimento de novos materiais com melhor resistência à corrosão e de permutadores de calor mais adequados foram determinantes na construção das primeiras grandes instalações, em particular, no médio oriente [12].

Com o sucesso da dessalinização começaram a ser evidentes problemas de natureza financeira; os sistemas consomem bastante energia e com instalações progressivamente maiores estas tiveram que ser projetadas no sentido de serem mais eficientes. Em particular, a crise do petróleo de 1973 foi motor de grandes avanços tecnológicos. Nos tempos mais recentes acrescenta-se a preocupação ambiental, o que coloca em causa o uso exclusivo de fontes fósseis de energia [4].

Os avanços neste setor levaram ao desenvolvimento de novas tecnologias e, conseqüentemente, à ramificação de formas distintas de dessalinização, com cotas de mercado mutáveis no tempo.

As técnicas de dessalinização atuais podem ser classificadas em dois grupos:

- Mudança de fase, também designadas por processos térmicos;
- Separação ou purificação por membranas seletivas.

Na tabela 2.1 sumarizam-se as tecnologias principais. As tecnologias de mudança de fase envolvem sobretudo energia térmica, excetuando o sistema Compressão térmica de vapor (*Mechanical vapor compression* - MVC) que necessita de energia elétrica ou mecânica. Os sistemas com base em membrana necessitam sobretudo de energia elétrica [3].

Tabela 2.1: Tecnologias de dessalinização mais relevantes [3].

Tecnologia de mudança de fase	Tecnologia de membrana
<i>Multi-stage flash</i> (MSF)	Osiose inversa (RO)
Destilação por múltiplo efeito (MED)	Eletrodialise (ED)
Compressão mecânica de vapor (MVC)	Destilação por Membrana (MD)
Compressão térmica de vapor (TVC)	
Humidificação/Desumidificação (HD)	
<i>Solar stills</i> (ST)	

A classificação da água em função da salinidade é dada na tabela 2.2:

Tabela 2.2: Classificação da água salgada em função da salinidade.

	Água potável	Água salobra	Água altamente salobra	Água do mar
Salinidade (mg/L)	<1000	1000 – 10.000	10.000–30.000	30.000–45.000

2.1 Mercado de dessalinização

No ano 2005 o mercado da dessalinização era dominado por tecnologias térmicas (cerca de 60%) principalmente *Multi-stage flash* (MSF) e, em pequena parte, Destilação por múltiplo efeito (*Multiple-effect distillation* – MED), seguido pelas tecnologias com base em separação por membrana (40%), onde a tecnologia principal é a Osmose Inversa (*Reverse Osmose* – RO). Todavia, as instalações construídas a partir do ano 2000 foram, na sua maioria, de Osmose Inversa. Como resultado, a tecnologia de dessalinização por membrana passou a dominar o mercado [13]. A distribuição das instalações de dessalinização por tecnologia é ilustrada na figura 2.2. O número de instalações do tipo MED tem crescido em valor, quando em 1998 representava apenas 4% do mercado [14].

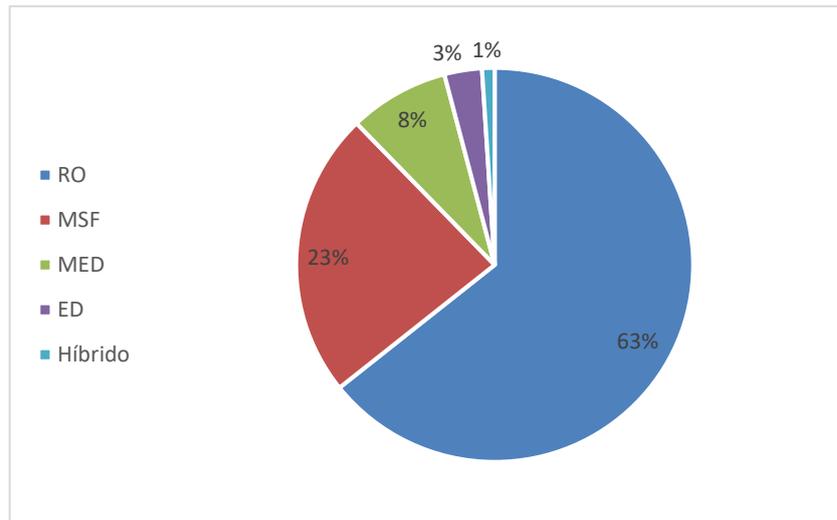


Figura 2.2: Percentagem de mercado de cada método de dessalinização 2012 [15].

Uma instalação é considerada híbrida quando integra tecnologias de dessalinização diferentes. As instalações híbridas podem ser uma forma vantajosa de reduzir o custo da dessalinização, quando, por exemplo, esta se associa a uma central termoelétrica. O calor rejeitado na produção de energia é canalizado para instalação de dessalinização, onde parte da instalação funciona com uma tecnologia compatível com a energia térmica, por exemplo MSF, e na condição de menor procura elétrica, a outra parte da instalação com necessidade de energia elétrica, por exemplo a tecnologia RO, entraria em funcionamento [14].

Não obstante, a tecnologia MSF é dominante no tratamento de água salgada, observando-se do lado da tecnologia RO um crescimento nesta vertente. No caso da água salobra, a maioria das instalações são do tipo RO [7].

A distribuição das instalações por tipo de água dessalinizada é assinalada na figura 2.3. A maioria da água dessalinizada é a partir da água do mar, seguido da água salobra. A categoria denominada no gráfico da figura como “outros” inclui o tratamento de água de rio [15].

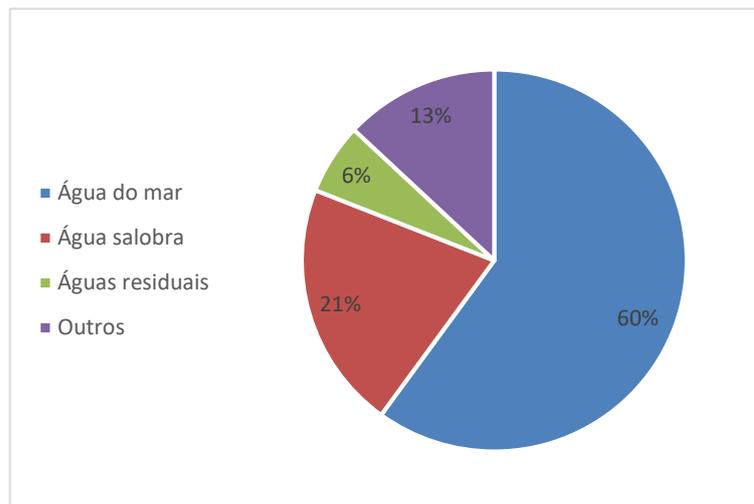


Figura 2.3: Distribuição do mercado pelo tipo de água de entrada nas instalações de dessalinização 2012 [15].

2.2 Tecnologias térmicas de dessalinização

A dessalinização de água ocorre na natureza, pela interação com sol, o resultado, a chuva, é a maior fonte de água potável. A radiação solar incide nos oceanos, sendo absorvida causando a evaporação de água. O vapor de água ascende na atmosfera, é arrastada pelas correntes de ar, quando este vapor arrefece até ao ponto de orvalho, condensa e a água precipita na forma de chuva. Todos os sistemas de dessalinização térmica criados pelo homem são imitação em pequena escala deste fenómeno natural [16]. A destilação é o processo de purificação através do qual uma substância volátil de uma mistura separa-se por evaporação e subsequentemente condensa. Nesta definição, o produto final encontra-se na mesma fase com que entra no processo. Sob o ponto de vista energético, a destilação implica que pelo menos o calor latente de evaporação seja necessário fornecer e que pelo menos seja extraído o calor de condensação. No caso da água salgada, considera-se que os sais dissolvidos, nas condições de pressão e temperatura, são não voláteis, apenas evapora e condensa água pura.

A separação pelas tecnologias de dessalinização não é perfeita. Uma das imperfeições é de apenas uma parte da água ser recolhida, a restante permanece na mistura, designada por salmoura; esta é rejeitada, tendo uma concentração elevada de sais [17].

As tecnologias mais importantes na dessalinização térmica são: *Multi-stage flash* (MSF), Destilação por múltiplo efeito (MED) e Compressão mecânica de vapor (MVC).

2.2.1 Multi-stage flash (MSF)

O sistema MSF baseia-se na produção de vapor a partir de água do mar ou água salobra, por uma redução súbita de pressão, esta é a razão da origem da aplicação da palavra inglesa *flash* na designação do método [1]. Os principais elementos do sistema, assinalados na figura 2.4, são: as câmaras de *flash*, também denominados por estágios e o aquecedor de salmoura.

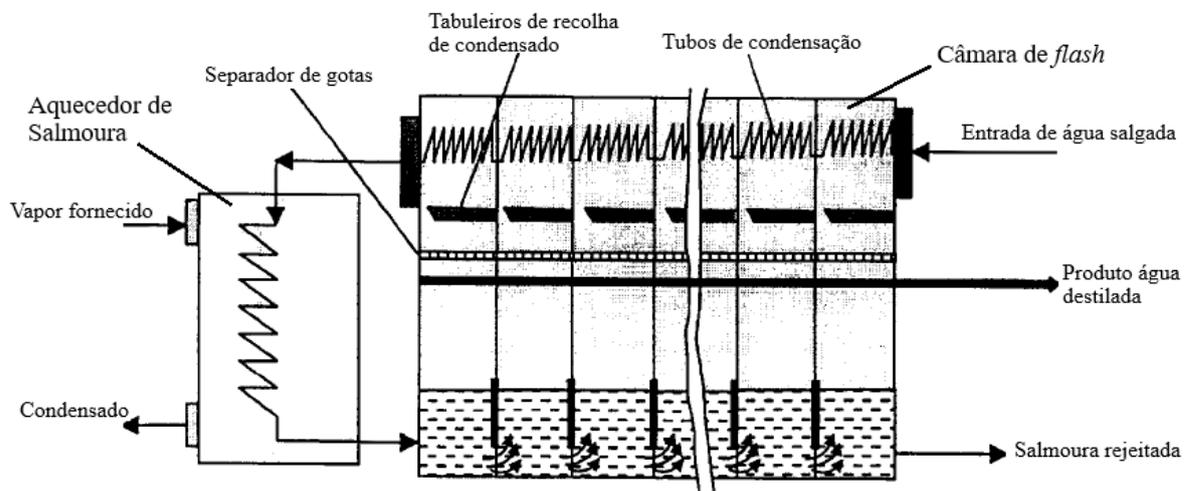


Figura 2.4: Representação esquemática do sistema Multi-stage flash de uma passagem [18].

Nas câmaras de *flash*, além da formação de vapor, a energia de vaporização é recuperada na condensação do vapor, ainda no interior estágio, nos tubos de condensação pré-aquecendo a água salgada de entrada. A pressão no interior de cada câmara de *flash* reduz-se, de câmara para câmara, no sentido contrário à entrada de água salgada. O separador de gotas reduz a quantidade de gotículas de salmoura arrastadas pelo movimento do vapor e à medida que este condensa é recolhido em tabuleiros. O aquecedor de salmoura fornece a energia térmica necessária, normalmente por uma fonte de vapor proveniente de uma caldeira ou vapor produzido por associação uma instalação de cogeração. A água salgada sai do aquecedor de salmoura á temperatura máxima do sistema, entre os 90 e 110°C (na literatura vulgarmente

designada por *Top Brine Temperature*) [2]. A água salgada, na saída do aquecedor de salmoura, encontra-se bastante próxima da ebulição e ao entrar no primeiro estágio sofre uma súbita redução de pressão, *flash*, é por esta razão que parte da água evapora. Desta forma, a formação de vapor nas câmaras de *flash* dá-se no seio do líquido, em vez de ser pelo contato direto com uma superfície quente. Este procedimento mantém a salmoura fora do contato direto com os tubos de aquecimento, o que reduz as incrustações [19]. O vapor atravessa o separador de gotas e condensa sobre os tubos de condensação transferindo energia para a água salgada que circula no seu interior. Esta sequência é repetida nos vários estágios por sucessivas reduções de pressão, onde a parte do fluxo mássico que permanece na fase líquida ao entrar na câmara de *flash* seguinte (de menor pressão) sofre nova evaporação. A água salgada que circula dentro dos tubos, em sentido contrário à redução de pressão, vai recebendo a energia proveniente da condensação sucessiva do vapor formado em cada uma das câmaras de *flash* [1].

A figura 2.4 corresponde à configuração de uma só passagem da água salgada. A configuração mais habitual deste sistema corresponde à representada na figura 2.5. Nesta configuração é feita a recirculação da salmoura diluída com a água salgada de alimentação. O efeito da recirculação é reduzir a quantidade de água do mar que tem de ser previamente tratada antes de entrar no sistema. O sistema é composto por três secções principais: o aquecedor de salmoura, a secção de recuperação de calor, e a secção de rejeição de calor [18].

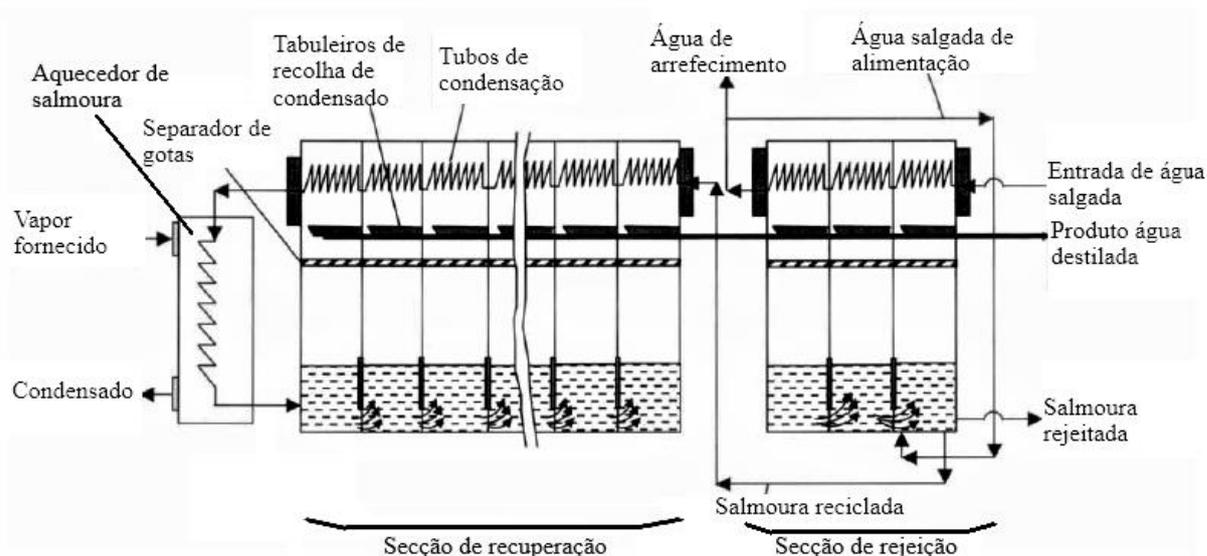


Figura 2.5: Representação esquemática de um sistema Multi-stage flash com recirculação de salmoura [19]

A secção de recuperação é formada por uma sucessão de câmaras de *flash*; é onde a maior parte da água destilada é produzida com funcionamento idêntico ao descrito a respeito da figura 2.4. A secção de rejeição é igualmente formada por estágios, mas em menor número – cerca de 2 a 3 estágios. O objetivo da secção de rejeição é remover o excesso de calor fornecido ao sistema pelo aquecedor de salmoura e controlar a temperatura da salmoura reciclada. Isto é conseguido pela recuperação de uma quantidade controlada de calor da condensação do destilado para a salmoura reciclada e a rejeição da restante energia para água de arrefecimento. Como parte da salmoura é reciclada (a outra é rejeitada), o pré-tratamento extensivo (que inclui adição de aditivos contra a formação de espuma e precipitação de sais) é apenas aplicado à componente do caudal de água do mar que é misturada com a salmoura no último estágio. O total da água salgada (a rejeitada mais a que é misturada com a salmoura), que entra no sistema pela secção de rejeição, é apenas filtrada [18].

A melhoria do desempenho de uma instalação MSF é alcançada pelo fracionamento da diferença global de temperatura entre a fonte quente e a água do mar, num grande número de câmaras de *flash*, o sistema aproxima-se da recuperação total do calor latente. As instalações correntes possuem entre 10 a 30 câmaras de *flash* com uma diferença de temperatura de cerca

de 2°C entre si. O número de estágios máximo é imposto pelo *Boiling Point Elevation* (definido na secção 3.1)[16]. Numa instalação com 18 a 25 estágios produzem-se entre 50.000 a 70.000 m³/dia. Além de energia térmica o sistema necessita de energia elétrica para o sistema de bombagem [2]. As instalações estão sujeitas à formação de incrustações pela precipitação de sais contidos na água, em particular quando as temperaturas máximas são demasiado altas; este máximo também limita a performance da instalação [1].

O controlo das incrustações é importante, apesar, de em forma geral, a dissolução de sais ser facilitada pela subida da temperatura, certos sais comuns na água salgada têm tendência a precipitar acima de uma determinada temperatura; é o que acontece com alguns carbonatos e sulfatos, como sulfato de cálcio (CaSO₄) que começa a deixar a solução quando a temperatura da água salgada ultrapassar os 115°C [14].

As instalações necessitam de controlo de incrustações e da corrosão; isso é feito pela adição de químicos (pré-tratamento da água de entrada) e procedimentos de limpeza (“*sponge ball cleaning*”). Uma instalação pode operar continuamente por mais de dois anos sem necessitar de uma paragem completa para revisão da instalação [19]. O processo MSF dominou os anos 1980s e 1990s pela robustez da operação e maiores tempos de funcionamento durante o ano [2].

2.2.2 Destilação de múltiplo efeito (MED)

A destilação de múltiplo efeito (MED) é utilizada industrialmente há bastante tempo, na indústria açucareira para a extração de açúcar a partir da cana de açúcar [14]. As primeiras instalações de dessalinização térmica eram deste tipo, mas sofriam de graves problemas com a formação de incrustações e corrosão. Por esta razão, esta tecnologia começou a perder terreno por volta dos anos 60 para as instalações com a nova tecnologia MSF, que resistiam melhor a esses problemas [20]. No entanto, o interesse na tecnologia MED a partir dos anos 80 foi renovado quando novas abordagens foram surgindo em torno do funcionamento do sistema a temperaturas de salmoura baixas [14]. Nos últimos anos o desenvolvimento neste método tem resultado numa subida na sua parcela de mercado, ao contrário da tecnologia térmica dominante MSF [21].

O sistema MED, figura 2.6, é formado por: uma sequência de evaporadores ou efeitos (numerados de 1 a n); uma sequência de *flash boxes* e um condensador.

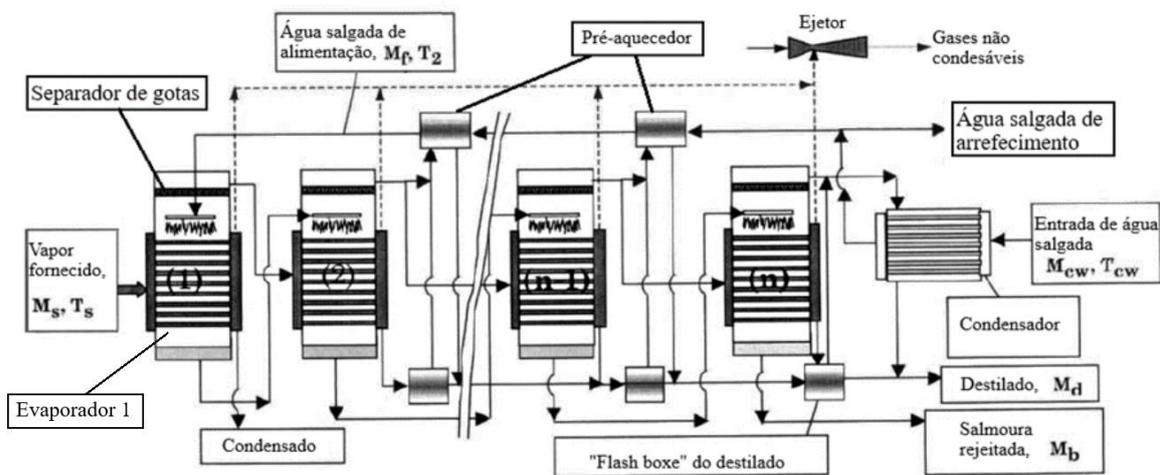


Figura 2.6: Representação esquemática do sistema MED [19].

No primeiro evaporador é fornecida energia à água salgada por via de uma fonte térmica normalmente vapor, vindo de uma caldeira dedicada ou calor produzido por outro sistema. Parte da água salgada introduzida no primeiro efeito evapora quando pulverizada sobre a superfície

quente dos tubos dispostos horizontalmente. O vapor formado no primeiro efeito fornece calor ao segundo efeito pela sua condensação pelo lado interior dos tubos. O vapor formado em cada evaporador atravessa o separador de gotas antes da sua saída, à semelhança do sistema MSF. A transferência de energia, entre o vapor que condensa e a água que evapora, acontece sucessivamente de evaporador para evaporador, como tal, as temperaturas de condensação e as temperaturas de evaporação descem a cada evaporador. O vapor produzido no último evaporador condensa no condensador, pela transferência de energia para a água salgada de entrada. Apenas uma parte da água salgada de entrada vai para os evaporadores; a restante é rejeitada [3].

A *flash box* do destilado expande o caudal de condensado no evaporador (com a pressão do evaporador anterior); a expansão produz, parcialmente, vapor à pressão do evaporador. Na configuração da figura 2.6, o vapor da *flash box* condensa no pré-aquecedor da água de alimentação, juntamente com algum vapor formado no evaporador. A *flash box* pode ser implementada de outra forma no sistema MED (ver secção 3.2). O uso da *flash box* na forma representada na figura 2.6 tem semelhança com o sistema MSF [17].

O aumento do número de evaporadores permite a extração de maior quantidade de vapor, e a redução da temperatura do evaporador final conduz a menor energia rejeitada para o exterior no condensador final [19].

O método MED é muitas vezes associado à compressão de vapor, quer por via de um compressor mecânico (MED-MVC), quer por compressão térmica num ejetor (MED-TVC). Este último, é apresentado no capítulo 3.

A configuração de compressão mecânica não é muito utilizada, limitações da capacidade de compressão do compressor limitam o número de evaporadores a menos de 6 [22].

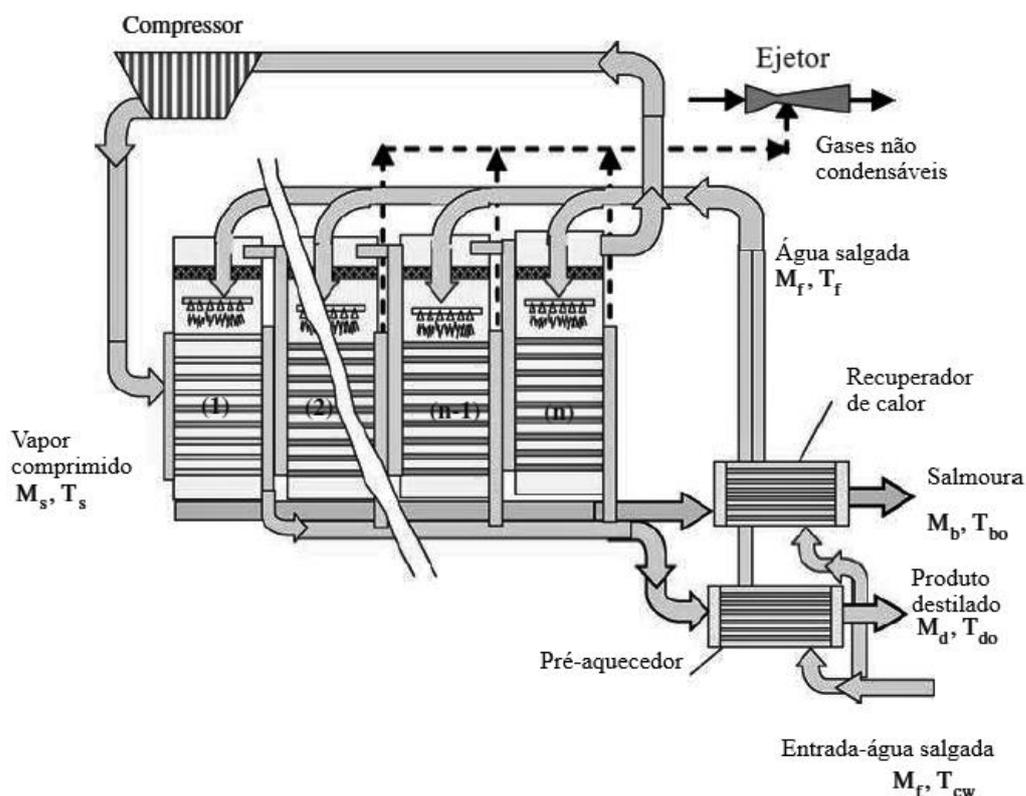


Figura 2.7: Representação esquemática do sistema MED-MVC [22].

Como se observa na figura 2.7, em comparação ao sistema MED, no sistema MED-MVC existe um compressor que comprime todo o vapor do último evaporador, dois permutadores adicionais

e não existe condensador. Os dois permutadores adicionais: pré-aquecedor e recuperador de calor usam, respetivamente, o destilado e a salmoura para pré-aquecer a água salgada de entrada.

O sistema MED pode ser visto como o único processo que pode ter várias configurações possíveis. Quanto à alimentação as configurações são: alimentação a partir do primeiro evaporador, alimentação a partir do último e alimentação em paralelo [21].

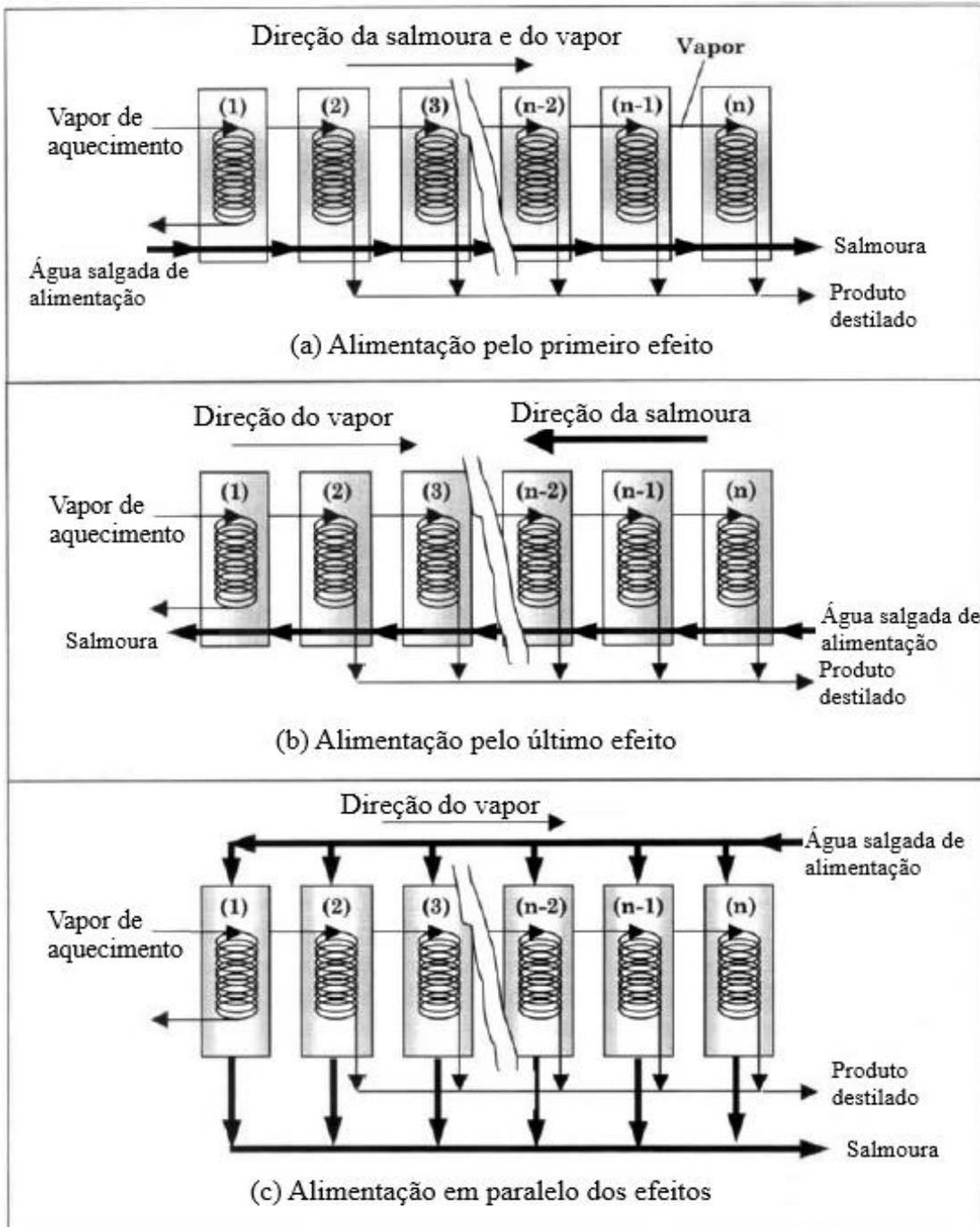


Figura 2.8: Tipos de alimentação de água salgada nos sistemas MED [19].

A seleção da forma de alimentação é conjugada em função dos problemas que ocorrem pela formação de incrustações nas temperaturas mais altas e concentração máxima da salmoura rejeitada. A alimentação a partir do último evaporador não é recomendável, pois a concentração da salmoura aumenta no sentido crescente de temperaturas dos efeitos o que promove as incrustações. Além disso, aumenta a energia de bombagem pois a salmoura segue no sentido crescente das pressões nos evaporadores. A alimentação da água salgada do primeiro para o

último evaporador tem como principal vantagem a de operar com temperatura mais altas. Na alimentação em paralelo a água salgada de alimentação em dividida entre os evaporadores; a principal vantagem é a simplicidade desta configuração [19].

Os evaporadores podem ser de vários tipos: de tubos verticais de filme ascendente ou descendente, com tubos horizontais de filme e tubos imersos [21].

As instalações podem ter os evaporadores agrupados de duas formas. Na primeira, os evaporadores são agrupados na horizontal. Na segunda, os evaporadores são empilhados na vertical (*Multi-effect stack, MES*), figura 2.9. Quase todas as instalações MED de grande dimensão tendem a ser arranjadas na disposição horizontal, pela estabilidade, simplicidade de operação e manutenção [3].

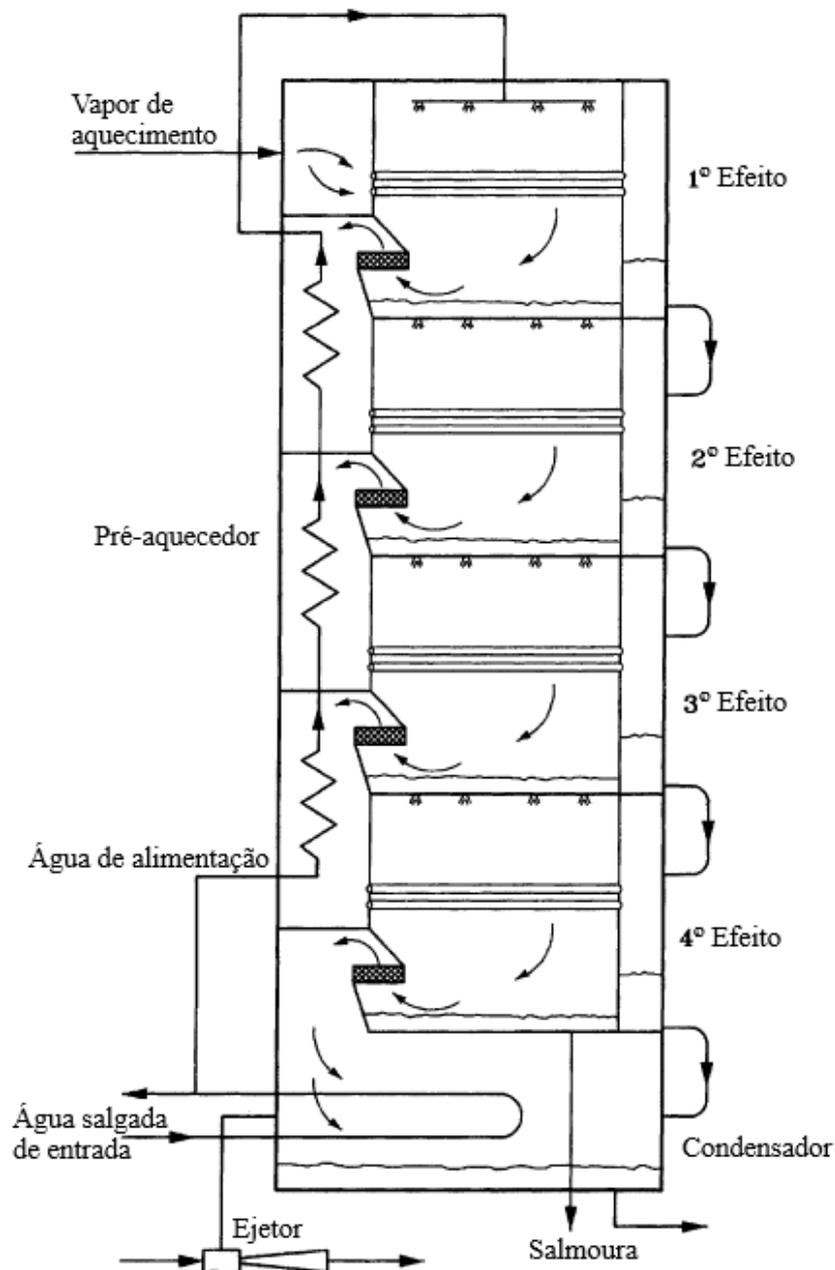


Figura 2.9: Sistema de destilação múltiplo efeito com os evaporadores dispostos na vertical (MES) [3].

A disposição dos efeitos na vertical existe em instalações de menor dimensão. Os efeitos podem ser empilhados de duas formas. A hipótese mais simples os efeitos são empilhados por ordem um sobre o outro. A alternativa, mais complexa, é fazer um empilhamento duplo, por exemplo, empilhando os efeitos de número ímpar num grupo, e os efeitos de número par noutro grupo. A principal diferença entre a configuração horizontal dos efeitos e a vertical é a de que a salmoura circula por gravidade do efeito no topo para os efeitos seguintes sem bombas [21].

Em relação à temperatura nos efeitos diferenciam-se dois tipos de instalações. Na secção de aquecimento as temperaturas de cerca de 110°C para instalações MED de temperaturas altas, e 70°C para instalações MED de baixa temperatura, sendo estas últimas as mais comuns [12]. A operação a temperaturas baixas vai implicar um coeficiente de transferência de calor mais baixo, pelo que a área de transferência de calor será maior para o sistema quando comparado com uma instalação MSF [21].

A operação a temperaturas mais baixas tem a grande vantagem de proteger a instalação das incrustações e corrosão. Além disso, simplifica o tratamento químico da água salgada de entrada. As incrustações apesar de serem em menor grau verificam-se na parte exterior dos tubos, pelo que não podem ser removidas mecanicamente por *sponge ball cleaning* como acontece nas instalações MSF [12]. Como estas instalações funcionam a temperaturas mais baixas podem funcionar com calor de menor qualidade (temperatura baixa), o que abre as possibilidades de escolha para diferentes fontes de energia [21].

A queda de temperatura entre efeitos ronda os 1,5–2,5°C. Para aumentar a eficiência são utilizados um número suficiente de efeitos [12].

2.2.3 Compressão mecânica de vapor (MVC)

O sistema de compressão mecânica de vapor (MVC), representado na figura 2.10, tem apenas um evaporador com um compressor mecânico de vapor, um pré-aquecedor, recuperador de calor. Dos sistemas térmicos de apenas um efeito, sendo o outro de compressão térmica de vapor (TVC), é o que tem mais interesse comercial [23].

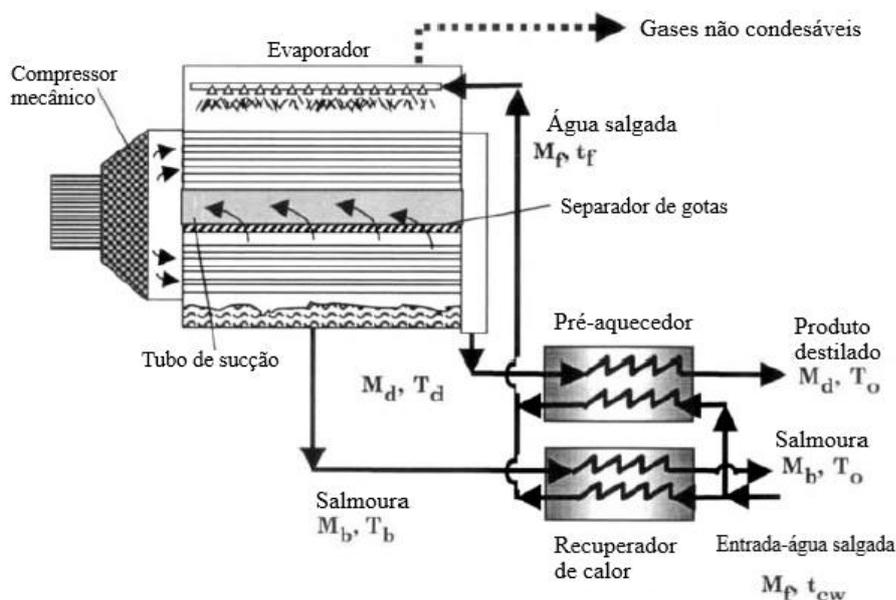


Figura 2.10: Representação do sistema MVC [19].

O sistema é movido por energia elétrica para acionamento do compressor. Este sistema é interessante para aplicações de pequena dimensão com produções <5000 m³/dia [24], em zonas

com acesso a eletricidade, sendo comparado em termos de parâmetros de eficiência, aos sistemas de osmose inversa de pequena dimensão. Com a vantagem de ter um funcionamento mais simples, mão de obra menos qualificada e maior simplicidade no tratamento da água de admissão [19]. De forma a reduzir o custo dos compressores, o aumento de pressão é limitado. Os consumos de energia elétrica são estimados entre 7 a 12 kWh/m³ de água produzida. O compressor de vapor pode ser acionado por energia elétrica da rede ou um motor diesel [14]

O funcionamento é bastante semelhante aos sistemas MEB, no sentido em que o efeito de evaporação da água salgada é conseguido pela condensação do vapor anteriormente evaporado. A compressão eleva a temperatura de condensação o que permite a troca de calor.

A água salgada é pulverizada no evaporador em tubo horizontais formando um filme. O vapor formado atravessa o separador de gotículas em direção ao compressor. O vapor é levado ao estado de vapor sobreaquecido pelo compressor. Após a compressão o vapor é conduzido através dos tubos onde condensa pela transferência de calor para a água salgada borrifada no evaporador. A água destilada aí produzida, e a salmoura saem do evaporador a uma temperatura suficientemente alta para pré-aquecer a água de salgada de entrada em dois permutadores.

2.3 Outros métodos envolvendo mudança de fase

2.3.1 Solar still (ST)

Este método de dessalinização utiliza a radiação solar como fonte direta de evaporação. De uma forma geral o sistema é composto por uma câmara com uma cobertura transparente em forma de V, exposta à radiação solar, ver figura 2.11, na base da câmara existe uma bacia com água salgada com uma superfície escura como fundo. Os raios solares que atravessarem a cobertura são absorvidos pela superfície escura do interior da bacia. À medida que a água aquece, a sua pressão de vapor sobe e na superfície começa a evaporar água que é incorporada no ar interior. O vapor condensa na superfície interior da cobertura, escorrendo por ação da gravidade e depois é recolhido.

A base de funcionamento é o efeito estufa que a câmara recria, a radiação solar atravessa a cobertura, mas a radiação de baixa energia emitida pelas superfícies interiores é retida na cobertura. A cobertura cobre todo o vapor, prevenindo a sua perda, prevenindo também a intrusão do vento. Pode ser utilizado para destilar água salobra e água salgada. Pela sua simplicidade o método não necessita trabalhadores especializados para a operação e manutenção. Este tipo de equipamento pode ser implementado em qualquer lugar com radiação solar disponível. O *solar still* requiere frequentes lavagens da bacia para prevenir acumulação de sal precipitado no fundo da bacia. Esta operação é feita, preferencialmente, durante a noite [3].

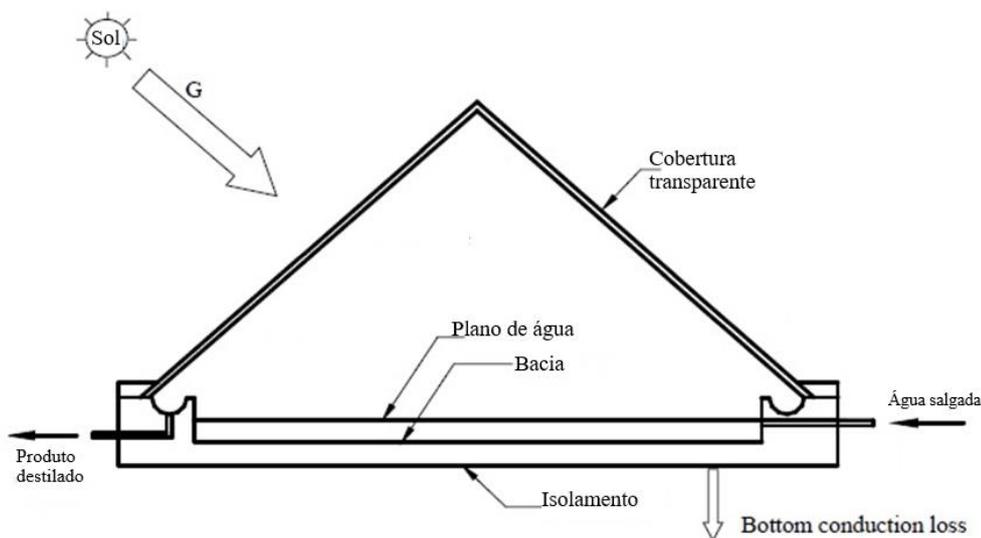


Figura 2.11: Esquema ilustrativo de um sistema de dessalinização pela tecnologia *Solar still* [3].

A eficiência é definida como a razão entre o calor de vaporização da água na bacia sobre a radiação solar incidente na cobertura de vidro. O valor máximo estimado de eficiência é de 35% e uma produção diária de 3–4 l/m². Várias tentativas foram feitas para utilizar materiais mais baratos como polímeros transparentes na cobertura em vez de vidro, alternativa mais leve e fácil de montar e transportar, mas que reduz a durabilidade da instalação [3].

O aumento da produção do *solar still* tem sido o foco de investigação [25]. Alguns estudos acrescentam materiais acumuladores de calor como: gravilha, esponja em cubos, borracha, bolas de vidro, carvão, corantes, entre outros. Os estudos também incidiram na forma como a estrutura (câmara) pode ser modificada, por associação a equipamento ou estruturas a que a ele possam ser ligadas como por exemplo: ligadas a refletores, coletores planos, ou condensadores separados, vácuo, armazenamento do excesso de energia solar [25]. Um sistema múltiplo com duas *stills* diretamente uma sobre a outra sendo a de cima feita totalmente de material transparente (vidro ou plástico) [16].

Nalguns casos foram estudadas mudanças no design do ST: cobertura em forma de calote esférica, ST em forma tubular ou tubos horizontais transparentes em vez da bacia. O sucesso destes designs varia, algumas melhorias implicam o emprego de sistemas ou materiais mais caros, o que não está de acordo com o baixo nível de recursos tecnológicos que caracterizam zonas com graves problemas de falta de água. A instalação de coletores solares, condensadores obriga a mais espaço e mais investimento financeiro [25].

Alguns estudos tentam aumentar a eficiência do sistema pelo aproveitamento do calor de condensação por permuta de calor para a água salgada de entrada, fazendo assim um pré-aquecimento [4]. Foram por exemplo usados corantes para escurecer a água e assim aumentar a absorção de radiação pela água, forrar o fundo com carvão que fica parcialmente imerso.

No estudo realizado em [25] introduz-se dentro do ST um cilindro oco que roda lentamente, ver figura 2.12. O movimento do cilindro quebra a superfície da água e forma na superfície um filme de água o que de acordo com o estudo aumenta significativamente a evaporação entre 200% a 300% (dependendo do estado do tempo e condições de operação) face à situação sem cilindro [25].

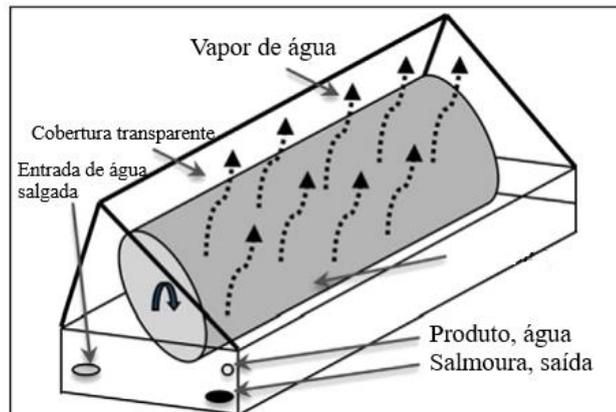


Figura 2.12: Representação ilustrativa do sistema estudado em [25].

Os problemas associados a esta tecnologia são: baixa eficiência, elevado custo (parcialmente contrabalançado pelo baixo custo de operação), áreas de instalação elevadas o que torna a instalação sensível ao mau tempo, risco de formação de algas e acumulação de sal na superfície, redução do desempenho com a deposição de pó na cobertura transparente [4].

2.3.2 Humidificação/Desumidificação (HD)

A humidificação/desumidificação (HD) é uma tecnologia térmica de dessalinização onde o vapor é incorporado no ar à pressão atmosférica e recupera-se o calor latente de condensação. A figura 2.13 expõe um esquema de uma unidade HD com recirculação de parte da salmoura (8). A água salgada entra em 5, existe uma fonte de calor (3) que a aquece a água salgada a temperaturas de aproximadamente 80°C, na zona de evaporação (1) a água salgada é pulverizada. A água evaporada é assimilada no ar que circula, neste caso, por convecção natural até à região de condensação (2) onde parte da água volta à fase líquida cedendo a energia de condensação para a água salgada que circula no interior dos tubos. A água produzida sai no ponto assinalado por 6 e salmoura em 7 [4] [26].

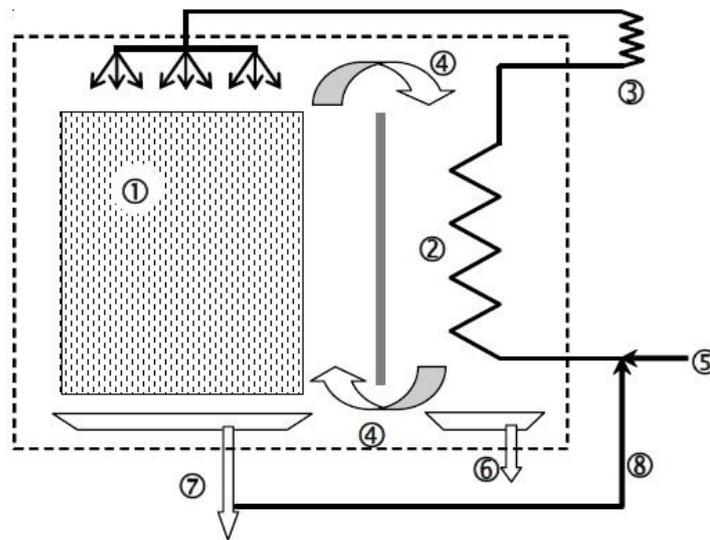


Figura 2.13: Representação do sistema Humidificação/Desumidificação: (1) zona de evaporação, (2) zona de condensação, (3) fonte de calor, (4) convecção natural de ar, (5) entrada de água salgada, (6) produto destilado, (7) salmoura rejeitada, (8) salmoura recuperada [4].

Quando a fonte térmica em 3 provém de coletores solares térmicos, o sistema HD pode ser visto como uma evolução face ao sistema *solar still*, aqui o calor de condensação é aproveitado para pré aquecer a água salgada que entra e separa o aquecimento da água salgada da evaporação, pelo que, as superfícies de aquecimento estão melhor protegidas contra a deposição de sal.

O sistema funciona com a evaporação e condensação contínua de água no ar húmido dentro da unidade à pressão atmosférica. A circulação de ar do evaporador para o condensador permite a recuperação de calor latente de condensação; a circulação do ar pode ser forçada ou não. Este modelo de dessalinização é promissor no caso de pequenas instalações com recurso a coletores solares térmicos. [4]

2.4 Dessalinização por membrana

2.4.1 Osmose inversa (RO)

O desenvolvimento de membranas e o interesse do seu uso para dessalinização iniciou-se no final dos anos 1950 e durante os anos 1960 [19]. A utilização comercial da Osmose inversa (RO) iniciou-se a partir da década de 1970 [14]. Esta tecnologia tem por fundamento teórico a osmose. A osmose é a passagem espontânea de um solvente, normalmente água, por uma membrana permeável ao solvente, mas não aos solutos. O movimento natural da água através da membrana decorre de uma diferença de concentração de sal entre a membrana, pelo que, a água atravessa a membrana no sentido da concentração de sais mais baixa para a mais alta, até haver um equilíbrio de concentrações. A pressão osmótica é definida como a pressão necessária para impedir esse movimento da água através da membrana [27]. No caso da tecnologia RO, a água atravessa a membrana em sentido oposto à osmose espontânea, ou seja, a água atravessa a membrana da concentração mais alta para a mais baixa, donde, para que tal aconteça, é necessário aplicar uma pressão superior à pressão osmótica [17].

As instalações de RO são constituídas, globalmente, pelos seguintes componentes [14], apresentados na figura 2.14:

- Secção de filtragem e pré-tratamento;
- Bomba de alta pressão;
- Conjunto de módulos de membrana;
- Secção de pós-tratamento.

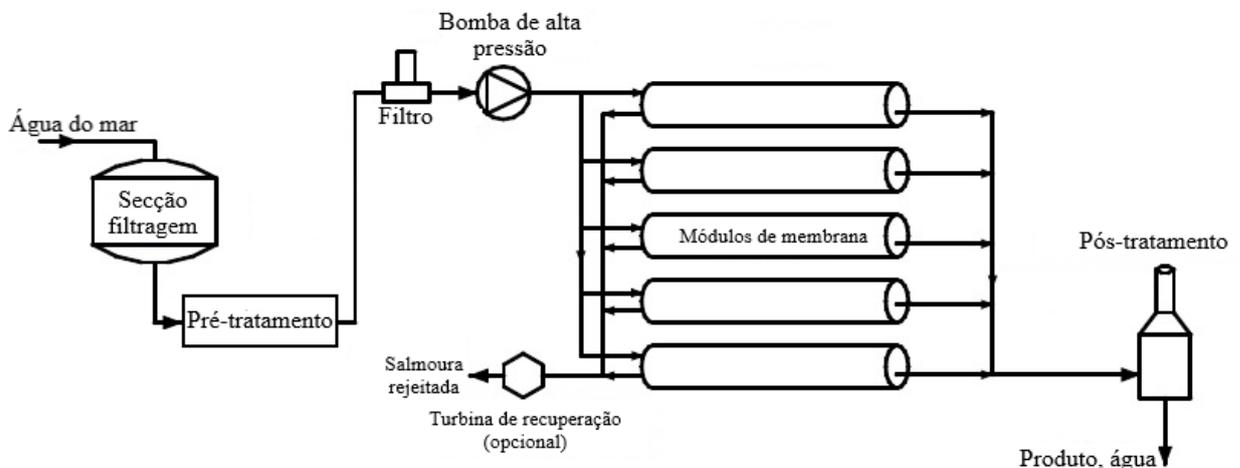


Figura 2.14: Representação esquemática de uma instalação RO [3].

A água salgada atravessa a secção de filtragem e pré-tratamento, fundamentais para a durabilidade das membranas. No pré-tratamento são adicionadas substâncias químicas para inibir a precipitação de sal e o crescimento de microrganismos [14]. A água salgada é enviada por uma bomba de alta pressão para os módulos de membrana. A pressão que a bomba tem de fornecer (pressão osmótica) aumenta com o grau de salinidade. No caso de água salobra esta pressão varia entre 15 a 25 bar, e 54 a 80 bar para água salgada [14].

O caudal de água que atravessa os módulos de membrana possui uma concentração de sais reduzida, sendo enviado para a secção de pós-tratamento, finalizando o tratamento da água. A restante parte do caudal de entrada, salmoura, com elevada concentração de sais e a uma pressão elevada, é utilizada, em algumas instalações, para acionar uma turbina de recuperação [3].

O módulo de membrana presente na figura 2.14 é apresentado em maior detalhe na figura 2.15. As membranas são agrupadas no módulo em série até ao número de 8, num reservatório cilíndrico.

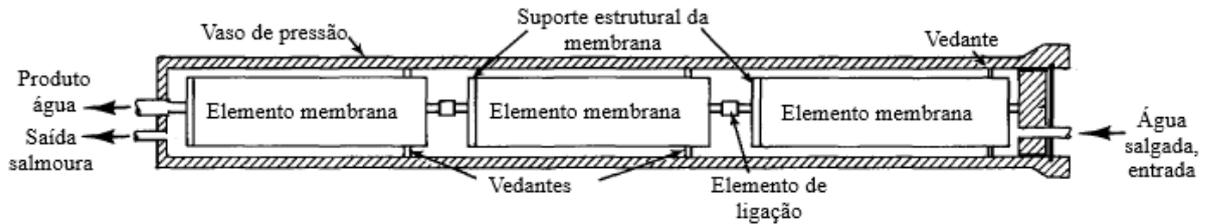


Figura 2.15: Representação de módulo de membrana de um sistema RO [20].

À medida que a água salgada de entrada flui pelo módulo a água dessalinizada vai sendo recolhida, a concentração de sais na água restante vai aumentando ao longo dos elementos de membrana. Os módulos são normalmente agrupados em paralelo, denominado por estágio, no caso do sistema representado na figura 2.14, este apresenta apenas um estágio com cinco módulos em paralelo. O número de membranas por módulo e o número de módulos em paralelo determina a razão de recuperação da instalação (rácio entre o caudal de água purificada produzida sobre o caudal de água salgada de entrada, ver secção 4.4), que normalmente é limitado a 50% numa instalação de tratamento de água do mar com um único estágio [12] e até 90% numa instalação de tratamento de água salobra [28].

As membranas costumam ter uma configuração espiral, ver a figura 2.16. As membranas formam uma envolvente em espiral, a água que atravessa a membrana vai sendo conduzida por um material poroso até ao centro geométrico da espiral, onde se encontra o tubo perfurado de recolha da água produzida [12].

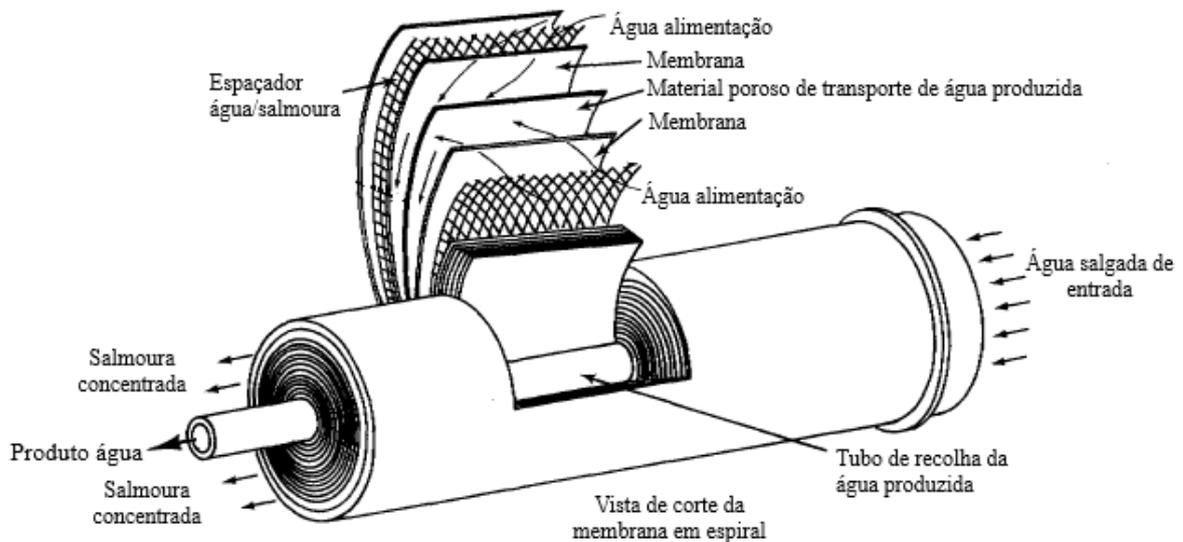


Figura 2.16: Representação em pormenor de uma membrana de um sistema RO [20].

2.4.2 Eletrodialise (ED)

A Eletrodialise (ED) foi introduzida comercialmente no início dos anos 60 [14]. Somente compostos iónicos são removidos da água, ao contrário da osmose inversa e dos métodos de mudança de fase. Como acontece com osmose inversa a energia requerida pelo sistema é proporcional à salinidade da água, neste caso, a ED é economicamente interessante se a salinidade não for superior a 6000 ppm. A capacidade de uma instalação deste tipo situa-se entre os 2 a 145.000 m³/dia [29]. Os sistemas ED (ver figura 2.17) são constituídos pelos seguintes componentes [14]:

- Secção de pré-tratamento;
- Conjunto de membranas;
- Bomba de circulação;
- Fonte de corrente DC;
- Secção de pós tratamento.

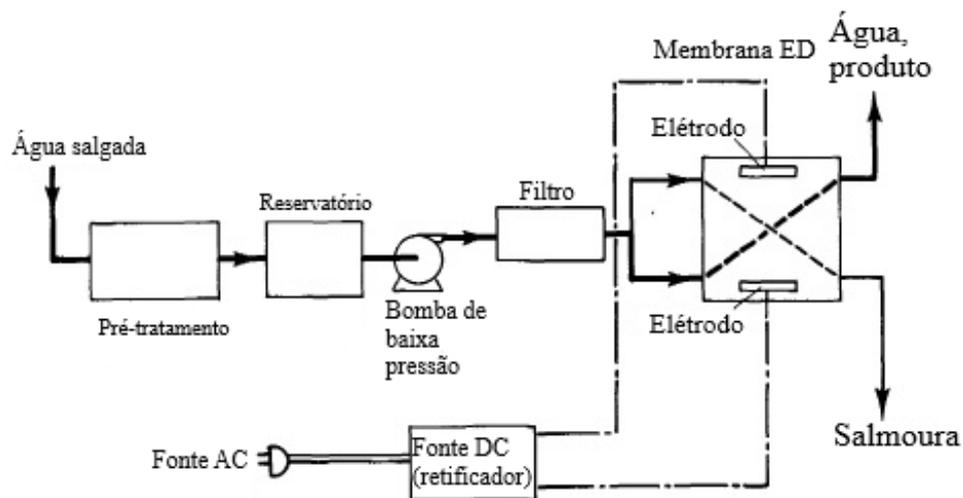


Figura 2.17: Representação esquemática de uma instalação ED [20].

A água salgada é sujeita a um pré-tratamento para proteger as membranas e a bomba de baixa pressão de substâncias que possam danificar ou obstruir o fluxo de água. A água salgada é introduzida no conjunto de membranas. A dessalinização neste método é conseguida por aplicação de um campo eléctrico através das membranas, estabelecido por eléctrodos que afetam os vários iões dos diferentes sais dissolvidos na água, por exemplo: carbonato de cálcio e cloreto de sódio. O campo eléctrico provém de uma fonte corrente contínua, que pode ter origem num sistema solar fotovoltaico [29] ou numa fonte de corrente alternada associada a um retificador.

O conjunto de membranas é representado de forma detalhada na figura 2.18. As membranas são dispostas paralelamente formando canais entre si e os eléctrodos, responsáveis pelo campo eléctrico, são colocados nos extremos do conjunto de membranas.

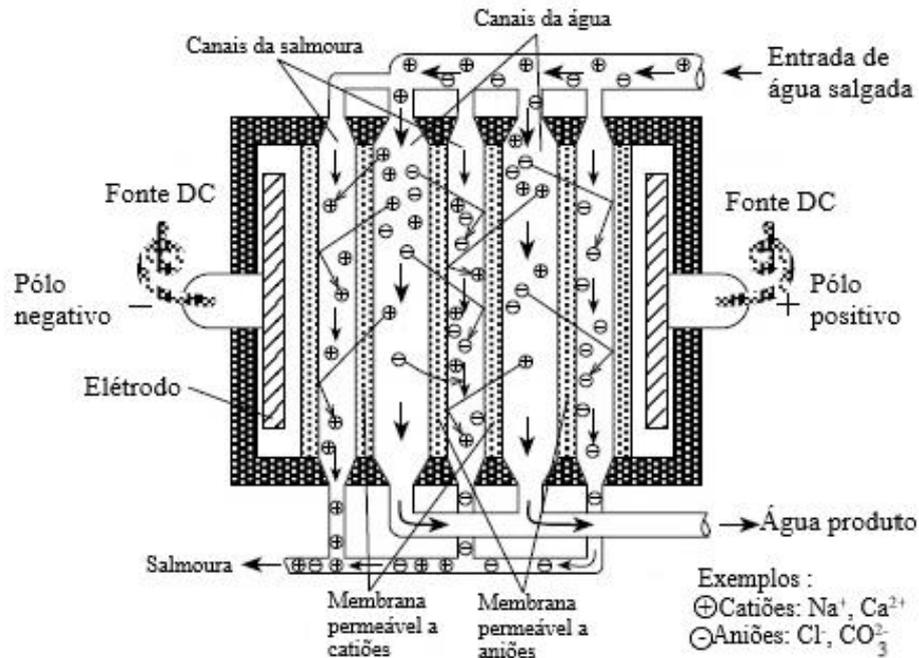


Figura 2.18: Detalhe em esquema de um conjunto de membranas do sistema ED [14].

As membranas são de dois tipos: membranas permeáveis apenas a cátions e membranas permeáveis apenas a ânions. A disposição das membranas é feita de forma alternada segundo o tipo de permeabilidade. Os cátions, como, Na^+ e Ca^{2+} , movem-se na direcção do eléctrodo negativo atravessando a membrana permeável a cátions ficando, logo após, retidos porque a membrana seguinte é apenas permeável a ânions. Analogamente acontece o mesmo às espécies químicas de carga negativa (íons carbonato e cloro anotados na figura). Desta forma, obtêm-se canais alternados de soluções concentradas e diluídas entre as membranas [14]. A água dessalinizada produzida e a salmoura são reunidas dos canais respectivos.

A energia consumida pelo processo deve-se sobretudo à corrente DC necessária. A perda de carga existente no conjunto das células situa-se entre 3,4–5,1atm pelo que as tubagens podem ser de plástico. A bomba de circulação tem de vencer uma perda de carga significativamente menor, quando comparada com a bomba de uma instalação de osmose inversa [20].

Para reduzir a degradação a que os eléctrodos e as membranas ficam sujeitos existe uma versão alternativa do método, chamada de Eletrodialise reversível (EDR). Nesta versão, a polaridade é invertida periodicamente (algumas vezes por hora), como resultado a posição de canais dos canais é invertida, nos canais onde circulava salmoura passa a circular água limpa e vice versas. Logo após a troca de polaridade existe um período de 1 a 2 minutos onde não produzida água limpa pois há arrasto das deposições de sal no canal [14].

2.4.3 Destilação por membrana (MD)

A Destilação por membrana (MD) é uma tecnologia de dessalinização baseada na separação por membrana, movida termicamente. Os primeiros sistemas apareceram no final dos anos 60 [4].

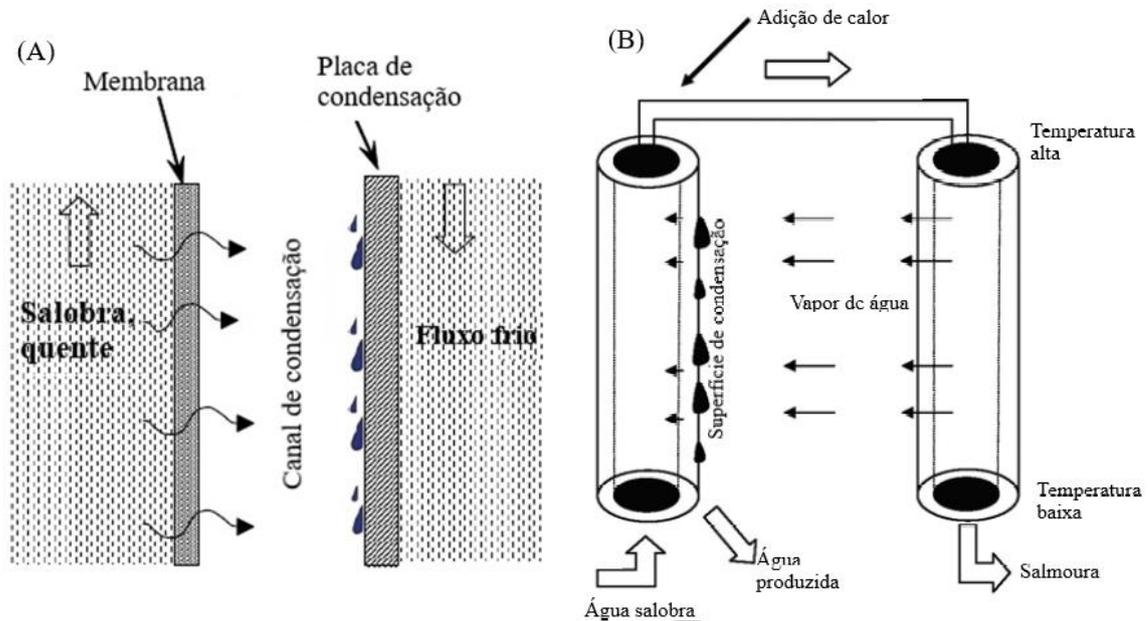


Figura 2.19: (A) Representação do funcionamento da membrana. (B) Representação de um sistema MD [4] [28].

A figura 2.19 apresenta o fluxo de água salobra separada da região a temperatura mais baixa por uma membrana. Esta diferença de temperatura resulta numa diferença de pressão de vapor, que conduz à passagem de vapor através da membrana que condensa na superfície fria, canal de condensação. A membrana possui propriedades hidrofóbicas, tem a função de prevenir a passagem da água líquida (salgada) e ser permeável à passagem de vapor [4]. A água produzida tem elevado grau de pureza e ao contrário dos sistemas de dessalinização térmica MED e MSF, não sofre problemas do arrastamento de gotículas pelo vapor [28].

2.5 Comparação das tecnologias de dessalinização com base nos consumos de energia

Os sistemas MSF e MED são semelhantes sob o ponto de vista das necessidades de energia. Necessitam, sobretudo, de energia térmica e, em menor importância, energia elétrica para o acionamento das bombas de circulação.

Na análise do desempenho dos sistemas MSF e MED são definidos na literatura dois parâmetros [9] [26]:

- *Performance Ratio* (PR) que é o rácio entre a entalpia de mudança de fase da água $2330(\text{kJ/kg})$ ($T_{sat} \approx 70^\circ\text{C}$) e o consumo específico de energia do processo (kJ/kg);
- *Gain output ratio* (GOR) que é o rácio entre a massa de condensado de água destilada produzida no processo em kg e energia necessária em kg de vapor condensado da fonte térmica [9].

As instalações de Osmose Inversa e Eletrodialise apenas consomem energia elétrica. As bombas de alta pressão nos sistemas RO representam a maior porção de consumo de energia elétrica.

Ao passo que, nas instalações de ED o consumo elétrico subdivide-se numa componente elétrica DC para o processo de separação em si, e na alimentação de bombas de circulação, de consumo inferior, que podem ser alimentadas tanto por corrente AC como por corrente DC. Como a concentração de sais dissolvidos tem influência direta no consumo destas instalações [29] [9], as instalações de RO são discriminadas em: instalações RO de dessalinização de água do mar (*Sea Water Reverse Osmosis – SWRO*), e instalações RO de dessalinização de água salobra (*Brackish Water Reverse Osmosis – BWRO*). Igualmente, para as instalações ED discrimina-se aquelas que operam com valores de salinidade inferiores a 2500 ppm, ou seja, baixa salinidade, e as operam com salinidade mais elevada na gama de 2500 ppm a 5000 ppm.

Na tabela 2.3 apresentam-se um conjunto de indicadores: dimensão em termos de água produzida, indicadores de desempenho, e qualidade da água produzida em teor de sais. Para ser possível a comparação direta de consumos de energia entre processo essencialmente térmicos (MSF e MED) com os sistemas RO e ED, é feita a conversão dos consumos de energia térmica em consumo de energia elétrica equivalente, baseado na produção de eletricidade numa central termoelétrica com a eficiência de 30% [29].

Pela observação da tabela as instalações RO são tipicamente de maior dimensão e com consumos de energia inferiores face aos sistemas térmicos. Nos sistemas térmicos as instalações do tipo MED são mais eficientes que as instalações MSF, mas as instalações são de dimensão inferior.

Tabela 2.3: Comparação das tecnologias de dessalinização pela dimensão, desempenho e consumo de energia [29].

Propriedades	MSF	MED	MVC	SWRO	BWRO	ED
Dimensão típica (m³/dia)	50000-70000	5000-15000	100-3000	Até 128000	Até 98000	2-145000
GOR das instalações	8 a 10	8 a 12				
Energia térmica consumida (MJ/m³)	190 (GOR=12) 282 (GOR=8)	145 (GOR=16), 230 (GOR=10)	Não se aplica	Não se aplica	Não se aplica	Não se aplica
Energia elétrica equivalente (kWh/ m³)	15,83-23,5	12,2-19,1	Não se aplica	Não se aplica	Não se aplica	Não se aplica
Consumo energia elétrica (kWh/ m³)	2,5-5	2,0-2,5	7-12	4-6 com recuperação	1,5-2,5	2,64-5,5, 0,7-2,5(baixa salinidade)
Total de energia elétrica (kWh/ m³)	19,58-27,25	14,45-21,35	7-12	4-6	1,5-2,5	2,64-5,5, 0,7-2,5(baixa salinidade)
Produto final concentração de sais (ppm)	≈10	≈10	≈10	400-500	200-500	150-500

2.6 Energias Renováveis e dessalinização

A energia solar, do vento e geotérmica são as principais fontes renováveis associadas à dessalinização. O uso destas fontes é enquadrado com o tipo de sistema de dessalinização. De forma geral, a energia solar térmica é a mais adequada para os sistemas térmicos, como MED e MSF, a energia elétrica proveniente de painéis solares fotovoltaicos e a energia do vento são adequados aos sistemas RO e ED/EDR, a energia geotérmica pode ser associada quer a sistemas térmicos quer aos de membrana. No entanto, apesar das diversas combinações, correntemente, apenas 1% da água dessalinizada é proveniente de sistemas com base em energia renovável, o custo financeiro da energia renovável é afirmado como a principal razão para esta fração reduzida de mercado [6]. Por outro lado, existem vários argumentos em favor da utilização de fontes renováveis de energia [4]:

- As fontes renováveis surgem como alternativa em regiões áridas, que são muitas vezes zonas costeiras ou pequenas ilhas, onde o acesso a energia convencional é difícil;
- No caso de aproveitamentos solares existe uma coincidência climática favorável, os períodos, no ano, de maior disponibilidade do recurso solar são também períodos de maior consumo de água potável;
- A promoção do desenvolvimento socioeconómico local. A operação e manutenção de sistemas de dessalinização em zonas remotas é, em princípio, mais exequível que um sistema de dessalinização convencional. Pode ter efeitos positivos, como o desenvolvimento socioeconómico e autossuficiência;
- Nos países menos desenvolvidos a utilização de recursos renováveis reduz a pressão nas fontes convencionais.

Cerca de 70% da dessalinização por via renovável é conseguida no aproveitamento da energia solar (figura 2.20), seguido pelo vento em instalações eólicas [30]. A energia solar captada por via térmica, tanto pode fornecer calor a um processo térmico de dessalinização, como, também, essa energia pode ser introduzida num ciclo de vapor para produção de eletricidade para um sistema RO ou ED [8]. Esta alternativa não tem expressão significativa, como a figura 2.21 demonstra; os sistemas RO e ED/EDR são acoplados a sistemas solares com painéis fotovoltaicos (PV) [9] [26].

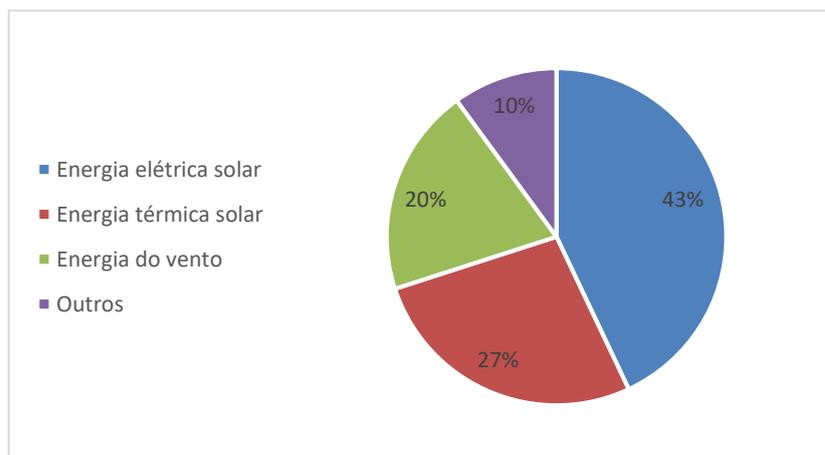


Figura 2.20: Distribuição dos tipos de fontes renováveis aplicadas na dessalinização 2012 [30].

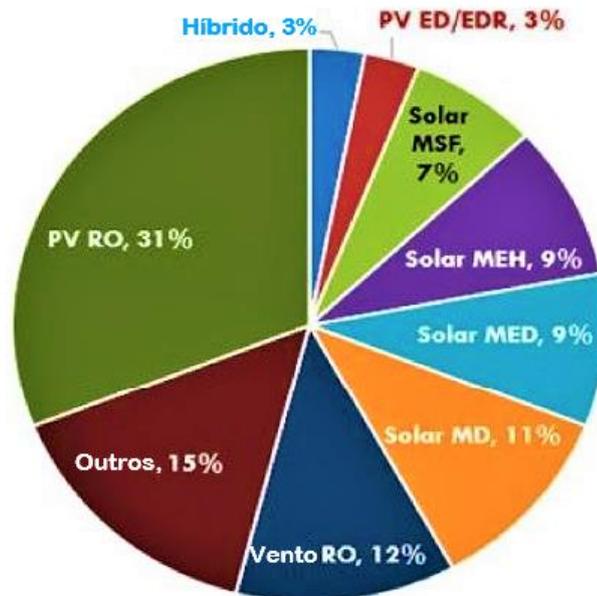


Figura 2.21: Combinação tecnologia de dessalinização e subsistema solar escala global 2010 [26].

Os sistemas RO alimentados por sistema PV é uma aplicação tecnológica amadurecida, e apoiada comercialmente, 31% do total [9] [26]. Sistemas solares térmicos inseridos em sistemas de dessalinização do tipo MSF e MED e MD têm sido instalados enquadrados em estudos de desenvolvimento [9].

A combinação de um subsistema com coletores solares térmicos do tipo concentrador e um sistema MED é representada na figura 2.22. A energia térmica proveniente do campo solar é usada para gerar vapor, vapor esse, usado para o funcionamento do sistema de dessalinização MED representado. Alternativamente, a figura assinala que o vapor produzido pode ser utilizado para produção de energia elétrica, numa turbina de vapor, para alimentar um sistema de dessalinização por membrana (RO ou ED) não representados na figura.

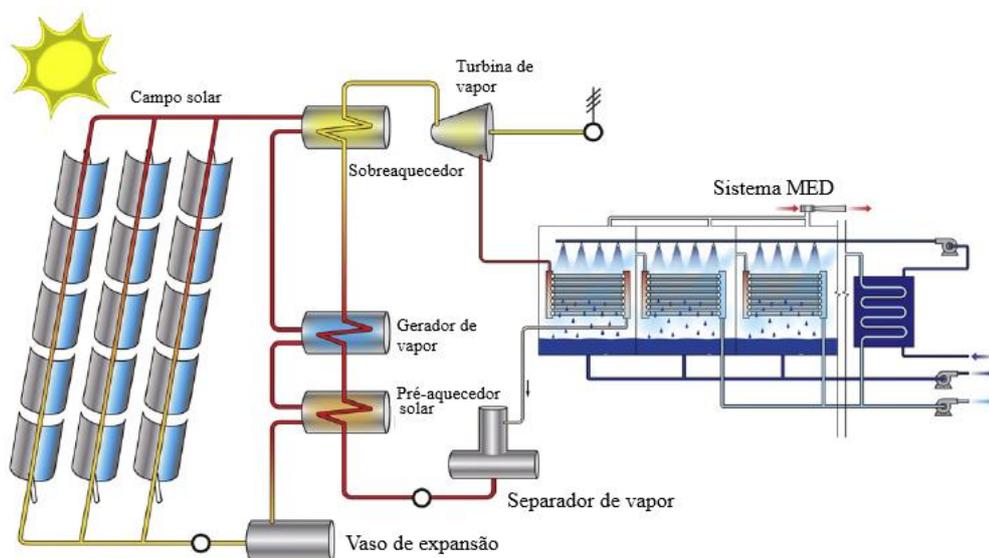


Figura 2.22: Sistema MED com subsistema solar de coletores do tipo concentrador [29].

O sistema MED a par de um subsistema solar térmico com coletores solares concentradores é uma tecnologia já comprovada, o sistema concebido em Espanha na Plataforma Solar de Almería durante os anos 90 comprovou isso mesmo. Apesar disso, comercialmente ainda não consegue competir financeiramente com os sistemas convencionais. Como exemplo, uma

instalação comercial MED de média dimensão com uma produção diária entre 12000 a 55000 m³/dia a partir de água do mar tem um custo aproximado de 0,95 a 1,95 US\$/m³. Caso fosse uma instalação MEB-solar semelhante à representada na figura 2.22 com produção superior a 5000 m³/dia, uma estimativa colocaria o custo entre 2,4 a 2,8 US\$/m³ [29].

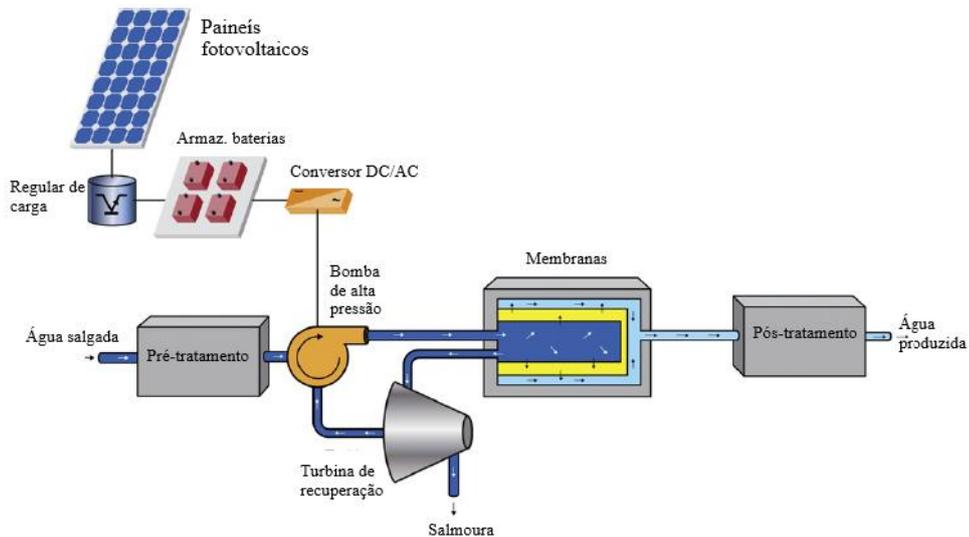


Figura 2.23: Sistema RO com subsistema solar de painéis fotovoltaicos [29].

O sistema RO alimentado por painéis fotovoltaicos (como o da figura 2.23), com ou sem armazenamento da energia em baterias, tem recebido bastante atenção para aplicações de pequena escala em zonas rurais de diversos países. O custo de produção de água de uma unidade deste tipo para dessalinização de água salgada, com uma capacidade entre 12 a 120 m³/dia, ronda os 7,95 a 29 US\$/m³ [29].

3 Dessalinização por compressão térmica de vapor

3.1 Sistema de um efeito com compressão térmica de vapor (TVC)

O sistema de dessalinização de um efeito com compressão térmica de vapor (TVC) é atrativo pela sua simplicidade, custo de construção, facilidade de operação e manutenção, em relação aos sistemas com vários efeitos. Este sistema pode ser concretizado em pequenas unidades para satisfazerem as necessidades de comunidades pequenas. Em sentido contrário, a aplicação em grande escala, industrial, é muito limitada [19]. A análise deste sistema, em primeiro lugar, tem a vantagem de os componentes fundamentais comuns aos sistemas com vários efeitos estarem incluídos, o que evidencia melhor o papel que desempenham. O modelo matemático deste sistema serve de base ao estudo dos sistemas de múltiplo efeito com compressão térmica (MED-TVC) [31].

O sistema de dessalinização de um efeito por compressão térmica de vapor é apresentado no esquema da figura 3.1, com os componentes, fluxos mássicos, temperatura, e pressão referenciados na explicação que se segue. Os componentes principais presentes na figura são: evaporador, condensador e ejetor de vapor.

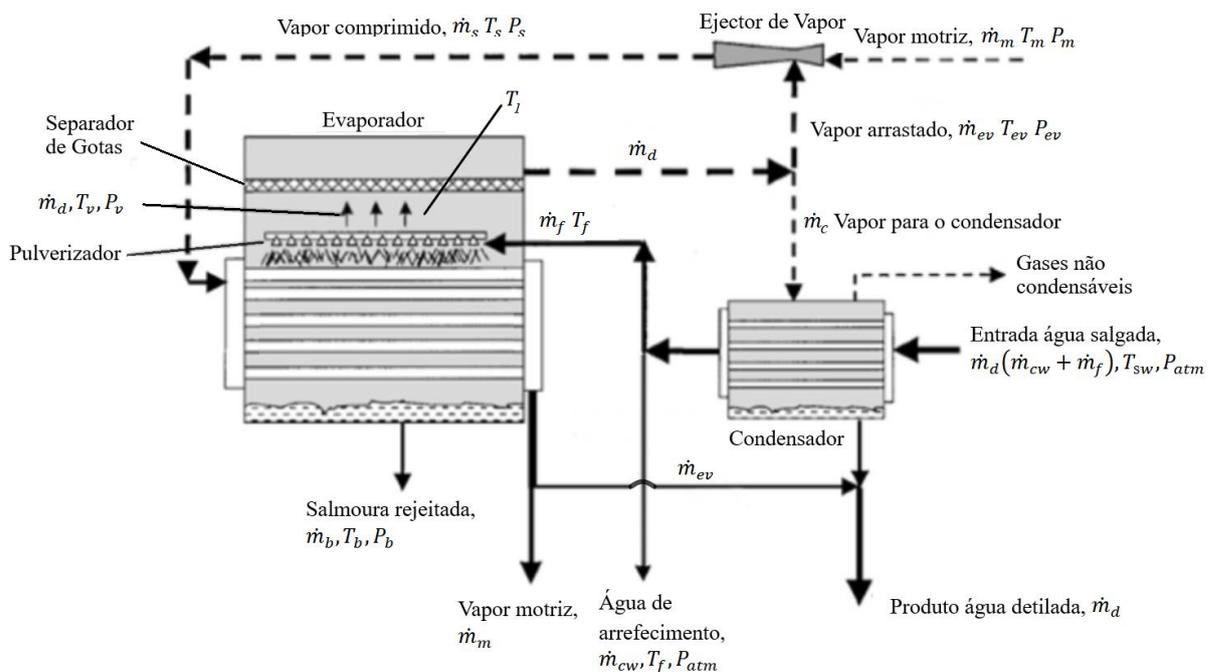


Figura 3.1: Representação de um sistema TCV [31].

Um caudal mássico de água salgada ($\dot{m}_{cw} + \dot{m}_f$) à temperatura T_{sw} com salinidade de X_{sw} entra no sistema pelo condensador, circulando no interior dos tubos. Este caudal recebe o calor de condensação de parte do vapor formado no evaporador de caudal mássico \dot{m}_c . Uma parte do caudal da água salgada de entrada, correspondente a \dot{m}_{cw} , é rejeitada. O condensador exerce várias funções, a primeira delas é condensar o vapor formado no evaporador – o caudal de entrada de água salgada ($\dot{m}_{cw} + \dot{m}_f$) é determinado por esta condição, remover o excesso de calor dado pelo vapor motriz necessário ao funcionamento do ejetor e ajustar a temperatura no interior do evaporador [31]. Desta forma, parte da energia de condensação é recuperada no pré-aquecimento do caudal de alimentação do evaporador (\dot{m}_f) da temperatura T_{sw} à temperatura de entrada no evaporador (T_f).

O caudal \dot{m}_f é tratado quimicamente, para prevenir a formação de espuma e depósitos, e desgaseificada antes de entrar no evaporador [31]. O caudal \dot{m}_f com a temperatura T_f entra no evaporador no estado líquido subarrefecido, sendo pulverizado sobre um conjunto de tubos dispostos horizontalmente; a troca de calor que dá origem à formação de vapor ocorre nestes tubos. O vapor vindo do ejetor de caudal \dot{m}_s condensa no interior desses tubos transferindo energia de condensação à água salgada que escorre no exterior. Parte da água salgada evapora (fluxo \dot{m}_d) e o restante caudal (\dot{m}_b) com maior concentração de sais (salmoura) é rejeitado do sistema.

A forma de transferência de calor no evaporador, aqui descrita, corresponde a uma película de água que escorre (filme descendente) sobre tubos horizontais representativa dos sistemas mais comuns, todavia não é a única (ver secção 3.3).

No balanço térmico do evaporador o fluxo de água salgada (\dot{m}_f) sofre uma evolução sensível que resulta na elevação da temperatura de entrada (T_f) a T_1 . A temperatura T_1 define a temperatura do evaporador, esta é a temperatura necessária para que haja evaporação e reflete o efeito da salinidade sobre temperatura de evaporação em relação à água pura. Esta temperatura é normalmente definida pelo cálculo de um parâmetro empírico designado na literatura por *Boiling Point Elevation* (BPE) função do grau de salinidade presente na água salgada. Por esta razão, T_1 tem um valor superior (na quantidade BPE) à temperatura de saturação da água pura (T_v) à pressão P_v .

O vapor formado com a pressão P_v arrasta no seu movimento gotas de salmoura. Para removê-las é colocada uma malha, designada por separador de gotas, que retém a quase totalidade das gotas à passagem do vapor. O escoamento de vapor sofre uma queda de pressão no separador de gotas, pelo que a pressão de saída é inferior a P_v . Os tipos de separadores de gotas e descrição do seu funcionamento encontram-se na secção 3.5

O vapor de água formado no evaporador, de caudal \dot{m}_d , é para efeito de cálculo considerado como não tendo nenhum teor de sal. Parte deste vapor vai para o condensador \dot{m}_c , a restante é dirigida para o ejetor (\dot{m}_{ev}) com a pressão P_{ev} , esta pressão reflete a queda de pressão no separador de gotas referida no parágrafo anterior. O ejetor eleva a pressão do vapor arrastado até à pressão de saída P_s ; o vapor motriz (fornecido ao sistema TVC) com a pressão mais alta P_m é utilizado no funcionamento do ejetor. O funcionamento do ejetor é descrito em maior detalhe na secção 3.4.

No condensador existe acumulação de gases não condensáveis, interferindo negativamente na transferência de calor. Estes gases ocultam parte da área de transferência de calor e reduzem a pressão parcial do vapor o que faz baixar a temperatura de condensação, o gradiente de temperatura para transferência de calor baixa [26]. O condensador é, tipicamente, de fluxo cruzado, desta forma, os gases não condensáveis arrefecem até à temperatura mais baixa possível; reduzindo-se a quantidade de vapor que escapa com estes gases quando estes são evacuados do condensador [31]. Se o condensador operar a uma pressão inferior à atmosférica, um componente que produza vácuo, normalmente um ejetor, é necessário para evacuar os gases para fora do sistema [26].

3.2 Destilação de múltiplo efeito com compressão térmica de vapor (MED-TVC)

A destilação de múltiplo efeito com compressão térmica de vapor (MED-TVC) adequa-se melhor à escala industrial do que os sistemas MED com compressão mecânica de vapor (MED-MVC) [31].

A figura 3.2 apresenta um sistema MED-TVC. A descrição do funcionamento é semelhante à já registada para o sistema de um efeito TVC. A alimentação dos evaporadores é feita em paralelo (ver figura 2.8) e para cada evaporador é dirigido um caudal mássico igual. O sistema

é composto por n efeitos ou evaporadores numerados no sentido da redução sucessiva de pressão e temperatura; e $n-1$ (em número) de *flash boxes*. O vapor comprimido no ejetor de caudal \dot{m}_s é introduzido no primeiro evaporador e distribuído por um conjunto de tubos dispostos horizontalmente. Simultaneamente um caudal \dot{f}_1 entra no primeiro efeito; sendo pulverizado sobre os tubos horizontais. A água salgada forma uma película à medida que escorre pelos tubos. Como consequência a temperatura da água salgada aumenta até que começa a dar-se a evaporação. O vapor produzido no primeiro evaporador, saindo deste, condensa no segundo evaporador. A potência calorífica dada pela condensação produz novamente vapor, mas com uma pressão e temperatura mais baixa. Esta sequência é repetida até ao último evaporador (n), cuja pressão e temperatura é a menor do sistema [32].

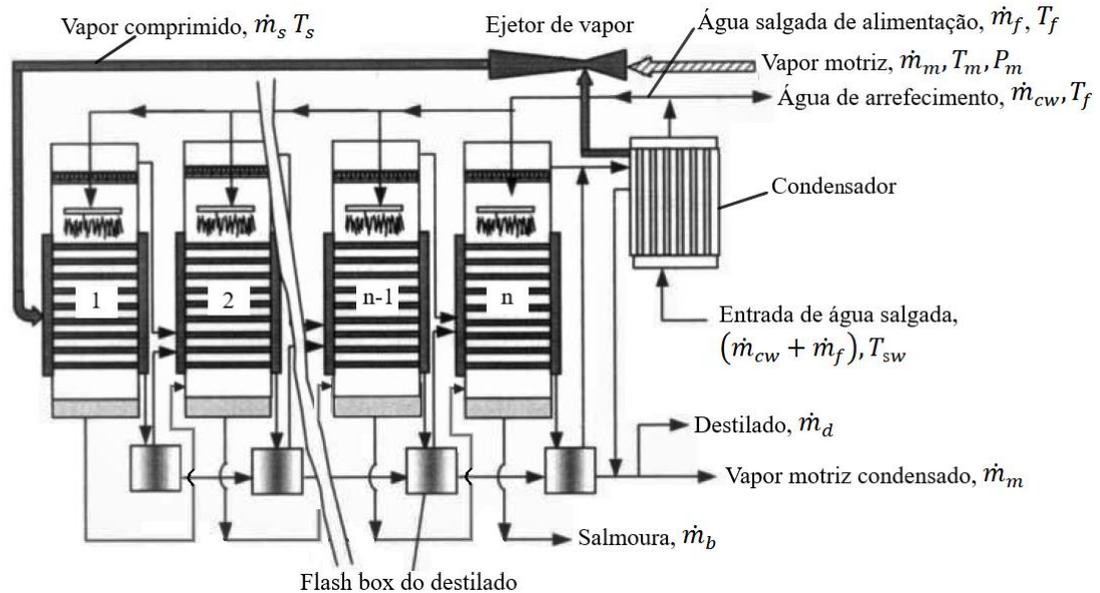


Figura 3.2: Sistema de múltiplo efeito por compressão térmica (MED-TVC) [32].

Os fluxos mássicos de um evaporador e flash box são apresentados nas figura 3.3. Este esquema não se aplica ao primeiro efeito que recebe energia térmica diretamente do vapor vindo do ejetor.

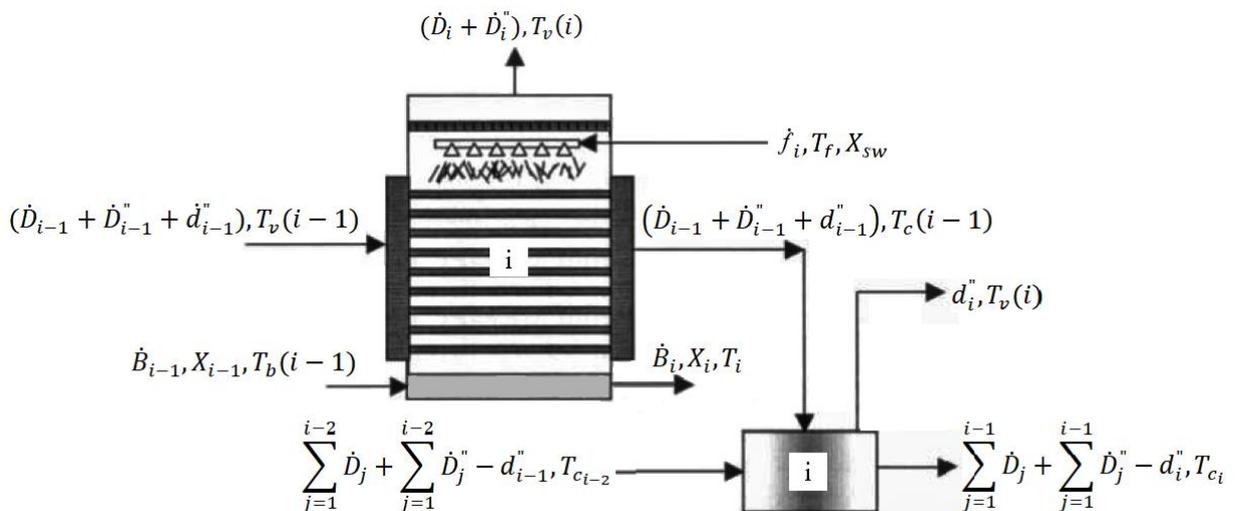


Figura 3.3: Representação dos fluxos mássicos de uma evaporador e flash box [32].

O vapor formado no evaporador corresponde à soma de dois caudais: um com origem na evaporação do caudal pulverizado sobre os tubos com o caudal mássico \dot{D}_i e o vapor (\dot{D}_i'')

formado pela evaporação de água como resultado da redução de pressão a que a salmoura do evaporador anterior (com caudal mássico \dot{B}_{i-1}) sofre ao entrar no evaporador i . A quantidade de vapor formado no evaporador resulta, em grande parte, da evaporação sobre os tubos.

O caudal de vapor que condensa no efeito ($\dot{D}_{i-1} + \dot{D}_{i-1}'' + \dot{d}_{i-1}''$), incorpora, além do vapor formado nos tubos e da expansão da salmoura do evaporador anterior, o vapor formado na *flash box* anterior (\dot{d}_{i-1}'').

A flash box i expande o condensado do evaporador i (com a pressão do evaporador $i-1$) e o caudal de destilado vindo da flash box ($i - 1$) até à pressão do vapor formado no evaporador i . Da flash box saem dois fluxos: vapor na quantidade \dot{d}_i'' , e água na fase líquida. Este vapor, \dot{d}_i'' , irá ser incorporado com o vapor ($\dot{D}_i + \dot{D}_i''$) condensar no evaporador seguinte ($i + 1$).

O reaproveitamento da salmoura de um efeito para o outro, assim como o uso das *flash boxes*, servem para melhorar a performance do sistema. Neste sistema MED-TVC o vapor não só é formado pela evaporação por contato da água salgada com a superfície quente dos tubos, como também pela evaporação de vapor na expansão da salmoura ao entrar no evaporador seguinte.

O balanço de sal na salmoura do evaporador i sofre a contribuição de dois fluxos mássicos: a alimentação de caudal \dot{f}_i , com a concentração de sal da água do mar (X_{sw}); a salmoura do evaporador anterior de caudal \dot{B}_{i-1} e salinidade de X_{i-1} .

3.3 Evaporadores

3.3.1 Evaporadores de tubos imersos

Em sistemas mais antigos MED as trocas de calor nos evaporadores eram feitas por tubos imersos; as taxas de evaporação eram pequenas e usavam-se sistemas com até três evaporadores [16]. A última grande instalação com evaporadores deste tipo foi construída em 1958 para a distribuição pública de água na ilha Aruba nas Antilhas Holandesas [20]. Sistemas de dessalinização com este tipo de evaporadores foram utilizados, por exemplo, em barcos. Onde o sistema apenas possuía um evaporador; ao qual se fornecia o calor desperdiçado noutros sistemas. A seleção de temperaturas dentro gama de 50-60°C ajuda a minimizar as incrustações [20]. A figura 3.4 apresenta um evaporador de tubos imersos.

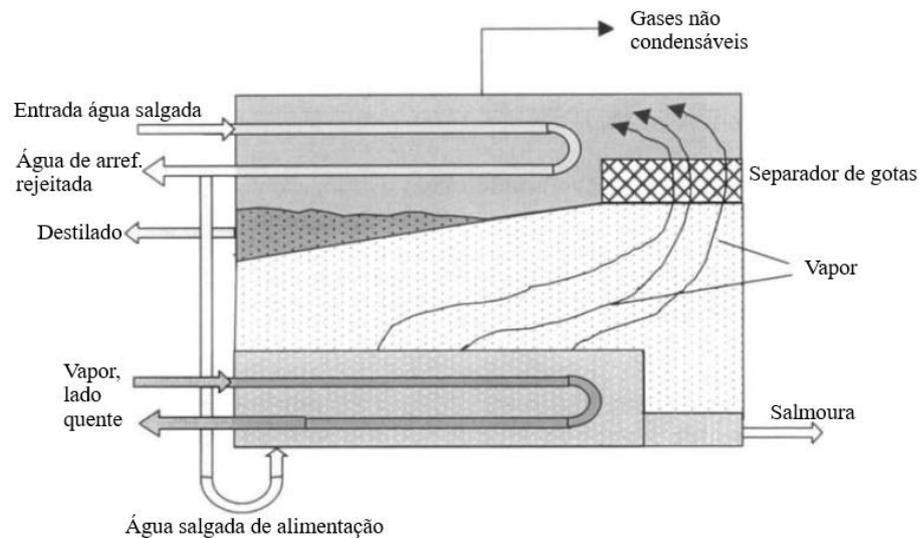


Figura 3.4: Representação esquemática de um evaporador de tubos imersos [19].

As baixas taxas de evaporação destes evaporadores, quando comparados com os evaporadores de filme descendente, decorrem da baixa área de contacto relativamente à quantidade de água [20] e a pressão hidrostática inibe a formação de bolhas de vapor [19]. Este tipo de evaporador é mais suscetível à formação de incrustações, devendo, por isso, operar a temperaturas baixas para evitar a precipitação de carbonato de cálcio, sulfato e hidróxido de magnésio. A sensibilidade à formação de incrustações é a razão para este tipo de evaporadores ter sido abandonado [33].

3.3.2 Evaporadores do tipo filme descendente (*falling film*)

Os evaporadores do tipo filme descendente envolvem a distribuição da água salgada sobre a superfície quente de forma a esta formar uma película uniforme. Os evaporadores surgem em duas configurações: tubos horizontais e tubos verticais. A configuração de tubos horizontais é a mais comum em termos comerciais e a mais analisada na literatura. A configuração, menos comum, com os tubos na posição vertical existe em duas versões relativamente ao sentido do fluxo de água salgada, este pode ser ascendente ou descendente.

Nos sistemas modernos de dessalinização a água de alimentação é distribuída nas superfícies de aquecimento numa pequena espessura (filme), aumentando as taxas de evaporação [16].

3.3.2.1 Evaporadores de tubos horizontais

A película de água salgada forma-se na superfície exterior dos tubos quando esta é pulverizada por bocais sobre os tubos dispostos horizontalmente, ver figura 3.5. O filme escorre, por ação gravidade, dos tubos em posição superior até aos tubos inferiores. Evaporadores deste tipo podem ser empilhados na vertical ou dispostos lado a lado na horizontal [20], ver secção 2.2.2.

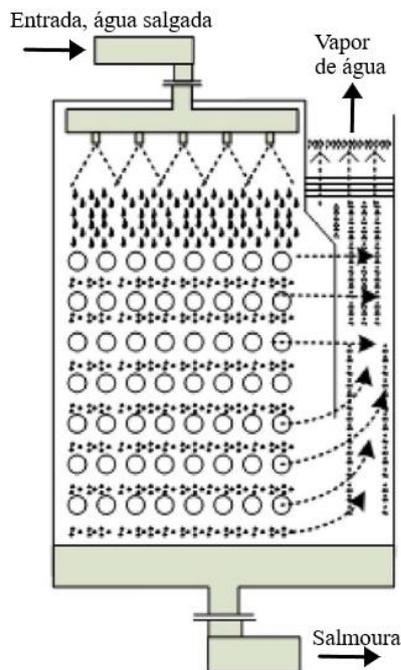


Figura 3.5: Representação esquemática de um evaporador de tubos horizontais [24].

Os evaporadores do tipo filme descendente são capazes de providenciar valor elevados de transferência de calor, todavia, à medida que o escoamento, distribuído primeiramente nos tubos superiores, se distribuí sucessivamente pelos inferiores, o grau de cobertura dos tubos pelo filme deteriora-se. A figura 3.6 ilustra a deterioração do escoamento sobre os tubos, em duas situações de funcionamento em função do número de Reynolds de filme (Re_{Γ}) e da quantidade da potência calorífica transmitida por unidade de área de tubo (q''). O estudo experimental desenvolvido por Fujita [34] estabelece uma relação entre Re_{Γ} e q'' com o aparecimento de discontinuidades na cobertura dos tubos.

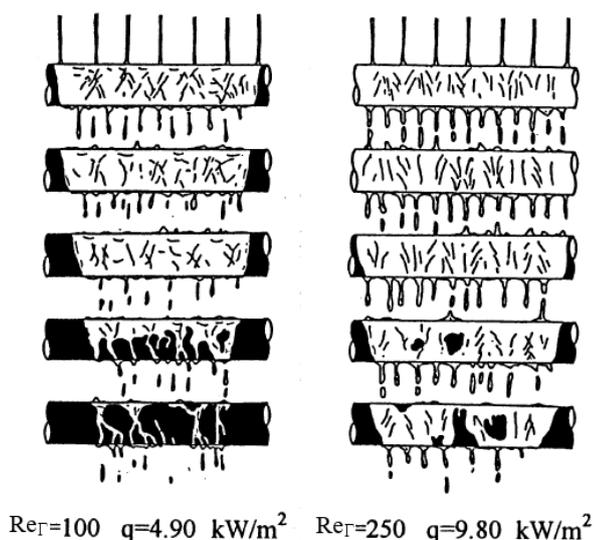


Figura 3.6 A cobertura de filme nos tubos horizontais em condições de funcionamento diferentes [34].

3.3.2.2 Evaporadores de tubos verticais

Sistemas com evaporadores de tubos verticais foram popularmente usados durante quase 150 anos; surgiram primeiro na indústria açucareira chegando depois aos sistemas de dessalinização. Nos Estados Unidos a organização *Office of Saline Water* (OSW) contruiu a primeira instalação de grande dimensão MED com evaporadores deste tipo no estado do Texas em 1961, com capacidade de produzir 3800 m³/dia [35]. Instalações de dessalinização foram construídas no início da segunda metade do século passado, estas surgiram como uma solução mais eficiente e com menos problemas de incrustações que a solução anterior de tubos imersos [20]. A figura 3.7 apresenta um sistema MED com evaporadores de tubos verticais e com alimentação dos efeitos feita a partir do primeiro evaporador.

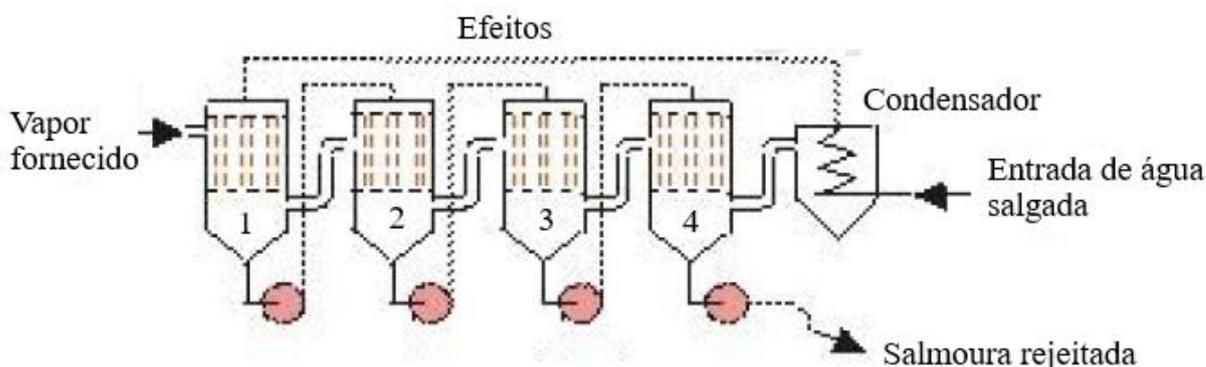


Figura 3.7: Representação esquemática de um sistema MED de tubos verticais [35].

Os evaporadores de tubos verticais usados na dessalinização são, normalmente, de filme descendente, como é o caso do sistema representado na figura 3.7. O evaporador de tubos verticais representado na figura 3.8 é de filme descendente. A água salgada entra pelo topo dos tubos, donde escorre pelo seu interior, o calor é fornecido por condensação do vapor no exterior dos tubos. A pressão no interior dos tubos é controlada para permitir a evaporação, os escoamentos do vapor formado e da salmoura movem-se no mesmo sentido por ação de um gradiente de pressão favorável e da gravidade [20].

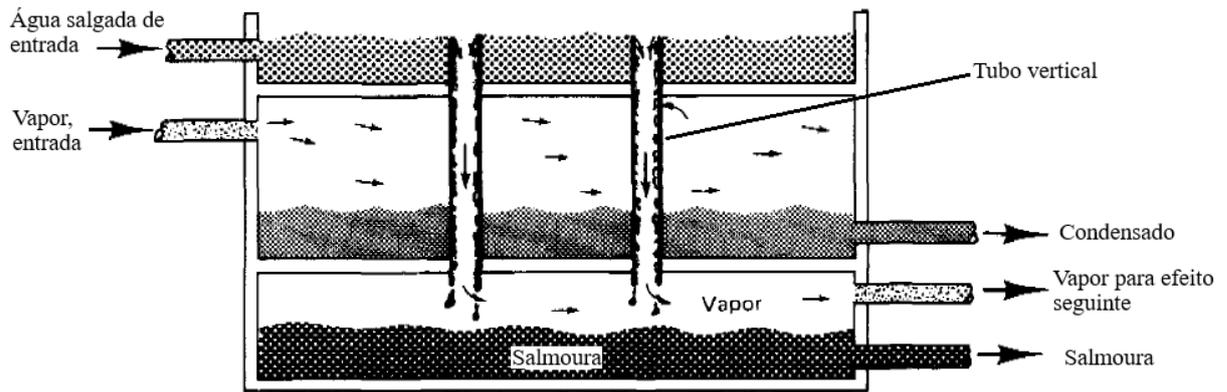


Figura 3.8: Representação esquemática de um evaporador filme descendente [20].

Os evaporadores de tubo verticais de filme ascendente (*rising film*) são menos usuais em aplicações de dessalinização. A água salgada entra pela base do evaporador, ver figura 3.9, a parte inferior dos tubos permanece imersa na água salgada, o vapor formado no interior dos tubos pela condensação do vapor no exterior dos tubos, funciona como meio ascendente da salmoura para o topo do evaporador [35].

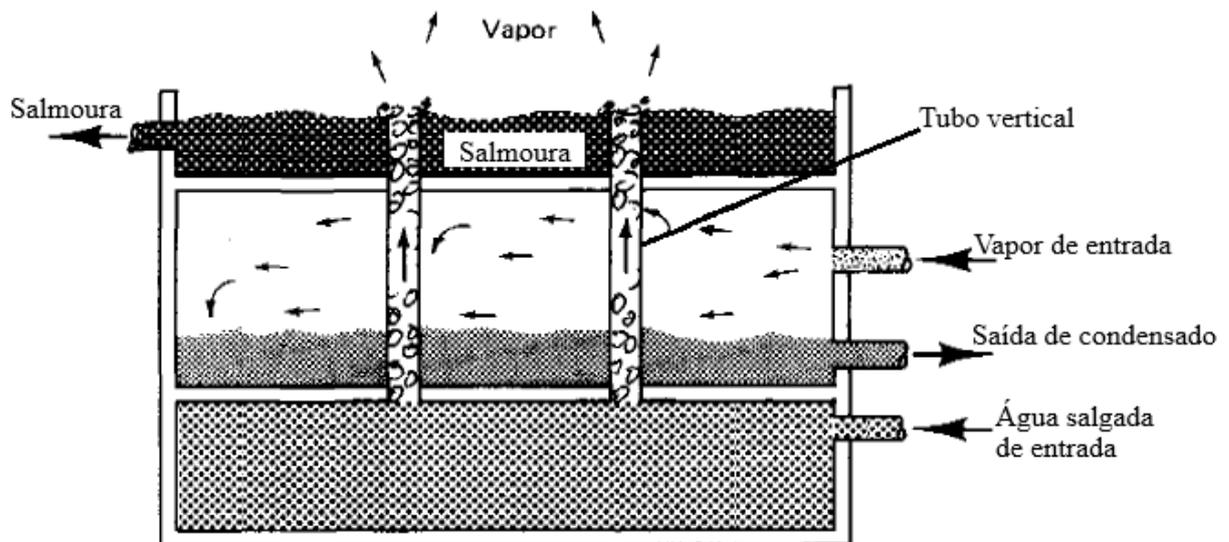


Figura 3.9: Representação esquemática de um evaporador filme ascendente [20].

3.3.3 Evaporadores de placas

Os evaporadores de placas têm aplicação limitada em dessalinização. Estes evaporadores ocupam um espaço reduzido, por comparação com os restantes, devido aos valores elevados de transferência calor [22]. No entanto, quando não é possível remover quimicamente as incrustações as superfícies de transferência de calor têm de ser removidas e substituídas [33]. A figura 3.10 apresenta em esquema um evaporador deste tipo, a separação do vapor e da salmoura é feita fora do evaporador de placas.

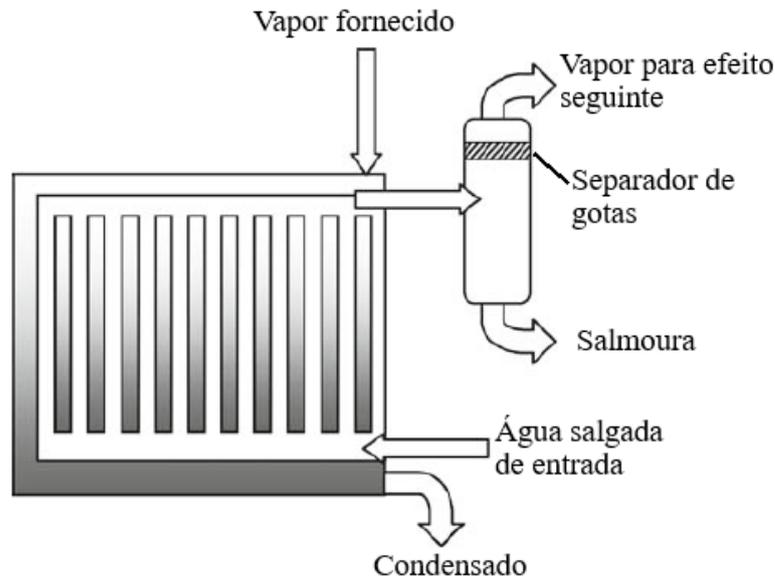


Figura 3.10: Evaporador de placas [22].

3.4 Ejetor de vapor

O vapor fornecido pelo ejedor fornece, no primeiro efeito, toda a energia térmica necessária ao sistema MED. Na sua operação o ejedor faz a compressão de parte do vapor do último efeito (vapor arrastado). A compressão permite a transferência de calor a uma temperatura mais elevada no primeiro efeito. Além disso, pelo o efeito de arrastamento do vapor, o ejedor mantém a pressão no último evaporador controlada, pressão essa a menor do sistema [36]. O ejedor necessita de vapor exterior, designado de motriz ou primário, com pressão superior à pressão de saída do ejedor. O vapor motriz pode ter como proveniência outro sistema térmico a funcionar em exclusivo para a unidade MED, ou ter origem na recuperação de calor rejeitado por outro sistema [37]. Os ejedores são componentes em geral simples, não existem partes móveis, uma vantagem face aos compressores mecânicos. No entanto, possuem gamas de operação limitadas e baixa eficiência térmica.

Os ejedores apresentam duas configurações típicas quanto à posição do bocal primário, ver figura 3.11:

- Mistura a pressão constante (*constant-pressure mixing - CPM*), onde a saída do bocal primário se encontra na câmara de sucção. A mistura acontece na câmara de sucção.
- Mistura de área constante (*constant-area mixing - CAM*), onde a saída do bocal se encontra na secção de área constante. A mistura acontece na secção de área constante.

Ejedores CPM são geralmente usados pela melhor capacidade de operarem numa gama de pressões de saída mais ampla, os ejedores "CAM" têm a capacidade de fornecer um caudal mais elevado [38].

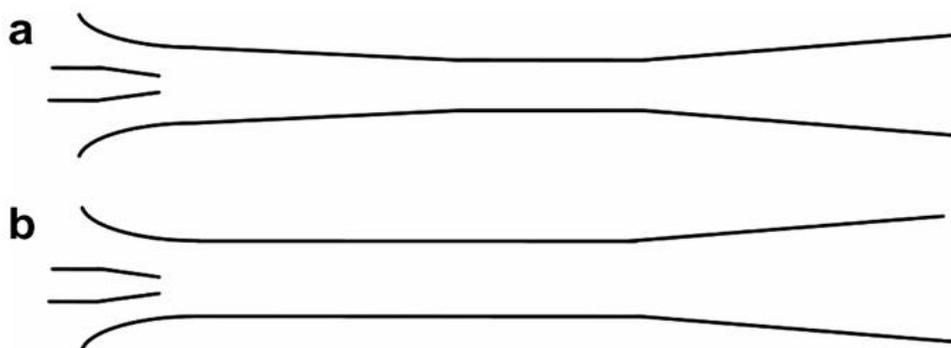


Figura 3.11: As duas configurações típicas: (a) mistura a pressão constante; (b) mistura de área constante [38].

Os ejetores usados no estudo do sistema MED-TVC são do tipo CPM.

3.4.1 Descrição e princípio de funcionamento de um ejetor

A figura 3.12 apresenta uma representação simplificada de um ejetor. O ejetor é constituído por um bocal primário, uma câmara de sucção e um difusor. O vapor primário (motriz) entra no bocal primário (P), com uma pressão elevada (P_M) e baixa velocidade, onde expande e acelera (atinge a condição sónica em 1) saindo a uma velocidade supersónica (2). Igualmente, em 2 a pressão de saída do vapor motriz é consideravelmente baixa (P_2), e isso é sentido nos componentes a ele ligados, neste caso, o último evaporador do sistema MED (S). O vapor secundário (arrastado) entra na câmara de sucção (S) a uma pressão (P_{EV}).

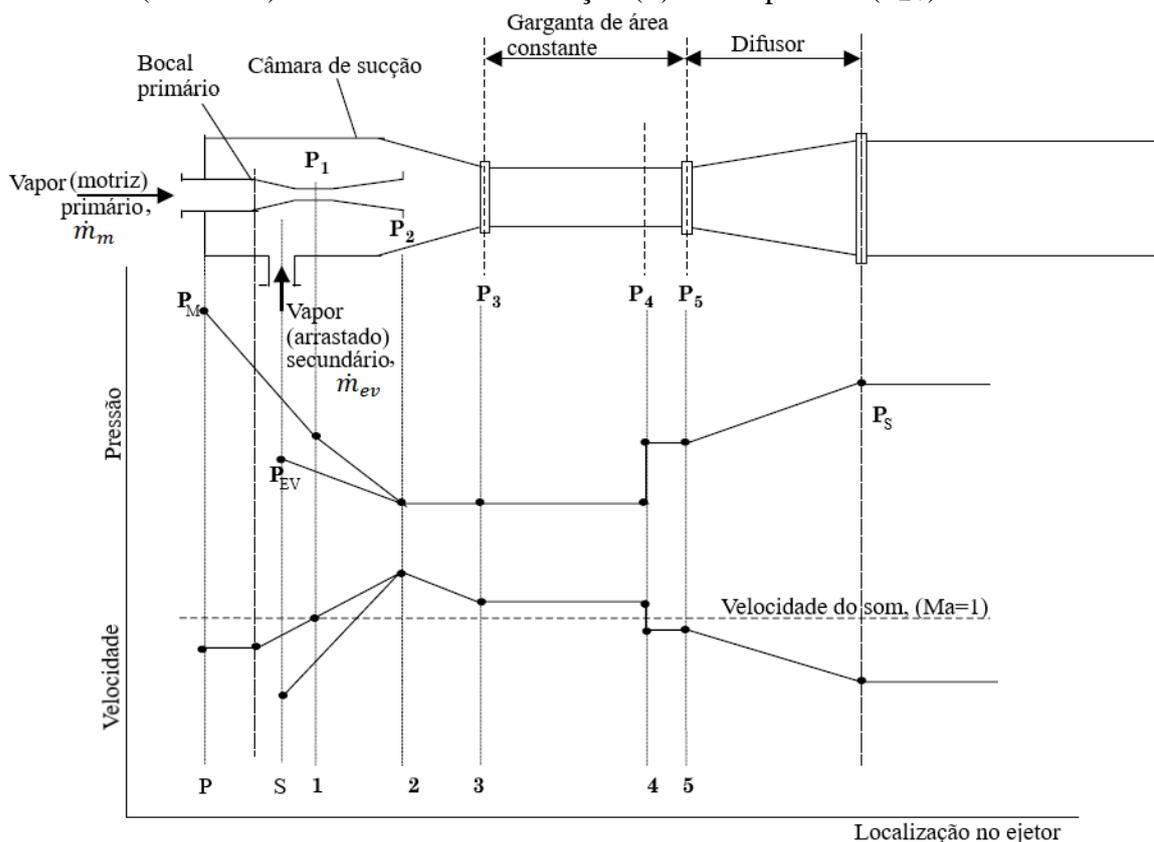


Figura 3.12: Esquema de um ejetor com a indicação da evolução da pressão e velocidade dos vapores primários e secundários [36].

Na interface entre o vapor motriz e o vapor arrastado desenvolvem-se forças de fricção, que promovem a aceleração do vapor arrastado à velocidade do som [39]. O processo de mistura pode ocorrer entre a câmara de sucção e o convergente do difusor, ou apenas na zona de área constante [36]. A localização da mistura depende da geometria do ejetor e das condições de operação, mas idealmente deve dar-se algures entre a região de área constante ou no início do

divergente do difusor. O processo de mistura é mais complexo do que o representado na figura, pois existem um conjunto de ondas de choque que afetam o vapor motriz á medida que pressão no processo de mistura é nivelada [39]. Após o processo de mistura ocorre um choque final (4), onde a pressão aumenta subitamente e a velocidade baixa a um nível subsónico. O escoamento de vapor no divergente do difusor sofre um aumento adicional de pressão (P_s) acompanhado de nova redução de velocidade [39] e [36]. A posição deste choque final (4) é influenciada pela pressão na saída (P_s) [40]. O vapor de saída do ejetor, de caudal ($\dot{m}_m + \dot{m}_{ev}$) á pressão (P_s), vai para o primeiro evaporador do sistema MED onde condensa.

3.4.2 Parâmetros de funcionamento e desempenho de um ejetor

Para a descrição das condições de funcionamento de um ejetor, usualmente definem-se os parâmetros de funcionamento: razão de expansão (ER), e razão de compressão (CR) definidos pelas equações.

$$ER = \frac{P_m}{P_{ev}} \quad (3.1)$$

$$CR = \frac{P_s}{P_{ev}} \quad (3.2)$$

Relativamente ao desempenho do ejetor definem-se dois parâmetros: a razão de sucção (λ) (equação 3.3) e a pressão de saída crítica ($P_{s,crit}$). Este último, representa a pressão máxima de saída que o ejetor pode providenciar, o ejetor neste ponto funciona na capacidade máxima [41].

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ev}}{\dot{m}_m} \quad (3.3)$$

3.4.3 Modos de funcionamento de um ejetor

O ejetor pode funcionar em três modos diferentes de acordo com a pressão de saída (P_s), como representado na figura 3.13, os restantes parâmetros de funcionamento P_m e P_{ev} são fixos.

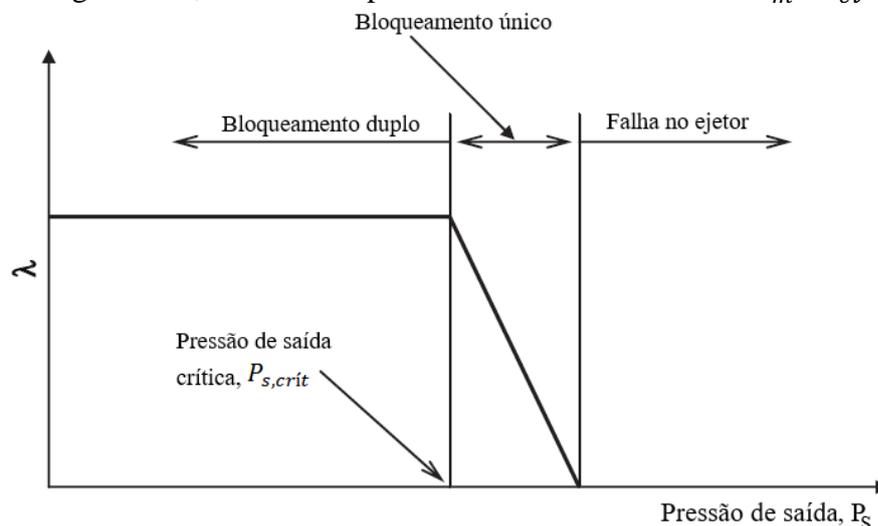


Figura 3.13: Modos de funcionamento de um ejetor em função da pressão de saída [39].

Na região de bloqueamento duplo a razão de sucção é independente da pressão de saída até um valor crítico ($P_{s,crit}$), este fenómeno é relacionado com o vapor secundário (arrastado) ao atingir a condição sónica ($Ma=1$) [39]. Para pressões um pouco superiores define-se a região de bloqueamento único onde o vapor secundário permanece subsónico e o seu caudal é fortemente dependente da pressão de saída, nesta circunstância o desempenho baixa significativamente. Se pressão de saída continuar a aumentar o ejetor falha com inversão no sentido do escoamento do vapor secundário [42].

3.4.4 Influência da pressão motriz e da pressão do vapor arrastado no desempenho

Na figura 3.14 observa-se o efeito no desempenho de um ejetor de vapor de geometria fixa sujeito a diferentes condições de funcionamento, pontos foram obtidos experimentalmente [40]. No gráfico (a) o desempenho do ejetor foi avaliado para diferentes valores de P_m , mantendo P_{ev} fixo, verifica-se que um aumento de P_m corresponde a um aumento de $P_{s,crit}$, acompanhado de uma redução de λ . No gráfico (b) verifica-se que um aumento da pressão do evaporador (P_{ev}) aumenta λ e $P_{s,crit}$, mantendo a pressão P_m constante.

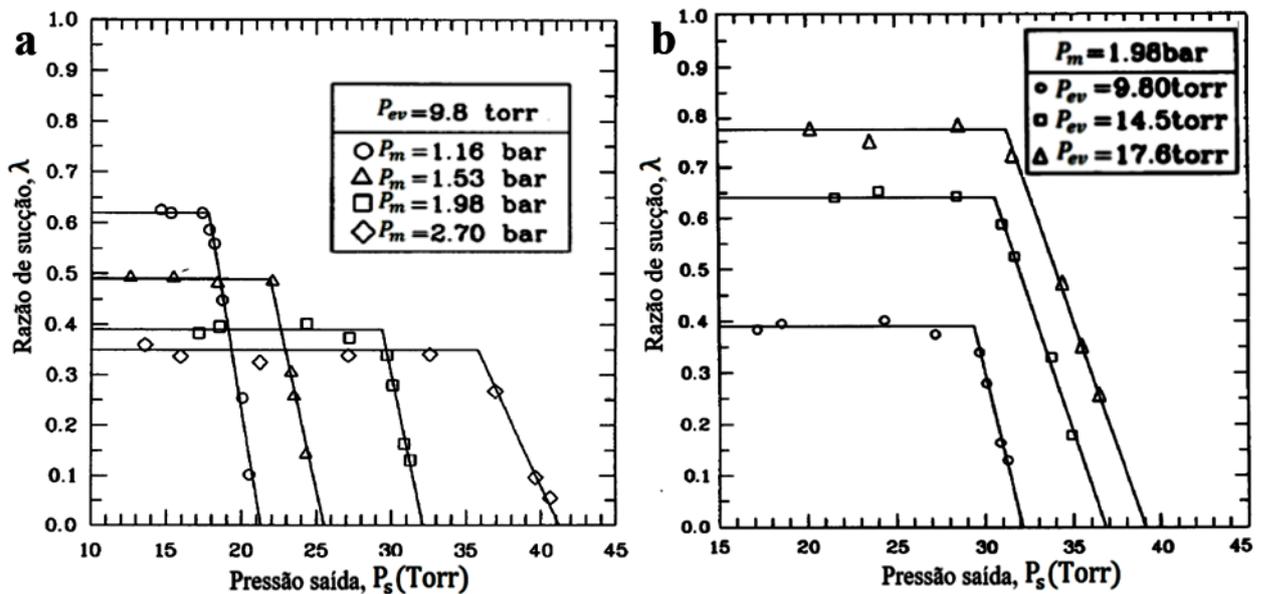


Figura 3.14: Efeito de condições de operação no desempenho de um ejetor: (a) a várias pressões motrizes, (b) a várias pressões do evaporador [40].

Com base no conceito de área efetiva, ver figura 3.15, que corresponde à área onde o vapor secundário atinge a condição sónica, e modelos CFD, estabelece-se uma explicação para as variações no funcionamento do ejetor observadas na figura 3.14 [38].

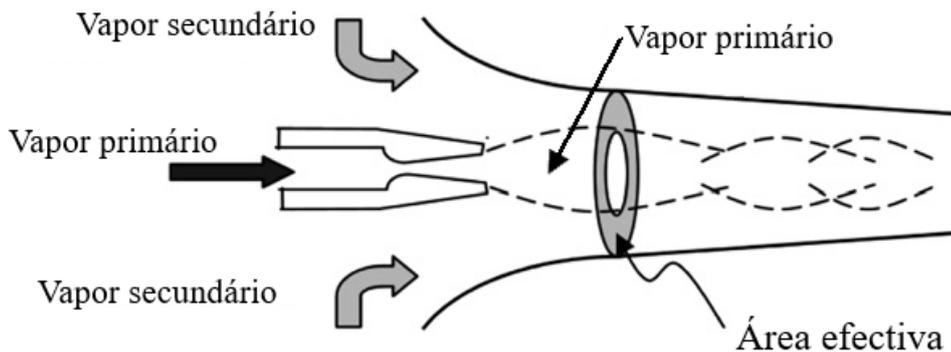


Figura 3.15: Representação da área efetiva entre o vapor primário e secundário num ejetor [38].

O espaço ocupado pelo vapor primário na saída do bocal primário forma uma espécie de barreira a qual o fluxo secundário tem de contornar. Em modelos CFD observa-se a redução da área efetiva com o aumento da pressão motriz (vapor primário), nesta situação a razão de sucção baixa. No caso do aumento da pressão do evaporador (vapor secundário) a razão de sucção aumenta pelo aumento da área efetiva. O aumento da área efetiva traduz-se no aumento do fluxo de vapor arrastado (\dot{m}_{ev}). Estas conclusões, que relacionam o aumento da área efetiva com o aumento da razão de sucção, apenas são válidas enquanto o ejetor funcionar na região de bloqueamento duplo (figura 3.13). Quando a pressão de saída sobe acima da pressão crítica

($P_s > P_{s,crít}$) observa-se num modelo CFD que a área efetiva aumenta, mas a razão de sucção não [38].

3.4.5 Influência da geometria do ejetor no desempenho

Os parâmetros geométricos de interesse são: razão de áreas (r_a) (definido na equação 3.4); posição de saída do bocal primário em relação ao convergente (NXP); comprimento da garganta de área constante (L_m). A localização destes parâmetros é representada na figura 3.16.

$$r_a = \frac{A_m}{A_n} = \frac{d_m^2}{d_n^2} \quad (3.4)$$

Onde:

- A_m : Área da garganta de área constante
- A_n : Área da garganta do bocal primário

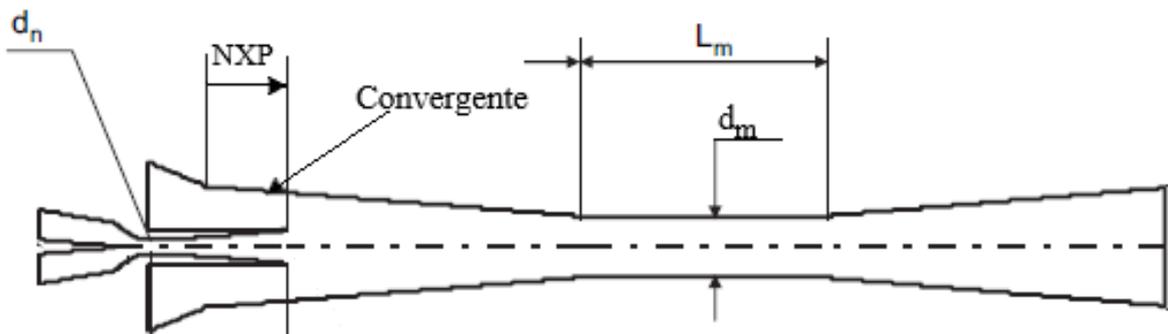


Figura 3.16: Localização dos parâmetros geométricos com influência no desempenho do ejetor [39].

3.4.5.1 Razão de áreas (r_a)

A razão de áreas (r_a) influencia a pressão crítica de saída e a razão de sucção, observando a figura 3.17 conclui-se que o aumento da razão de área leva ao aumento da razão de sucção acompanhado de uma redução da pressão de saída crítica. A razão de áreas é o fator geométrico de maior influência no desempenho do ejetor (λ) [43].

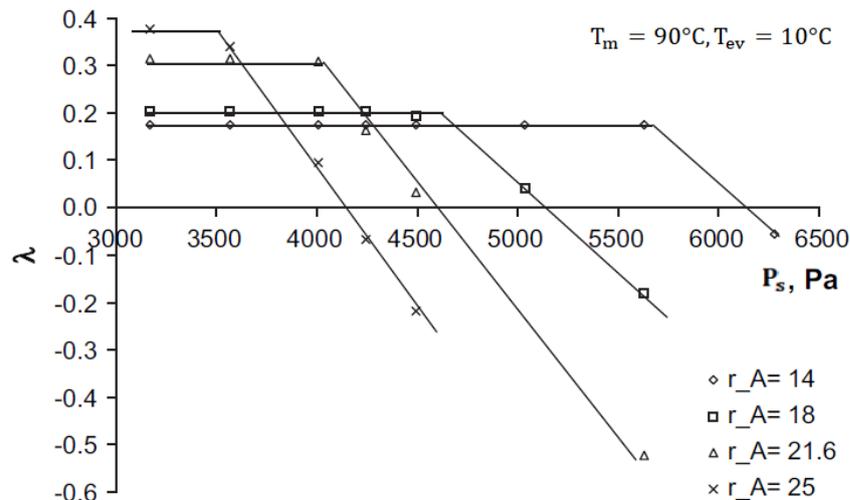


Figura 3.17: Modos de funcionamento para ejetores com diferentes valores de razão de áreas ($T_m = 90^\circ C, T_{ev} = 10^\circ C$) [39].

3.4.5.2 Posição de saída do bocal primário (NXP)

A posição de saída do bocal primário (NXP) influencia o desempenho do ejetor. A figura 3.18 resulta do estudo de um ejetor de vapor num modelo CFD, onde se identificou um valor ótimo

de NXP que conduz a uma razão de sucção máxima e pressão crítica de saída, com r_a temperatura do evaporador e motriz fixas [39].

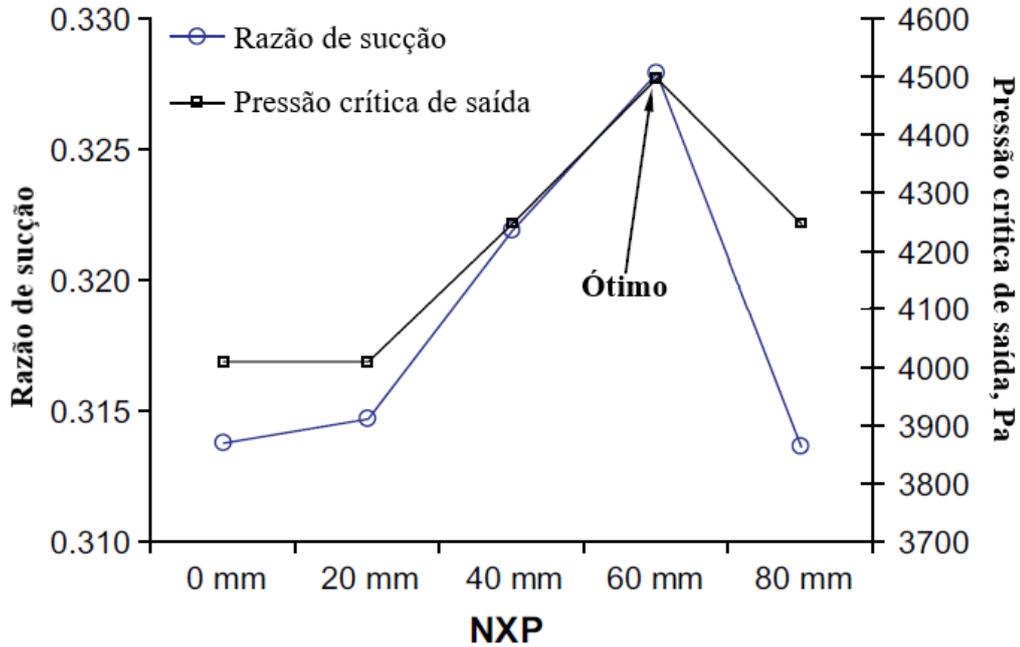


Figura 3.18: Influência de NXP no desempenho do ejetor [39].

3.4.5.3 Comprimento da secção constante (L_m)

A figura 3.19 resulta da variação do comprimento da secção de área constante, onde se verifica que o aumento de L_m aumenta a pressão de saída crítica e a razão de sucção mantém-se praticamente inalterada [38].

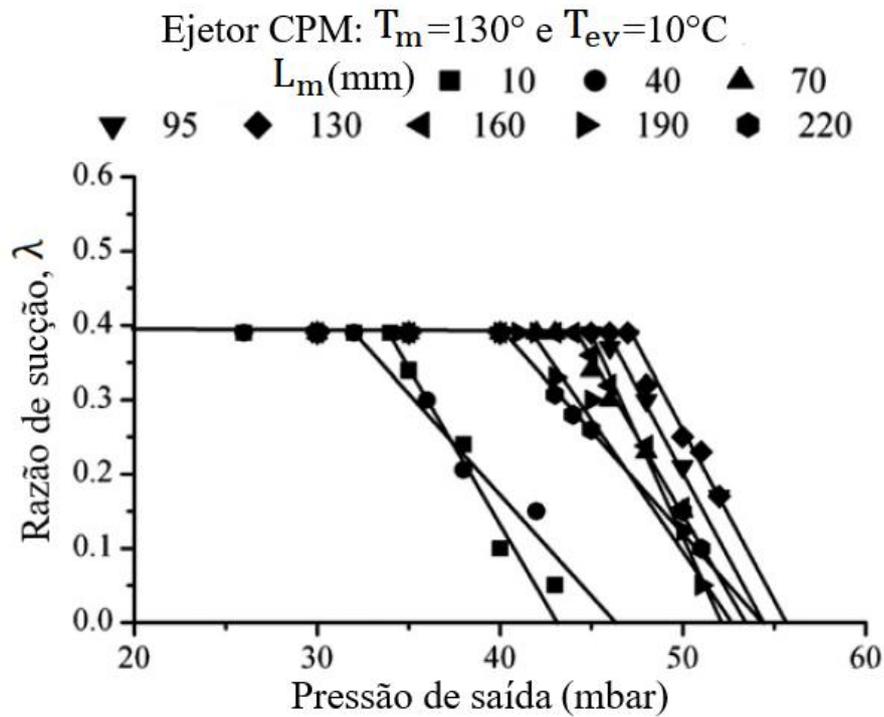


Figura 3.19: Influência do comprimento da garganta no desempenho do ejetor [38].

3.5 Separador de gotas

O separador de gotas é um dispositivo comum nas instalações de dessalinização térmicas: MSF e MED. A função do separador de gotas é de retirar as gotas de salmoura que se encontram suspensas no vapor formado. Na tecnologia MED o separador de gotas é colocado no interior do evaporador, ver a figura 3.2. Como tal, o vapor de água e a salmoura, na fase líquida, coexistem no mesmo volume; como resultado do movimento relativo surgem forças de origem viscosa e aerodinâmica que levam ao arrastamento de gotas no seio do vapor [44].

Existem vários tipos de separadores disponíveis no mercado. No caso de instalações MED e MSF são referidos dois tipos: separadores por malha, e separadores por placas corrugadas (ver figura 3.20) [45].

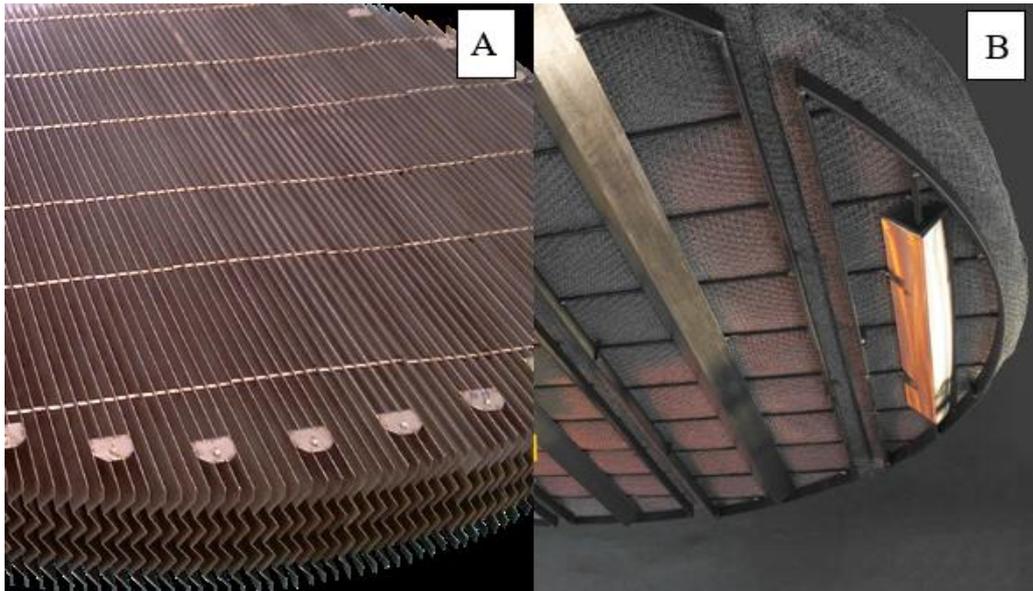


Figura 3.20: Ilustração de separadores de gotas usados em sistemas MED: separador por placas corrugadas (A) e separador por malha (B) [45].

Os separadores por placas corrugadas são formados por diversas placas colocadas em grande proximidade entre si, os canais entre as placas obrigam o vapor e as gotículas a efetuarem uma trajetória sinuosa. Estes separadores não são normalmente adequados para remover gotículas de tamanho inferior a 20 μm , mas em relação aos separadores de malha têm a vantagem de serem estruturalmente mais rígidos e provocarem menor perda de carga [46].

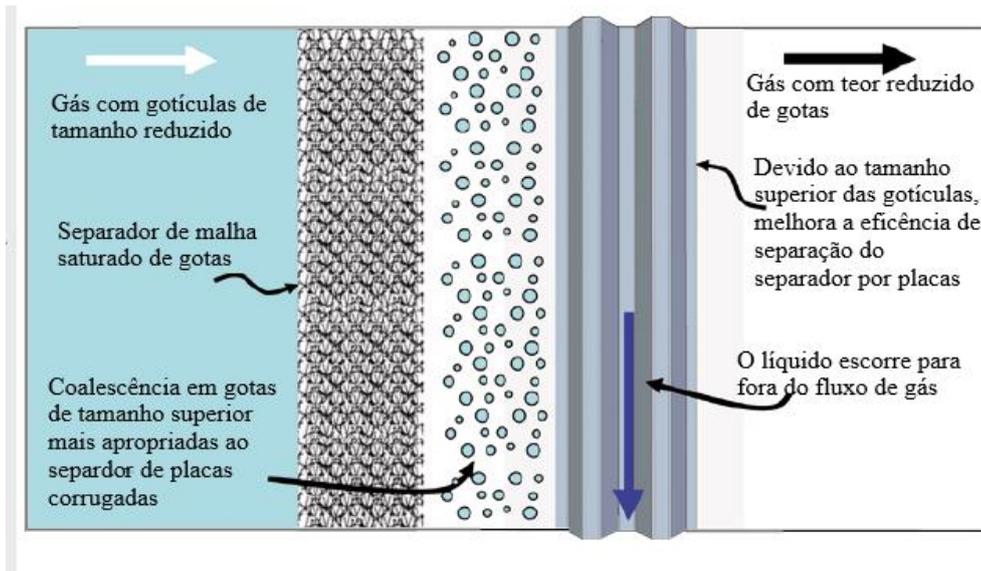


Figura 3.21: Separador de gotas formado por um separador por malha e um separador de placas corrugados em série [45].

Os separadores de malha e de placas podem ser usados em conjunto por forma a aumentar o desempenho [45, 46], como a figura 3.21 ilustra. Nesta figura, o separador de malha é posicionado a montante do escoamento funcionando fora das condições normais, uma vez que as gotículas são novamente arrastadas, com o objetivo de aumentar o tamanho das gotículas. O separador de placas corrugadas colocado a jusante, por razão do maior tamanho das gotículas, torna-se apto a retê-las [45].

Os mecanismos de separação por malha e placa são representados esquematicamente na figura 3.22.

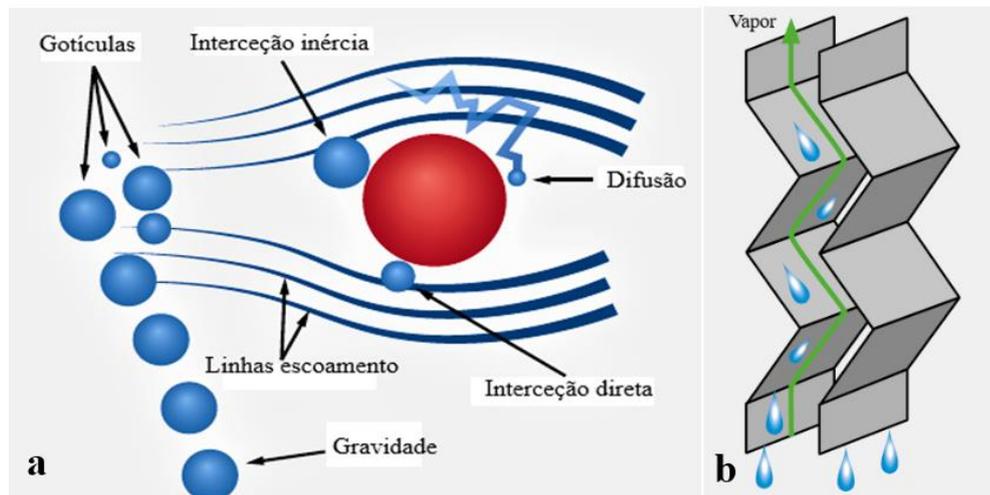


Figura 3.22: Mecanismos de separação: (a) por malha, (b) placas corrugadas [45].

Os mecanismos fundamentais de retenção de gotículas observados nos separadores por malha são [47] e [45]:

- Deposição por difusão como resultado do designado *Brownian Motion* – movimento aleatório de partículas de tamanho bastante reduzido (inferior a $1 \mu\text{m}$). A retenção das gotículas é eficaz apenas para velocidades reduzidas do gás;

- Intercepção direta, resultado da captura de uma gotícula de dimensão reduzida durante a trajetória de contorno de um fio de uma malha. Esta separa-se do escoamento, o que torna provável o contacto e conseqüente deposição no alvo;
- Intercepção de inércia, aplicado a gotículas de dimensão comparável ao fio com o qual chocam;
- Separação por gravidade, resulta da deposição de gotículas de tamanho grande em movimento lento. Este mecanismo não é considerado em aplicações comerciais, pois as velocidades do vapor são normalmente elevadas.

As gotículas capturadas na malha coalescem entre si, até que se separam por ação da gravidade. Em instalações de escoamento horizontal as gotas são drenadas na direção perpendicular ao escoamento do gás [44].

No caso dos separadores de placas o vapor é obrigado a mudar de direção rapidamente. As gotículas arrastadas no vapor devido à sua maior inércia resistem às mudanças de direção (primeira lei de Newton). Como resultado, algumas gotículas chocam com a superfície das placas. A força de adesão retém as gotas na superfície, o aumento do número de gotas leva estas a coalescerem, que eventualmente por ação da gravidade escorrem [46]. O principal mecanismo de retenção é a interseção de inércia [48].

A eficiência de captura de gotículas pelo separador de gotas (η), em percentagem, é dada pela equação 3.5 [44]:

$$\eta_{sp} = \frac{M_{ent} - M_{saída}}{M_{ent}} \cdot 100 \quad (3.5)$$

Onde:

M_{ent} - massa de gotas arrastadas a montante do separador;

$M_{saída}$ - massa de gotas arrastadas a jusante do separador de gotas.

A figura 3.23 apresenta a influência da velocidade e do tamanho das gotículas na eficiência de retenção.

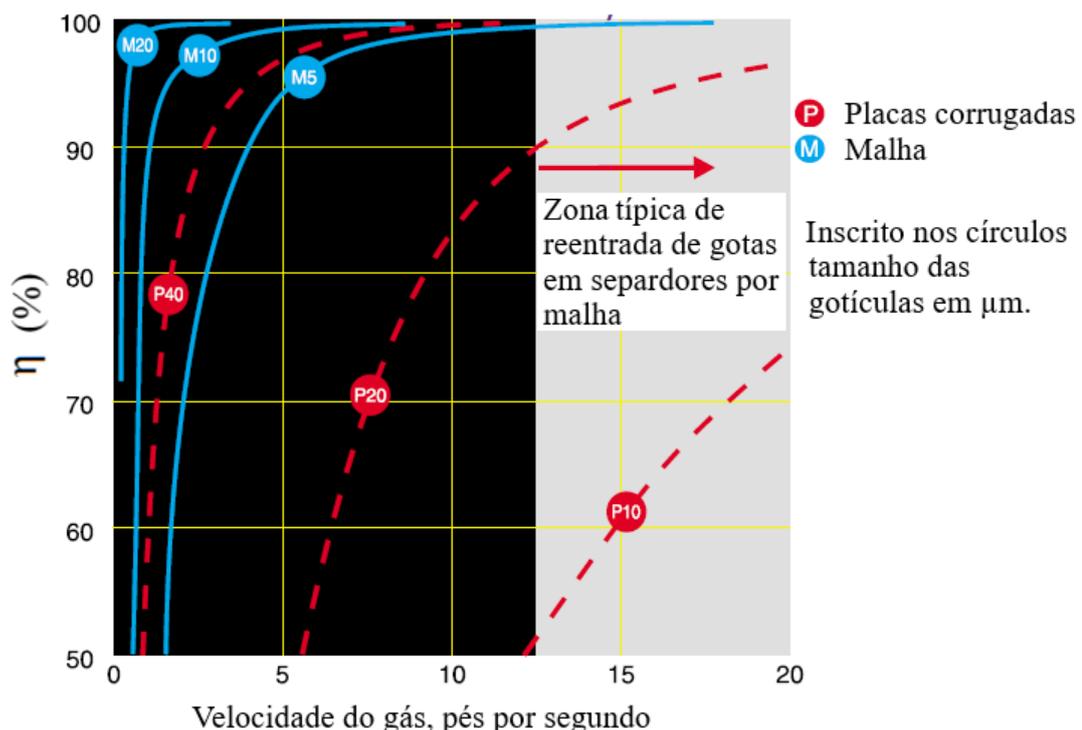


Figura 3.23: Efeito da velocidade do gás na eficiência teórica de captura de gotículas, em separadores de placas corrugadas e separadores de malha, para diferentes tamanhos de gotículas [48].

Os separadores de placas corrugadas, quando comparados com os separadores de malhas, podem operar a velocidades de gás mais elevadas. Em ambos os casos velocidades mais altas permitem aumentar a eficiência de retenção de gotículas, no entanto, no caso dos separadores de malha, se a velocidade do gás exceder uma dada velocidade as forças de adesão aos fios que retêm as gotículas podem não ser suficientes e levar ao novo arrastamento das gotículas para o gás. A baixas velocidades a eficiência retenção de gotas é bastante sensível, este fenómeno de define o limite inferior de velocidade do gás [48].

4 Desenvolvimento do modelo matemático

4.1 O sistema e a envolvente

O sistema de dessalinização tem por base o aproveitamento de energia solar térmica. Um conjunto de coletores solares do tipo CPC (Compound Parabolic Collector) acoplado a um gerador de vapor formam um subsistema que fornece energia térmica para a unidade MED-TVC. Na figura 4.1 assinalam-se os fluxos de energia e de massa do sistema como um todo. A radiação solar (\dot{R}_{solar}) é em parte convertida em potência calorífica útil ($\dot{Q}_{útil}$) a restante energia (\dot{Q}_{perdas}) resulta do rendimento dos coletores solares e da eficiência no processo de transferência de calor para a unidade de dessalinização. Os fluxos mássicos: da água salgada de entrada, da água produzida, da água de arrefecimento e da salmoura, implicam a existência de fornecimento de energia para as bombas de circulação (\dot{W}_{bombas}).

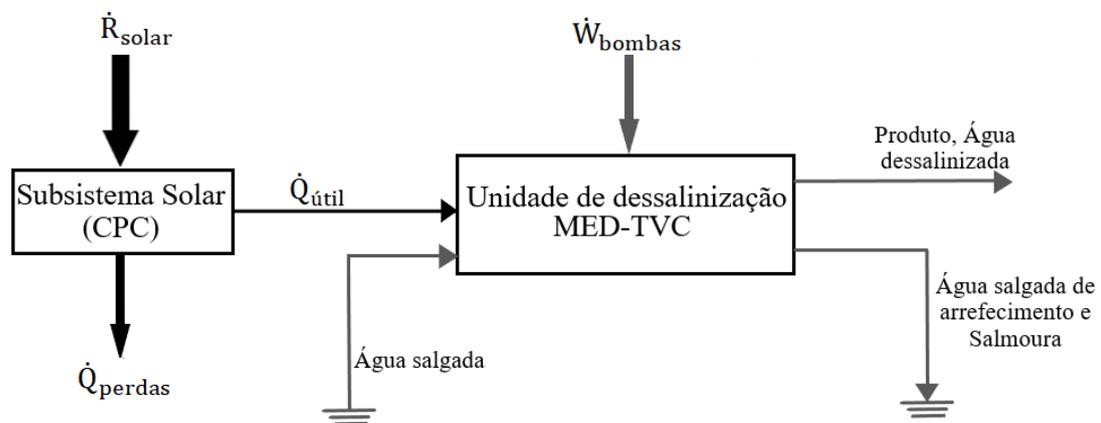


Figura 4.1: Esquema global – unidade de dessalinização MED-TVC, e subsistema solar térmico.

O subsistema solar tem um papel simplificado no modelo: os componentes do circuito hidráulico não são considerados, assim como as propriedades do termofluido que circula nos coletores solares. Os coletores solares térmicos são definidos quanto à área coletora e quanto ao seu rendimento. Entre o subsistema solar para produção de vapor e o sistema MED-TVC não existe mediação dos fluxos de energia por um reservatório ou um sistema de apoio térmico, ou seja, a radiação solar sobre os coletores traduz-se diretamente numa potência térmica útil com a qual é produzida uma conseqüente quantidade de água dessalinizada.

O modelo do sistema de dessalinização permite testar desde apenas um único efeito (TVC secção 3.1) até um qualquer número de efeitos de alimentação em paralelo (MED-TVC secção 3.2). No entanto, existem limitações práticas como temperatura máxima no sistema (para evitar as incrustações), a diferença de temperatura entre efeitos e a temperatura da água salgada de entrada. Mediante o ponto de vista do objetivo deste trabalho, no qual se pretende um sistema compacto, o estudo centra-se nos sistemas com um a três efeitos.

O sistema de dessalinização desenvolvido surge no seguimento de um sistema anterior, ver referênciã [10], que foi modificado nalguns pontos. O sistema não apresenta *flash boxes*, tal como o sistema desenvolvido anteriormente, diferencia-se deste pela diferente utilização da salmoura. No sistema anterior a salmoura de cada efeito é introduzida no efeito seguinte. No presente sistema a salmoura é recolhida dos evaporadores e misturada entre si; subsequentemente esta mistura é usada num permutador adicional, para aquecimento sensível da água de alimentação dos efeitos. O componente designado na figura 4.2 por “caixa de

mistura” é onde a salmoura recolhida é misturada e o “pré-aquecedor” é o permutador referido para a troca de energia entre a salmoura e a água de alimentação.

A intenção desta alteração é simplificar o evaporador com a supressão de uma entrada. Adicionalmente, como resultado da análise do desempenho de ambos os sistemas face a variações das condições de funcionamento, procurou-se garantir que este novo sistema não compromettesse o desempenho e até o pudesse melhorar.

Em relação ao modelo anterior foi modificada a relação entre as temperaturas de saturação (do lado quente e do lado frio) no primeiro efeito, no sentido de existir pelo menos uma diferença de 2°C entre estas, e, também, que qualquer que seja a condição de funcionamento, a evolução de temperaturas do lado quente e do lado frio no primeiro efeito não viole o sentido de transferência de calor. Em relação com isto, foi concebido um parâmetro de controlo designado por razão de compressão mínima do ejetor (CR_{min}) definido na secção 4.2.6. Estas correções também foram introduzidas no modelo anterior, para que a comparação (efetuada em 5.7) entre os dois modelos seja possível.

O sistema hidráulico no sistema MED-TVC é bastante simplificado, apenas inclui válvulas de expansão, bombas e permutadores. O cálculo da potência das bombas apenas considera a compressão do escoamento. As válvulas de expansão (consideradas isentálpicas), tanto as que expandem a água salgada de alimentação como as que expandem a salmoura são avaliadas na variação de temperatura entre a entrada e saída.

4.2 Desenvolvimento do modelo matemático

4.2.1 Pressupostos

O modelo é construído mediante um conjunto de pressupostos, que transitam do trabalho anterior:

- O sistema está sob a condição de regime permanente;
- Os componentes do sistema são adiabáticos;
- O destilado produzido tem concentração nula de sais dissolvidos;
- Os caudais de água salgada de entrada nos efeitos são iguais;
- As perdas de carga locais e em linha não são consideradas;
- A diferença de temperatura é igual entre efeitos;
- Os gases não condensáveis não são incluídos no modelo;
- O calor específico do vapor de água nas diferentes zonas que compõe o ejetor de vapor é constante e de valor igual ao calor específico determinado para as propriedades do fluxo motriz à entrada do ejetor.

4.2.2 Representação do modelo e definição de estados termodinâmicos relevantes

A disposição dos componentes é apresentada na figura 4.2. Os componentes seguem a estrutura do sistema MED-TVC apresentado na secção 3.2, com as exceções, agora evidentes, a ausência das *flash-boxes* e a inclusão de dois componentes novos designados na figura por: caixa de mistura e pré-aquecedor.

As válvulas designadas na figura por VE-B(i) fazem a expansão da salmoura do efeito i até à pressão do último efeito; e a bomba da salmoura (Bomba br) é colocada entre a caixa de mistura e o pré-aquecedor.

A acompanhar a representação esquemática do modelo estão assinalados um conjunto de letras inscritas em retângulos, apelidadas de “Símbolos” na tabela 4.1, que se referem aos pontos mais importantes do circuito e o seu estado termodinâmico é descrito qualitativamente na tabela.

Um conjunto de equações baseadas em de balanços de massa e energia foram aplicados a cada componente do sistema. Alguns componentes estão sujeitos a equações de base empírica, como, a perda de carga no separador de gotas e nas estimativas de transferência de calor.

Tabela 4.1: Descrição do estado termodinâmico de pontos assinalados na figura 4.2.

Símbolo	Descrição	Estado
SW	Água salgada à entrada da instalação (ou condensador)	Líquido subarrefecido
F₁	Água salgada à saída do condensador	Líquido subarrefecido
Br	Salmoura na saída da Bomba Br	Líquido subarrefecido
F	Água salgada de alimentação na saída do pré-aquecedor	Líquido subarrefecido
EV	Vapor arrastado/secundário à entrada do ejetor	Vapor sobreaquecido
M	Vapor motriz/primário à entrada do ejetor	Vapor sobreaquecido
S	Vapor à saída do ejetor	Vapor sobreaquecido
S'	Fluido quente à saída do evaporador 1	Líquido subarrefecido

O estado do vapor motriz à saída do gerador de vapor (M) é de vapor sobreaquecido, com o grau de sobreaquecimento de 10°C. O vapor vindo do ejetor sai do evaporador 1 (S') no estado subarrefecido na condição da razão de compressão do ejetor (CR) ser maior que a razão de compressão mínima (CR_{min}) definida na secção 4.2.6; o número de graus de subarrefecimento vai depender de quão maior for essa desigualdade. Na situação limite de CR igual a CR_{min} o fluxo vindo do ejetor sai do evaporador 1 no estado de líquido saturado.

A água salgada de entrada (SW) entra no sistema à pressão atmosférica, considerada igual a 101 kPa.

A salmoura sai do sistema a uma pressão definida como sendo 10% superior à pressão atmosférica (P_{de}).

O caudal arrastado pelo ejetor no efeito n (\dot{m}_{ev}) é incorporado no caudal de vapor motriz (\dot{m}_m) no ejetor, o qual na sua saída possui o caudal (\dot{m}_s), dado pela equação:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_m + \dot{m}_{ev} \quad (4.1)$$

Uma quantidade de água com o caudal mássico de igual valor a \dot{m}_{ev} sai do sistema, como água produzida, após o caudal do ejetor (\dot{m}_s) atravessar o primeiro efeito. Desta forma, a quantidade de água dessalinizada produzida pelo sistema (\dot{m}_d) é dada pela soma dos caudais mássicos de vapor formados em cada um dos efeitos (\dot{d}_i):

$$\dot{m}_d = \sum_{i=1}^n \dot{d}_i \quad (4.2)$$

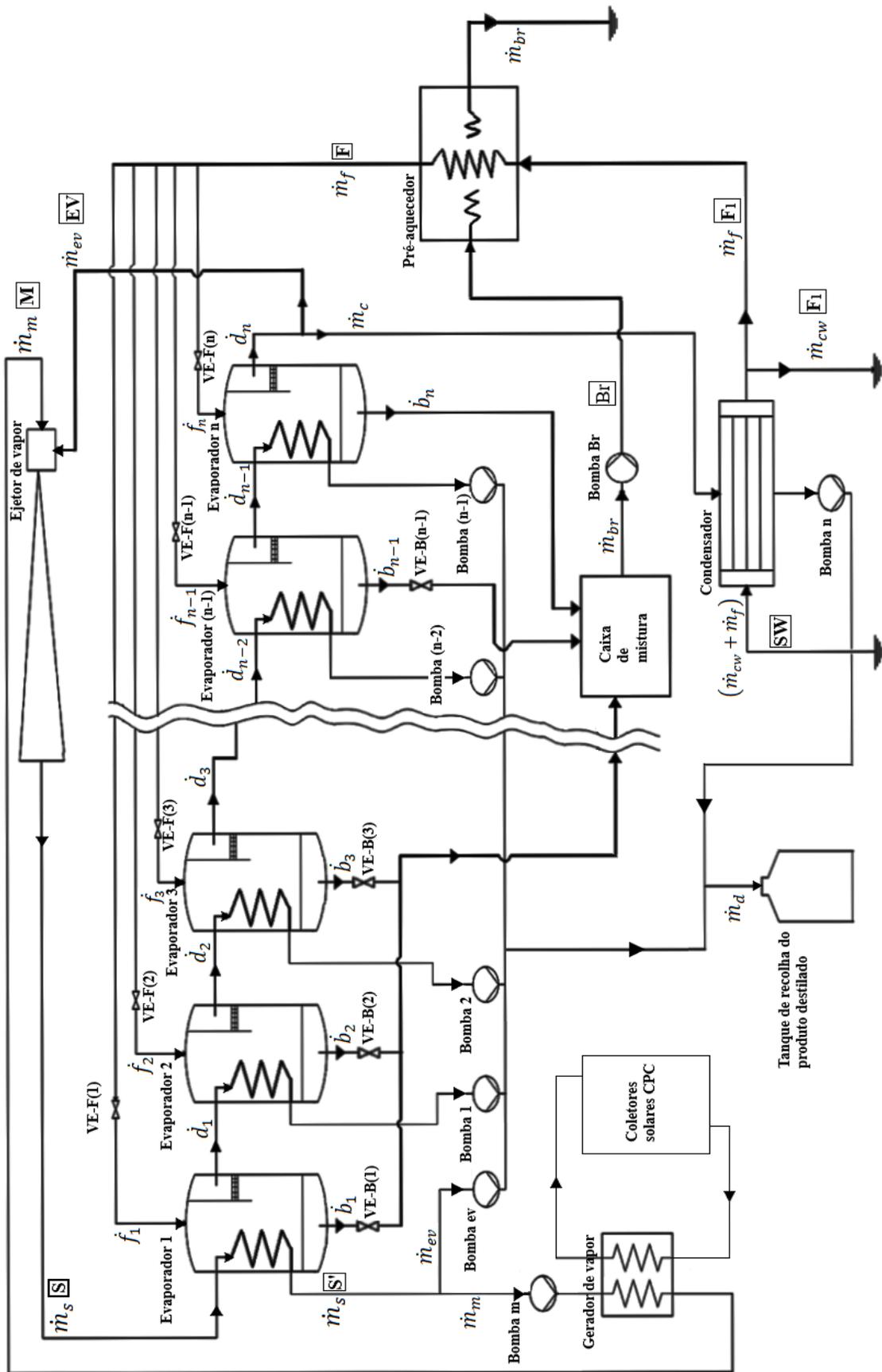


Figura 4.2: Representação esquemática do modelo MED-TVC desenvolvido, com a identificação dos componentes, fluxos mássicos, e pontos relevantes de propriedades de estado.

4.2.3 Subsistema solar térmico e gerador de vapor

4.2.3.1 Coletores solares térmicos

O sistema solar é composto por um conjunto de coletores solares térmicos, do tipo *Compound Parabolic Collector* (CPC) com tubos de vácuo como recetor da radiação, a figura 4.3 ilustra um coletor deste tipo.

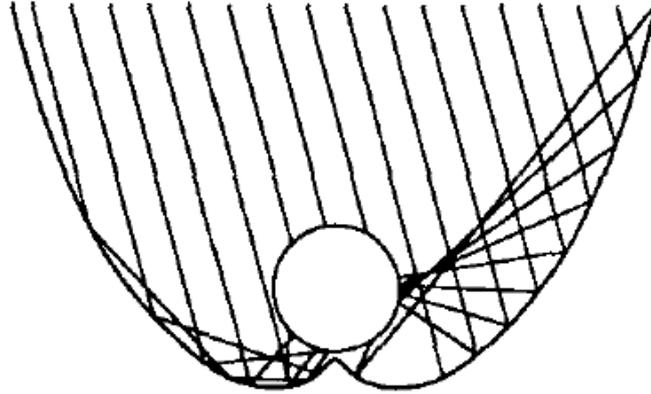


Figura 4.3: Ilustração do perfil de um coletor CPC, as linhas representam as reflexões dos raios solares [49].

A potência térmica útil proveniente do subsistema solar ($\dot{Q}_{\text{útil}}$) considerado na secção 4.1 é definida como:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \eta_{\text{sol}} \cdot \dot{G} \cdot A_{\text{sol}} \quad (4.3)$$

Onde:

η_{sol} – Rendimento do coletor solar térmico

\dot{G} – Irradiação solar hemisférica global

A_{sol} – Área de coletores

O rendimento solar (η_{sol}) da equação 4.3 é dada pela expressão [50]:

$$\eta_{\text{solar}} = \eta_0 \cdot K_{\theta} - \frac{a_1 \cdot (T_{TF} - T_a)}{\dot{G}} - \frac{a_2 \cdot (T_{TF} - T_a)^2}{\dot{G}} \quad (4.4)$$

Onde:

η_0 – Rendimento do coletor com perdas nulas, $(T_{TF} - T_a) = 0$

a_1 – Coeficiente de perda térmica linear

a_2 – Coeficiente de perda térmica de dependência da temperatura, segunda ordem

K_{θ} – Modificador do ângulo de incidência

T_{TF} – Temperatura do termofluido à saída do coletor

T_a – Temperatura do ar

Os valores fornecidos para os parâmetros de eficiência envolvidos no cálculo de η_{solar} são dados na tabela 4.2:

Tabela 4.2: Parâmetros de eficiência dos coletores solares.

Parâmetro	Valor	Unidade
η_0	0,623	–
a_1	0,59	W/(m ² K)
a_2	0,004	W/(m ² K ²)

O modificador do ângulo de incidência neste tipo de coletores é definido em duas direções ortogonais, uma na direção longitudinal K_{θ_L} , e outra na direção transversal K_{θ_T} , que podem ser usados para estimar o modificador do ângulo de incidência complexo (K_{θ}) [50]:

$$K_{\theta} = K_{\theta_L} \cdot K_{\theta_T} \quad (4.5)$$

Os valores dos modificadores do ângulo de incidência em função do ângulo de incidência para os coletores utilizados são representados na figura 4.4 em função do ângulo de incidência. Os pontos representam medições experimentais e as curvas foram obtidas por software.

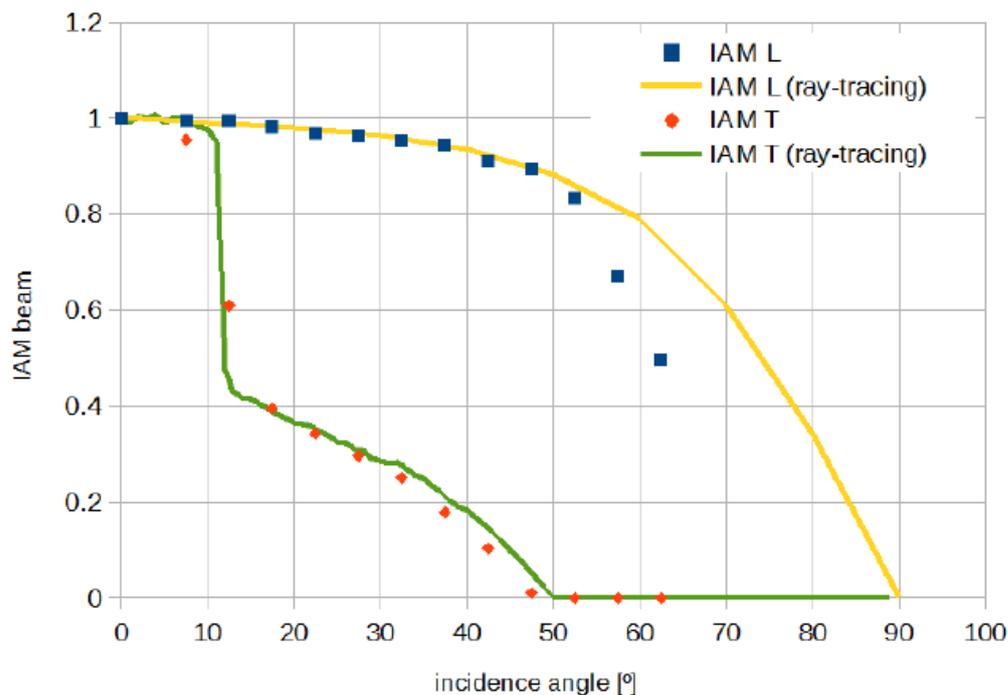


Figura 4.4: Curva dos modificadores do ângulo onde: IAM - modificador de ângulo de incidência, L - longitudinal, e T - transversal.

Uma vez que o modelo não permite uma abordagem dinâmica da radiação solar, optou-se pela simplificação de impor um modificador de ângulo constante: $K_{\theta} = 1$; o que só é válido para ângulos de incidência pequenos ($< 10^{\circ}$).

No modelo considera-se que na transferência de calor no gerador de vapor, ver figura 4.2, a temperatura do vapor motriz na saída do gerador de vapor é inferior em 10°C em relação à temperatura do termofluido à saída do coletor (T_{TF}).

4.2.3.2 Gerador de vapor

A entalpia do fluxo motriz à saída da bomba ($h_{m, sb}$) recorrendo ao balanço energético na bomba motriz, é dada pela equação:

$$h_{m, sb} = h_{m, eb} + \frac{\dot{W}_{B, m}}{\dot{m}_m} \quad (4.6)$$

A potência transferida pelo gerador de vapor (\dot{Q}_g) para o fluxo motriz é calculada por:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_m (h_m - h_{m, sb}) \quad (4.7)$$

Na equação 4.7 \dot{Q}_g é considerado igual a $\dot{Q}_{\text{útil}}$ dado na equação 4.3. O vapor de saída do gerador de vapor que segue para o ejetor encontra-se sobreaquecido em 10°C, por forma a evitar a formação de gotas no seio do vapor que prejudiquem o funcionamento do ejetor.

4.2.4 Definição das temperaturas dos evaporadores

O modelo é composto por um número n de efeitos ou evaporadores (ver figura 4.2), identificados por i , onde $i \in [1, n]$. A temperatura de um evaporador i (T_i) é dada pela sucessão, equação 4.8, o termo constante (ΔT) é a diferença de temperatura entre evaporadores. A temperatura do primeiro efeito (T_1) e o termo (ΔT) são entradas do sistema:

$$T_{i+1} = T_i - \Delta T \quad (4.8)$$

A temperatura de ebulição é afetada pela concentração de sais dissolvidos da água salgada (X). A medida desse efeito é dada por um parâmetro empírico designado *Boiling point elevation* (BPE). A relação entre a temperatura do vapor ($T_{v(i)}$) e a temperatura do efeito (T_i) é dado pela equação:

$$T_i = T_{v(i)} + BPE_i \quad (4.9)$$

Onde, BPE é dado pela equação 4.10, correlação usada em [51]:

$$BPE = A \cdot X + B \cdot X \quad (4.10)$$

$$A = -4.584 \times 10^{-4} \times T^2 + 2.823 \times 10^{-1} \times T + 17.95 \quad (4.11)$$

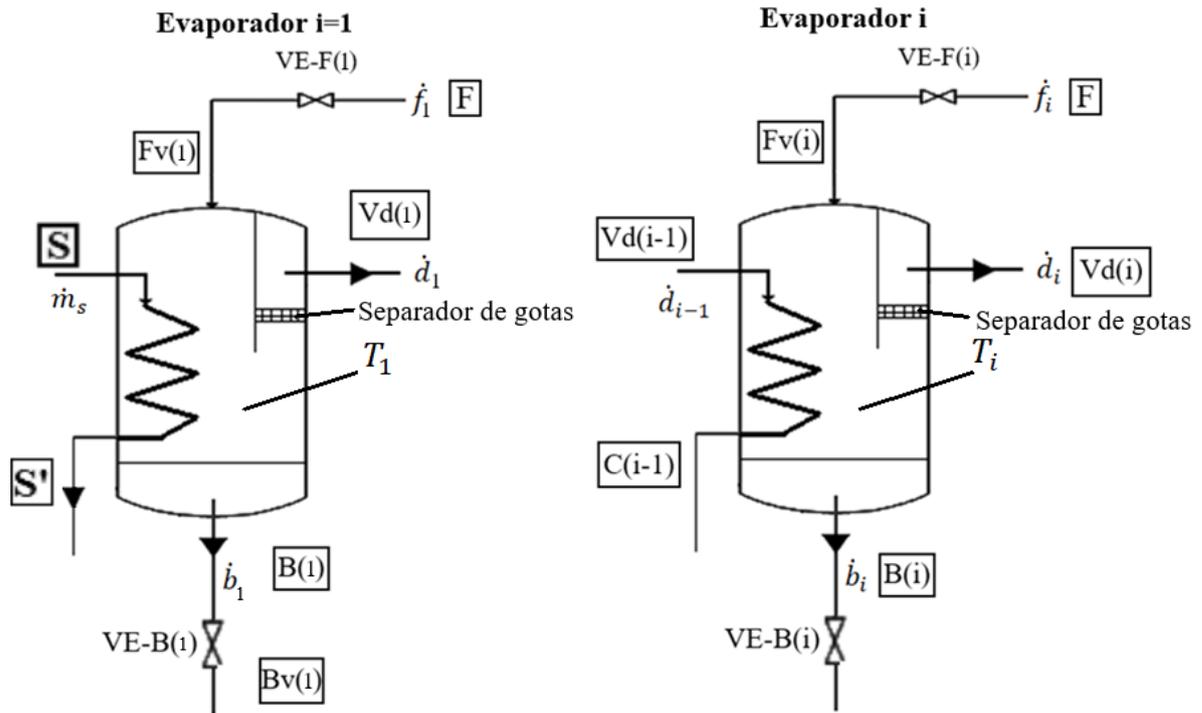
$$B = 1.536 \times 10^{-4} \times T^2 + 5,267 \times 10^{-2} \times T + 6.56 \quad (4.12)$$

A correlação é válida para os intervalos:

- $0 \leq T \leq 200^\circ\text{C}$
- $0 \leq X \leq 0,12 \text{ kg/kg}$

4.2.5 Balanço energético e mássico nos evaporadores

O balanço térmico e mássico em qualquer um dos evaporadores é idêntico, à exceção do primeiro ($i=1$). Na figura 4.5 são apresentados os fluxos mássicos no evaporador 1 e num evaporador i , os pontos relevantes de definição de estados termodinâmicos, assim como, as válvulas de expansão da água de alimentação dos efeitos (VE-F(i)), e as válvulas de expansão da salmoura (VE-B(i)).


 Figura 4.5: Esquema dos evaporadores 1 e i , com os fluxos mássicos e pontos relevantes.

O fluxo de água salgada (f_i) expande na válvula VE-F(i) para a pressão reinante no interior do evaporador i . No evaporador i a água presente no fluxo de entrada (f_i) evapora na quantidade d_i , este vapor passa pelo separador de gotas antes de sair do evaporador, sendo encaminhado para o efeito seguinte. O fluxo remanescente de f_i , a salmoura, na quantidade b_i sai do evaporador e expande na válvula VE-B(i), para a pressão do último efeito ($P_{v(n)}$).

No efeito $i=1$ o lado quente na transferência de calor corresponde ao caudal mássico m_s do ejetor, ao passo que nos efeitos seguintes é o vapor do evaporador imediatamente anterior a desempenhar esse papel.

A descrição dos pontos assinalados na figura 4.5 e caracterização do respetivos estados termodinâmicos são descritos na tabela 4.3.

Tabela 4.3: Descrição do estado termodinâmico de pontos assinalados na figura 4.5.

Símbolo	Descrição	Estado
S	Vapor à saída do ejetor	Vapor sobreaquecido
S'	Fluido quente à saída do evaporador 1	Líquido subarrefecido
F	Água salgada de alimentação na saída do pré-aquecedor	Líquido subarrefecido
Fv(i)	Água salgada após a expansão na válvula VE-F(i)	Líquido subarrefecido
Vd(i)	Vapor destilado no evaporador i	Vapor sobreaquecido
B(i)	Salmoura à saída do evaporador i	Líquido subarrefecido
Bv(i)	Salmoura à saída da válvula de expansão VE-B(i)	Líquido subarrefecido
Vd(i-1)	Vapor destilado no evaporador (i-1)	Vapor sobreaquecido
C(i-1)	Estado do fluido quente à saída do evaporador i	Líquido saturado

Num sistema com n evaporadores o fluxo mássico de água salgada (\dot{f}_i) para cada evaporador é igual, e dado por:

$$\dot{f}_i = \frac{\dot{m}_d}{n} \quad (4.13)$$

Os balanços de energia nos efeitos são apresentados na forma dada pela equação:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{l(i)} + \dot{Q}_{s(i)} \quad (4.14)$$

Onde \dot{Q}_i representa a potência térmica de entrada no efeito i , e no segundo membro da equação 4.14 a primeira parcela corresponde à mudança de fase na formação do vapor ($\dot{Q}_{l(i)}$) e a segunda parcela refere-se à evolução sensível da água salgada de alimentação do efeito ($\dot{Q}_{s(i)}$).

4.2.5.1 Evaporador $i=1$

O Balanço de energia no evaporador 1 ($i=1$) é dado por:

$$\dot{m}_s \cdot (h_s - h_{s,ev}) = \dot{d}_1 \cdot \Delta h_{vap_1} + \dot{f}_1 \cdot \bar{c}_{pf(1)} (T_1 - T_{fv(1)}) \quad (4.15)$$

A potência calorífica fornecida pelo vapor vindo do ejetor ao efeito 1 ($\dot{Q}_{e(1)}$):

$$\dot{Q}_{e(1)} = \dot{m}_s \cdot (h_s - h_{s,ev}) \quad (4.16)$$

O balanço no evaporador 1 dos fluxos mássicos e de sal são dados pelas equações 4.17 e 4.18 respetivamente:

$$\dot{f}_1 = \dot{d}_1 - \dot{b}_1 \quad (4.17)$$

$$X_{b_1} \cdot \dot{b}_1 = \dot{f}_1 \cdot X_{f_1} \quad (4.18)$$

4.2.5.2 Evaporador i , $i \in [2, n]$

O balanço de energia de um evaporador i , onde $i \in [2, n]$, é dado por:

$$\dot{d}_{i-1} \cdot \Delta h_{vap_{i-1}} = \dot{d}_i \cdot \Delta h_{vap_i} + \dot{f}_i \cdot \bar{c}_{pf(i)} (T_i - T_{fv(i)}) \quad (4.19)$$

A potência calorífica fornecida pelo vapor do efeito anterior ao efeito i ($\dot{Q}_{e(i)}$), vem dado por:

$$\dot{Q}_{e(i)} = \dot{d}_{i-1} \cdot \Delta h_{vap_{i-1}} \quad (4.20)$$

O balanço no evaporador i dos fluxos mássicos e de sal são dados pelas equações 4.21 e 4.22 respetivamente:

$$\dot{f}_i = \dot{d}_i - \dot{b}_i \quad (4.21)$$

$$X_{b(i)} \cdot \dot{b}_i = \dot{f}_i \cdot X_{fv(i)} \quad (4.22)$$

4.2.5.3 Separador de gotas

A pressão do vapor formado no interior do evaporador é igual a $P_{v(i)}$, a passagem pelo separador de gotas acarreta uma redução de pressão (ΔP_{sg}), pelo que, a pressão de saída na saída do evaporador ($P_{c(i)}$) é dada pela equação:

$$P_{c(i)} = P_{v(i)} - \Delta P_{sg} \quad (4.23)$$

A queda de pressão no separador de gotas (ΔP_{sp}) é dada pela equação 4.24, expressão desenvolvida por Dessouky para separadores de malha é retirada de [44] e [47].

$$\Delta P_{sg} = 0.0953 \cdot \rho_{sp} \cdot V_{sp}^{0.7197} \cdot L_{sp}^{1.388} \quad (4.24)$$

Onde:

ρ_{sp} - Densidade do separador de gotas

V_{sp} - Velocidade do vapor

L_{sp} - Espessura do separador de gotas

A passagem do vapor pelo separador de gotas é considerada adiabática pelo que o balanço de energia é dado por:

$$h_{c(i)} = h_{v(i)} \quad (4.25)$$

4.2.6 Ejetor

Os processos no desenvolvimento do ejedor são baseados na teoria de ejedores de mistura a pressão constante [52], assumindo o comportamento de gases perfeitos, o fluxo no interior do ejedor é unidimensional, a energia cinética do fluído primário e secundário à entrada do ejedor é desprezável, assim como a energia cinética da mistura à saída do difusor. As irreversibilidades do ejedor são consideradas com recurso a coeficientes de eficiência. As equações relativas ao ejedor, presentes no modelo, resultam de um trabalho desenvolvido por Lebre [43], as quais calculam as dimensões do ejedor para cada condição operativa (temperatura/pressões na entrada do ejedor e na saída do ejedor), que se traduzem no dimensionamento ótimo. Assim, a geometria do ejedor varia para obter a razão de sucção máxima.

O balanço mássico no ejedor de vapor é dado pela equação 4.26:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_m + \dot{m}_{ev} \quad (4.26)$$

O balanço energético do ejedor, considerado adiabático, é determinado por:

$$\dot{m}_s h_s = \dot{m}_m h_m + \dot{m}_{ev} h_{ev} \quad (4.27)$$

O ejedor tem de providenciar uma razão de compressão (CR definido na secção 3.4.2) tal que a transferência de calor no primeiro efeito se dê no sentido preconizado (do fluído quente para o frio), pelo que foi necessário introduzir um parâmetro adicional denominado razão de compressão mínima (CR_{min}), o qual estabelece o valor mínimo de CR que o utilizador pode inserir no modelo. A figura 4.6 ilustra a condição que CR_{min} estabelece, a pressão de saída do vapor do ejedor (ponto 3) deve ter uma temperatura de saturação superior em 2°C à temperatura do primeiro efeito (T_1).

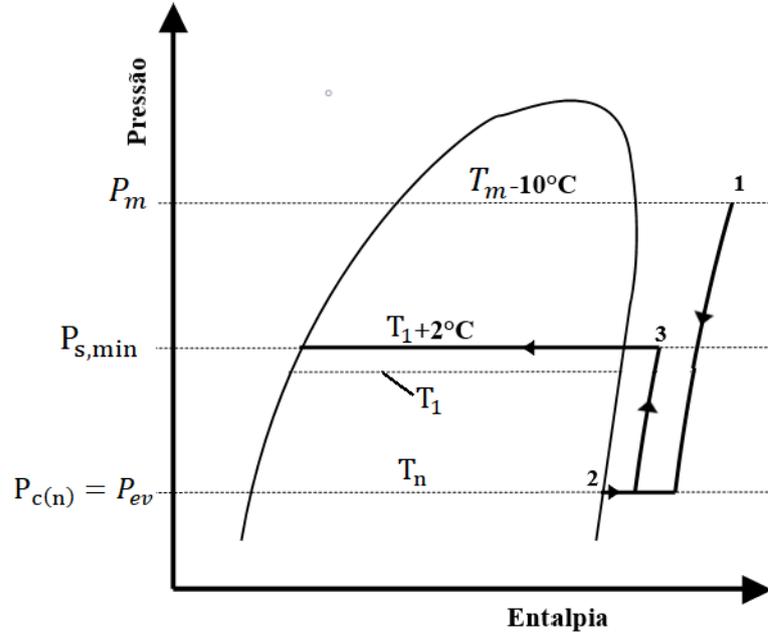


Figura 4.6: Diagrama p-h de auxílio explicativo da definição da razão de compressão mínima. Os pontos assinalados: (1) estado do vapor motriz na entrada do ejetor, (2) estado do vapor arrastado na entrada do ejetor, (3) estado do vapor na saída do ejetor.

O cálculo de CR_{min} é dado pela razão entre $P_{s,min}$ e pressão de saída do vapor do último efeito ($P_{c(n)}$ é igual a P_{ev}) assinalados na figura 4.6:

$$CR_{min} = \frac{P_{s,min}}{P_{ev}} \quad (4.28)$$

4.2.7 Válvulas de expansão

As válvulas de expansão regulam a pressão à entrada de cada componente, ver as figura 4.2 e figura 4.5. No modelo são diferenciados dois tipos de válvulas: as que expandem a alimentação dos efeitos (designadas VE-F(i)), e as que expandem a salmoura na saída dos efeitos (VE-B(i)). Em ambos os casos as válvulas são consideradas isentálpicas.

Para as válvulas que expandem a água salgada de alimentação VE-F(i) de caudal mássico \dot{f}_i , onde $i \in [1, n]$, é dado pela equação:

$$h_{f(i)} = h_{fv(i)} \quad (4.29)$$

Para as válvulas que expandem a salmoura VE-B(i) de caudal mássico \dot{b}_i , onde $i \in [1, (n - 1)]$, é dado pela equação:

$$h_{b(i)} = h_{bv(i)} \quad (4.30)$$

4.2.8 Condensador

O vapor gerado no último efeito (n), parte deste de caudal mássico \dot{m}_c é condensado cedendo essa energia à água salgada, de caudal mássico \dot{m}_{sw} , que entra na instalação. A temperatura de saída do condensador da água salgada (T_{f1}) é considerada inferior a 5°C da temperatura de condensação do vapor, recomendação encontrada em [31].

A relação entre os caudais arrastado e condensado é dado pelo balanço mássico da equação:

$$\dot{d}_n = \dot{m}_{ev} + \dot{m}_c \quad (4.31)$$

A relação entre os caudais de água salgada de alimentação e de rejeição de água salgada é dada pelo balanço mássico da equação:

$$\dot{m}_{sw} = \dot{m}_f + \dot{m}_{cw} \quad (4.32)$$

A equação da energia aplicada ao condensador é dada pela equação 4.33:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{sw} \cdot (h_{sw,sc} - h_{sw}) = \dot{m}_c \cdot (h_{c(n)} - h_{c,sai}) \quad (4.33)$$

4.2.9 Caixa de mistura

A caixa de mistura reúne os caudais mássicos de salmoura de cada um dos evaporadores. A mistura resultante tem o propósito de fornecer energia ao sistema antes de a salmoura ser rejeitada para o exterior.

A caixa de mistura é um componente considerado adiabático, portanto o balanço de energia é dado pela equação:

$$\dot{m}_{br} \cdot h_{br} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{bv(i)} \cdot h_{bv(i)} \quad (4.34)$$

4.2.10 Bomba da salmoura

Na figura 4.2 a bomba da salmoura (designada na figura por “Bomba br”) é colocada entre a caixa de mistura e o pré-aquecedor de maneira a aproveitar o efeito do aumento de entalpia da salmoura causado pela bomba. O balanço de energia da bomba é dado pela equação:

$$\dot{W}_{br} = \frac{\dot{m}_{br}}{\rho_{br}} \cdot (P_{de} - P_{br}) \cdot \frac{1}{\eta_{b,isen}} \quad (4.35)$$

A entalpia da salmoura à saída da bomba, equação 4.36:

$$h_{br,sb} = h_{br} + \frac{\dot{W}_{br}}{\dot{m}_{br}} \quad (4.36)$$

4.2.11 Pré-aquecedor

O pré-aquecedor, ver Figura 4.2, recebe a salmoura vinda da bomba da salmoura (caudal mássico \dot{m}_{br}) e a água salgada do condensador (caudal mássico \dot{m}_f)

Eficiência do pré-aquecedor (ε_{pa}), equação 4.37:

$$\varepsilon_{pa} = \frac{\dot{Q}_{pa}}{\dot{Q}_{max,pa}} \quad (4.37)$$

O valor de eficiência, considerando um permutador de carcaça-tubos, foi arbitrado como sendo igual a: $\varepsilon_{pa} = 0,5$.

A potência máxima de calor transferido $\dot{Q}_{max,pa}$ definido na equação:

$$\dot{Q}_{max,pa} = C_{min} \cdot (T_{br,sb} - T_{f1}) \quad (4.38)$$

Onde:

C_{min} – Valor mínimo entre $C_f = \dot{m}_f \cdot \bar{c}_{p,sw}$ e $C_{br} = \dot{m}_{br} \cdot \bar{c}_{p,br}$

$T_{br,sb}$ – Temperatura da salmoura à saída da bomba

T_{f1} – Temperatura de saída da água salgada à saída do condensador

A evolução sensível de temperatura da água salgada de alimentação vem, então, dada pela equação:

$$\dot{Q}_{pa} = \dot{m}_f \cdot \bar{c}_{p,sw} (T_f - T_{f1}) \quad (4.39)$$

Onde:

\dot{m}_f – Caudal mássico de água salgada de alimentação

T_f – Temperatura de saída do pré-aquecedor da água salgada de alimentação

O número de unidades de transferência de calor (NTU) é função da eficiência do permutador, do tipo de permutador e das capacidades caloríficas dos fluxos, estabelece-se a seguinte relação:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (4.40)$$

4.2.12 Bomba do escoamento motriz

A bomba designada por *Bomba m*, ver figura 4.2, comprime o caudal mássico \dot{m}_m no estado líquido da pressão intermédia P_S até à pressão P_M . A equação seguinte traduz a potência necessária:

$$\dot{W}_{B,m} = \dot{m}_m (h_{m,sb} - h_{m,s,ev}) \quad (4.41)$$

Onde:

$h_{m,s,ev}$ – Entalpia à saída do evaporador 1, líquido subarrefecido à pressão P_S .

$h_{m,s,b}$ – Entalpia à saída da bomba à pressão P_M

A entalpia da salmoura à saída da bomba é definida por:

$$h_{m,sb} = h_{m,s,ev} + \frac{\dot{W}_{B,m}}{\dot{m}_m} \quad (4.42)$$

4.3 Estimativa das áreas de transferência de calor

As áreas de transferência de calor dos evaporadores ($A_{ev(i)}$) são calculadas pela equação 4.44 para o primeiro evaporador a equação 4.43:

$$A_{ev(1)} = \frac{Q_{e(1)}}{U_{ev,(1)}(T_{sat,s} - T_{(1)})} = \frac{Q_{e(1)}}{U_{ev,(1)} \cdot \Delta T_{ev,(1)}} \quad (4.43)$$

$$A_{ev(i)} = \frac{Q_{e(i)}}{U_{ev,(i)}(T_{c,(i-1)} - T_{(i)})} = \frac{Q_{e(i)}}{U_{ev,(i)} \cdot \Delta T_{ev,(i)}} \quad (4.44)$$

A área de transferência de calor do condensador (A_c) é dada por:

$$A_c = \frac{\dot{Q}_c}{U_c \cdot LMTD_c} \quad (4.45)$$

A diferença de temperaturas médias logarítmicas ($LMTD_c$) é calculada por:

$$LMTD_c = \frac{T_f - T_{sw}}{\ln\left(\frac{T_{c,(n)} - T_{sw}}{T_{c,(n)} - T_f}\right)} \quad (4.46)$$

4.3.1 Coeficiente de transferência de calor dos evaporadores

Os evaporadores são de tubos horizontais de filme descendente. O cálculo dos coeficientes de transferência global de calor (U) é dado pela equação 4.47. O dimensionamento dos tubos é feito impondo velocidades máximas recomendadas no interior dos tubos, para o cálculo da resistência de condução do tubo considerou-se as propriedades do aço inoxidável.

$$\frac{1}{U_{ev}A_{ext,ev}} = \frac{1}{\bar{h}_{int,ev} \cdot A_{int,ev}} + R_{tubo,ev} + \frac{1}{\bar{h}_{ext,ev} \cdot A_{ext,ev}} \quad (4.47)$$

O cálculo do coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos e da resistência de condução, da equação 4.47, são idênticos nas versões b e c.

O coeficiente de transferência de calor para a condensação no interior de tubos horizontais em regime anelar é calculado pela correlação desenvolvida por Shah [53] e [18]. Na equação 4.48 h_{int} é o coeficiente de transferência de calor local bifásico, e h_{LS} corresponde ao coeficiente de transferência de calor se a fase líquida, na fração do fluxo total dada por $(1-x)$, escoasse isolada no tubo. A relação entre os coeficientes de transferência de calor locais h_{int} e h_{LS} é dada na equação:

$$\left(\frac{h_{int}}{h_{LS}}\right)_{local} = 1 + 3,8/Z^{0,95} \quad (4.48)$$

Onde Z é denominado o parâmetro de Shah, dado pela equação:

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (4.49)$$

O coeficiente de transferência de calor h_{LT} , correspondente à situação na qual todo o fluxo mássico se encontra na fase líquida ($x=0$), relaciona-se com h_{LS} na equação:

$$h_{LS} = h_{LT} \cdot (1 - x)^{0,8} \quad (4.50)$$

O coeficiente de transferência de calor h_{LT} é calculado pela correlação de Ditus-Bolter [18]:

$$h_{LT} = 0,023 \cdot Re_{LT}^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D_{int}} \quad (4.51)$$

Onde:

$$Re_{LT} = \frac{G'D_{int}}{\mu_l}$$

O coeficiente médio de transferência de calor de condensação no interior do tubo ($\bar{h}_{int,ev}$) é calculado, por interpolação dos valores locais h_{int} no intervalo de fração de vapor de $x=0,01$ a $x=0,99$.

O cálculo da resistência de condução nos tubos $R_{tubo,ev}$ é dado por:

$$R_{tubo,ev} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k_{tubo} L_{tubo}} \quad (4.52)$$

4.3.1.1 Versão a

A correlação de Dessouky [19], desenvolvida para sistemas de dessalinização, é usada como referência no modelo para os evaporadores no capítulo 5 quando é feito o estudo da influência das condições operativas nas áreas de transferência de calor:

$$U_{e(i)} = 1939,4 + 1,40562 \cdot T_i - 0,0207525 \cdot T_i^2 + 0,0023186 \cdot T_i^3 \quad (4.53)$$

4.3.1.2 Versão b

O cálculo do coeficiente de transferência de calor exterior médio dos tubos (\bar{h}_{ext}) dado pela correlação desenvolvida por Han e Fletcher para evaporação no exterior de tubos horizontais lisos [18] e [54]:

$$\bar{h}_{ext,ev} \left(\frac{\mu_i^2}{\rho_l \cdot g \cdot k_i^3} \right) = 0,0004 \cdot Re_\Gamma^{0,2} \cdot Pr_l^{0,65} \cdot (q'')^{0,4} \quad (4.54)$$

Onde:

$$Re_\Gamma - \text{Número de Reynolds, } Re_\Gamma = 4\Gamma/\mu$$

A correlação 4.37 é válida para os intervalos:

$$770 \leq Re_\Gamma \leq 7000$$

$$1,3 \leq Pr \leq 3,6$$

$$30 \leq q'' \leq 80 \text{ kW/m}^2$$

$$49 \leq T \leq 127^\circ\text{C}$$

4.3.1.3 Versão c

O cálculo do coeficiente de transferência de calor exterior do tubo é dado pela correlação desenvolvida por Shahzad [55]. O cálculo do coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos é efetuado de igual forma como na versão (b).

$$\bar{h}_{ext,ev} = 0,227 \cdot \left(\frac{\mu_i^2}{g \cdot \rho_l \cdot k_i^3} \right)^{-0,333} \cdot Re_\Gamma^{-2,11} \cdot Pr_l^{4,55} \left[2 \cdot \exp\left(\frac{X_f}{X_{ref}}\right) - 1 \right]^{-0,41} \quad (4.55)$$

$$\cdot \left(\frac{T_{sat}}{T_{ref}} \right)^{14,7} + 0,888 \cdot \left(\frac{q''}{\Delta T} \right) \cdot \left(\frac{v_g}{v_{ref}} \right)^{-0,34}$$

Onde:

T_{sat} – Temperatura de saturação [K]

T_{ref} – Temperatura de saturação de referência [K] ($T_{ref}=322,15$ K)

X_{ref} – Salinidade de referência ($X_{ref}=30$ g/kg)

v_{ref} – Volume específico de referência de vapor ($v_{ref}=52,65$ m³/kg a 295 K)

4.3.2 Coeficiente de transferência de calor dos condensadores:

O cálculo dos coeficientes de transferência global de calor (U) é dado pela equação 4.56:

$$\frac{1}{U_c A_{c,ext}} = \frac{1}{\bar{h}_{int,c} \cdot A_{int,c}} + R_{tubo,c} + \frac{1}{\bar{h}_{ext,c} \cdot A_{ext,c}} \quad (4.56)$$

O cálculo da resistência de condução nos tubos $R_{tubo,c}$ é dado por:

$$R_{tubo,c} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext,c}}{D_{int,c}}\right)}{2\pi k_{tubo,c} L_{tubo,c}} \quad (4.57)$$

4.3.2.1 Versão d

O modelo tem como base inicial a correlação desenvolvida por Dessouky [19] para o condensador para sistemas de dessalinização é usada como referência no modelo para o condensador no capítulo 5 quando é feito o estudo da influência das condições operativas nas áreas de transferência de calor:

$$U_c = 1617,5 + 0,1537 \cdot T + 0,1825 \cdot T^2 - 0,00008026 \cdot T^3 \quad (4.58)$$

4.3.2.2 Versão e

No interior do tubos do condensador circula água salgada, a correlação de Wangnick para dessalinização[18] [37]:

$$\bar{h}_{int,c} = \frac{3293,5 + T \cdot (84,24 - 0,1714 \cdot T) - s(8,471 + 0,116 \cdot s + 0,2716 \cdot T)}{\left(\frac{D_{int,c}}{0,17272}\right)^{0,2} \cdot 0,656 \cdot V^{0,8} \cdot \frac{D_{int,c}}{D_{ext,c}}} \quad (4.59)$$

O coeficiente de transferência médio de condensação no exterior do tubo é dado por [56]:

$$\bar{h}_{ext,c} = \left(0,729 \cdot \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_g) \cdot k_l^3 h'_{lg}}{\mu_l (T_{sat} - T_{sup}) \cdot D_{ext}}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.60)$$

4.4 Indicadores de desempenho

Gain Output Ratio - *GOR*, definido pela razão entre o fluxo mássico de água dessalinizada produzida pela instalação (\dot{m}_d) sobre o fluxo mássico de vapor motriz (\dot{m}_m) [9]:

$$GOR = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_m} \quad (4.61)$$

Razão de recuperação (*Recovery Rate*) – Ω é definido pela razão fluxo mássico de água produzida sobre o fluxo mássico da água de alimentação dos efeitos [26]:

$$\Omega = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_f} \quad (4.62)$$

Razão de concentração (*Concentration Ratio* - C_{Ratio}) é definido pela razão de concentração de sais dissolvido da salmoura rejeitada (X_{br}) da instalação de dessalinização sobre a concentração da água salgada de entrada (X_f):

$$C_{Ratio} = \frac{X_{br}}{X_f} \quad (4.63)$$

A área específica de transferência de calor nos efeitos ($a_{esp,i}$) é dada pela razão:

$$a_{esp,i} = \frac{A_{ev(i)}}{\dot{d}_i} \quad (4.64)$$

A área específica de transferência de calor no condensador ($a_{esp,c}$) é dada pela razão:

$$a_{esp,c} = \frac{A_c}{\dot{m}_c} \quad (4.65)$$

4.5 Implementação do modelo

O modelo matemático do sistema de dessalinização foi implementado no software *Engineering Equation Solver* (EES) desenvolvido por F-Chart (EUA). O programa EES resolve sistemas de equações, equações diferenciais. O EES identifica automaticamente grupos de equações que têm de ser resolvidas automaticamente, o que simplifica a utilização; e tem funcionalidades adicionais de funções e propriedades termodinâmicas [57]. As propriedades físicas da água salgada foram adicionadas à biblioteca de funções do EES.

As variáveis de entrada do programa desenvolvido são:

- Radiação solar (G);
- Área de coletores solares (A_{solar});
- Temperatura do ar (T_a);
- Número de efeitos (n);
- Temperatura da água salgada de entrada (T_{sw});
- Salinidade da água salgada de entrada (X_{sw});
- Razão de concentração (C_{Ratio});
- Temperatura de ebulição do primeiro evaporador (T_1);
- Temperatura do vapor motriz (T_m);
- Razão de compressão (CR);
- Diferença de temperaturas entre efeitos (ΔT);
- Rendimento isentrópico das bombas (η_b).

5 Resultados e discussão

5.1 Identificação de variáveis com influência

Do conjunto de variáveis de entrada, definidas na secção 4.5, seleccionaram-se aquelas que têm maior influência de acordo com os resultados do estudo desenvolvido anteriormente [10]:

- Radiação solar (G);
- Temperatura do primeiro efeito (T_1);
- Diferença de temperatura entre efeitos (ΔT);
- Temperatura do vapor motriz (T_m);
- Razão de compressão (CR).

Os intervalos introduzidos para estas variáveis de entrada (exceto a radiação solar) têm por base a literatura [19, 58] para um sistema MED de baixa temperatura, com a consideração adicional de que os sistemas aqui avaliados têm um reduzido número de efeitos. Os intervalos estabelecidos são apresentados na tabela 5.1.

Os valores das temperaturas da água salgada (T_{sw}) e da salinidade do mar (X_f) foram escolhidos com base na costa portuguesa [59]. O valor da razão de concentração de salinidades (C_{Ratio}) foi estabelecido com a imposição de limitar a concentração da salmoura rejeitada pelo sistema (X_{br}) a aproximadamente 50 g/kg. Os valores destas variáveis de entrada são apresentados na tabela 5.2

Tabela 5.1 Intervalos das variáveis de entrada, considerados na avaliação do sistema

Variável de entrada	Descrição	Intervalo
G	Radiação solar	600-1000 W/m ²
T _m	Temperatura motriz	120-180°C
T ₁	Temperatura do primeiro efeito	40-65°C
Δ _T	Diferença de temperaturas entre efeitos	2-5°C
CR	Razão de compressão	1,7-3

Tabela 5.2 Variáveis de entrada do modelo com valores constantes.

Variável de entrada	Descrição	Valor
X _f	Salinidade da água salgada	30 g/kg
T _{sw}	Temperatura da água salgada de entrada	20°C
C _{Ratio}	Razão de concentração de salinidades entre saída e entrada	1,67
A _{solar}	Área de coletores solares térmicos	45 m ²
T _a	Temperatura do ar	25°C

5.2 Otimização da produção de água em função das condições de funcionamento

5.2.1 Procedimento e sequência de simulação

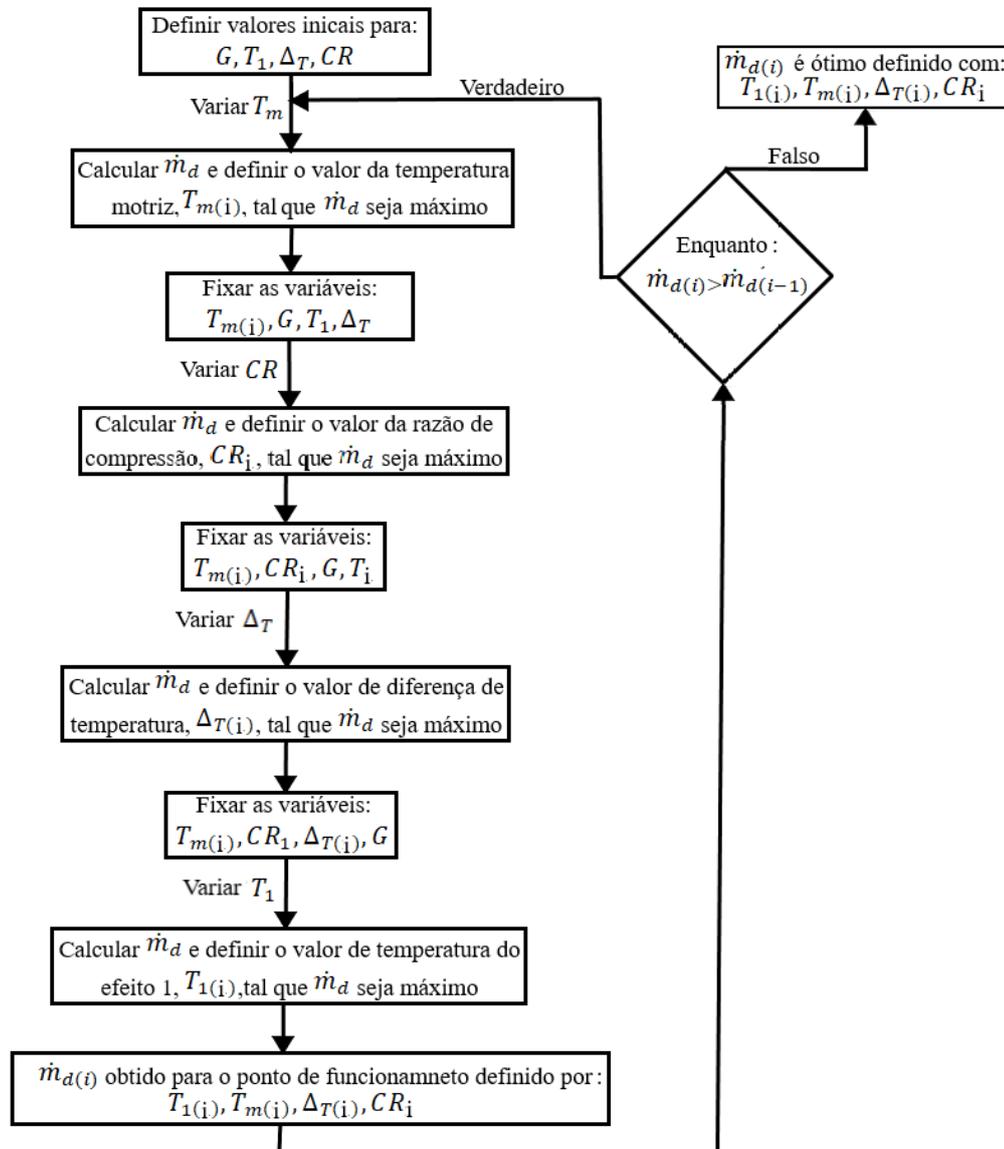


Figura 5.1: Metodologia de simulação do sistema para a melhoria da produção de água.

A metodologia aplicada para a procura dos valores das variáveis de entrada que maximização a produção de água pelo sistema, nos intervalos considerados para as variáveis na tabela 5.1, é apresentada na figura 5.1. A influência das variáveis é avaliada sequencialmente de acordo com a ordenação apresentada, o valor de produção de água obtido é comparado com o resultado anterior. Os valores resultantes para as variáveis de entrada são tais, que deixa de existir melhoria na produção de água pelo sistema. A radiação solar (G) foi considerada apenas nos valores extremos do intervalo definido na tabela 5.1.

5.2.2 Influência da temperatura motriz na produção de água

A influência da temperatura do vapor primário/motriz (T_m) na produção de água é apresentada na figura 5.2, com a radiação solar (G) de 1000 W/m^2 , mantendo T_1 , ΔT e CR constantes. Nos sistemas testados verifica-se a presença de um máximo de produção para valores de T_m próximos de 150°C .

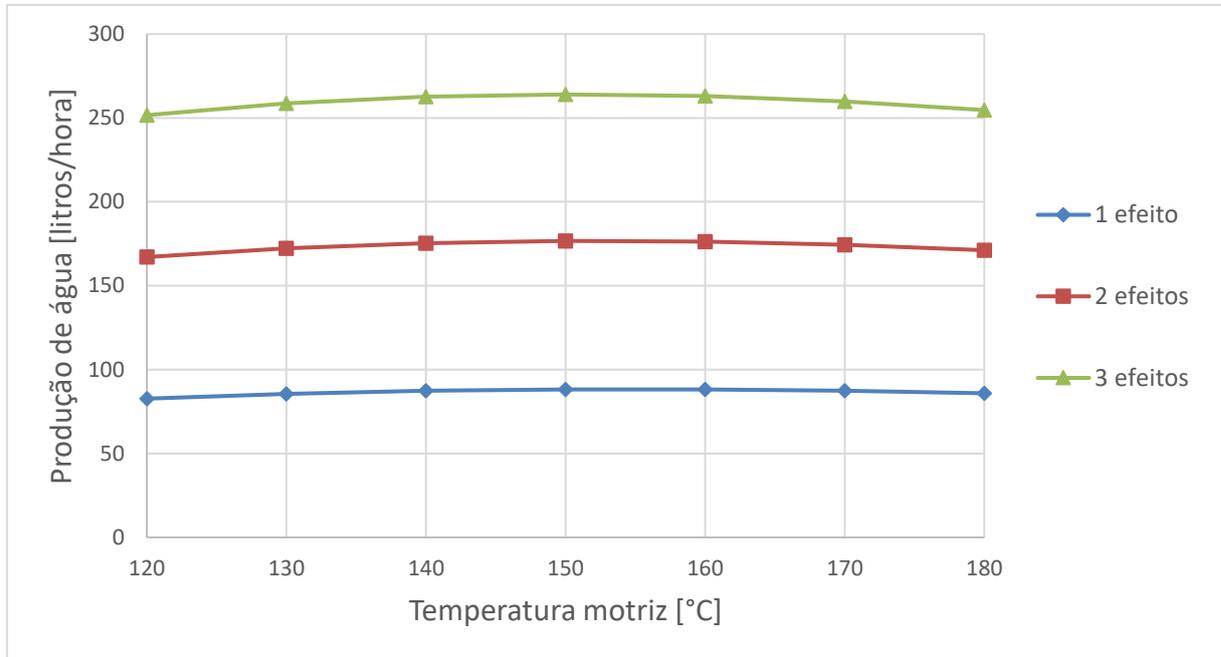


Figura 5.2: Evolução da produção de água em função da temperatura motriz. Condições: $G = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$, $T_1 = 40^\circ\text{C}$, $\Delta T = 2,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ e $CR = 1,7$.

Na tabela 5.3 apresentam-se os valores: máximo de água produzida, a correspondente temperatura motriz (T_m), e o intervalo de temperatura motriz (ΔT^*) que delimita a região onde a redução de água produzida é inferior a 2% face ao valor máximo. Para os valores de T_m no intervalo $130\text{-}170^\circ\text{C}$ (sistemas de 1 a 3 efeitos) a produção de água diverge pouco do valor máximo, cerca de 2%.

Tabela 5.3: Valores ótimos de produção para sistemas de 1 a 3 efeitos, com $G = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$, $T_1 = 40^\circ\text{C}$, $\Delta T = 2,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ e $CR = 1,7$.

Nº efeitos	Máximo produção, [litros/hora]	$T_m \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\Delta T^* \text{ [}^\circ\text{C]}$; 2% da produção máxima
1	88	155	134-176
2	177	153	132-174
3	264	151	130-172

O aumento de T_m na gama de 120°C a 180°C conduz a um aumento do desempenho do ejetor, ver figura 5.3, expresso pela subida da razão de sucção (λ). No entanto, a subida de T_m piora o desempenho do subsistema solar, ou seja, a potência calorífica do gerador de vapor decresce, o que resulta num decréscimo contínuo do fluxo do vapor motriz (\dot{m}_m). O desempenho do subsistema solar é governado pelo rendimento dos coletores (η_{solar}) (ver secção 4.2.3), pelo que a subida de T_m implica uma temperatura de funcionamento dos coletores solares igualmente mais elevada, resultando num aumento das perdas de calor para o exterior, e conseqüente redução η_{solar} .

O aumento de λ com T_m contrabalança o efeito da redução de \dot{m}_m , com a subida do vapor arrastado (\dot{m}_{ev}), pelo que o fluxo de vapor de saída do ejetor (\dot{m}_s) aumenta até valores de T_m

de aproximadamente 150°C, acima desta temperatura o aumento de λ deixa de ser suficiente para evitar a redução de \dot{m}_s . Por exemplo, no sistema de 3 efeitos \dot{m}_s aumenta cerca de 5% quando T_m sobe de 120°C para 150°C, e reduz-se cerca de 4% de 150°C a 180°C.

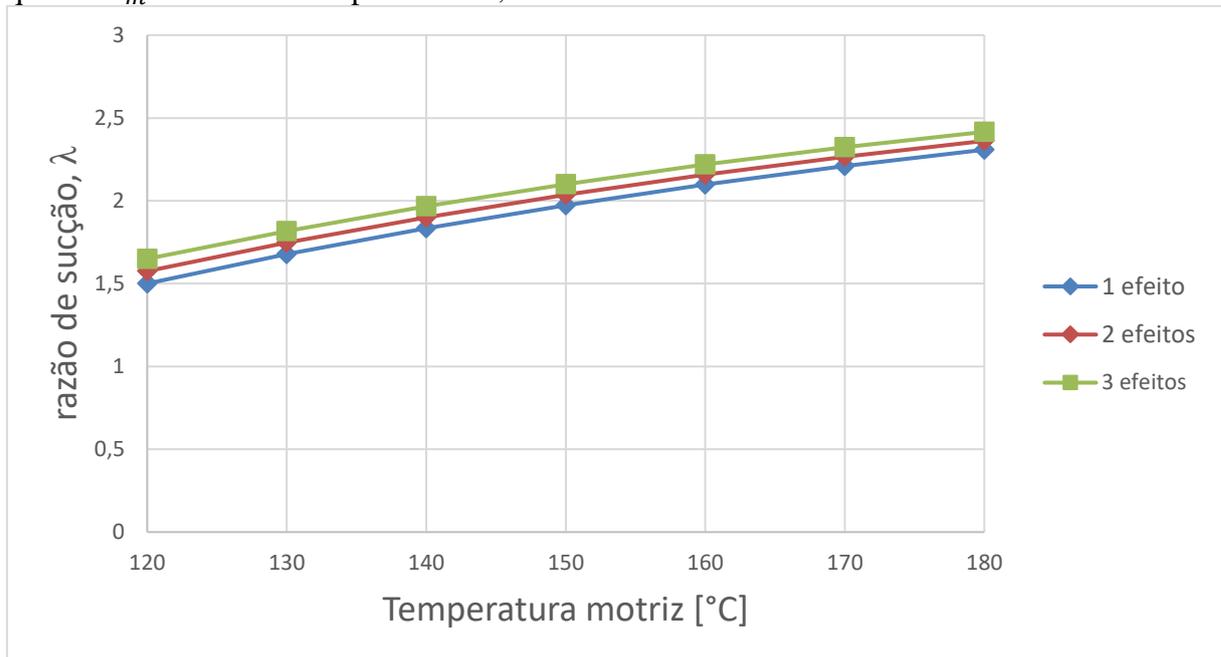


Figura 5.3: Efeito da temperatura motriz na razão de sucção. Condições: $G=1000$ [W/m^2], $T_1=40^\circ\text{C}$, $\Delta T = 2,5$ [$^\circ\text{C}$] e $\text{CR}=1,7$

O efeito combinado do desempenho do ejetor com o desempenho do subsistema solar em função da temperatura motriz resulta na presença de um valor máximo de produção de água do sistema de dessalinização.

Na figura 5.4 apresenta-se a influência de T_m na produção de água para uma radiação solar inferior (G) de valor igual a 600 W/m^2 , mantendo as restantes variáveis constantes com valores iguais aos apresentados na figura 5.2. O ponto máximo de produção de água deslocou-se no sentido de valores mais baixo da temperatura motriz em relação aos resultados expostos na tabela 5.3. As condições de funcionamento são iguais, apenas se altera G , o que afeta diretamente o subsistema solar térmico. Uma vez que na equação do rendimento dos coletores solares os termos relativos às perdas de calor são inversamente proporcionais à radiação, a menor radiação resulta numa curva de rendimento solar mais sensível (no sentido do seu decréscimo) com a temperatura de funcionamento.

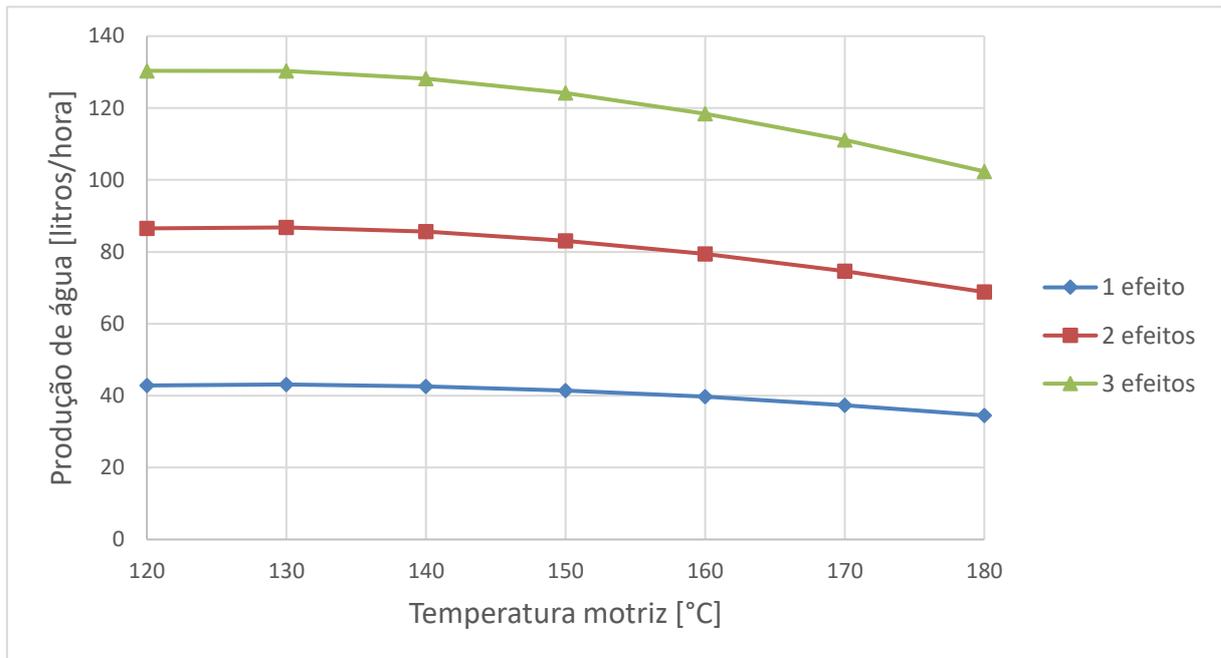


Figura 5.4: Influência da temperatura motriz na produção de água, com $G = 600 \text{ [W/m}^2\text{]}$, $T_1 = 40^\circ\text{C}$, $\Delta T = 2,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ e $CR = 1,7$.

Na tabela 5.4 apresentam-se os valores: máximo de água produzida, e correspondente temperatura motriz (T_m) e o intervalo de temperatura motriz (ΔT^*) que delimita a região onde a redução de água produzida é inferior a 5% face do valor máximo. A temperatura motriz no intervalo 120-150°C (sistemas de 1 a 3 efeitos) resulta numa produção de água que diverge pouco do valor máximo, cerca de 5%.

Tabela 5.4: Valores ótimos de produção. Com $G = 600 \text{ [W/m}^2\text{]}$, $T_1 = 40^\circ\text{C}$, $\Delta T = 2,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ e $CR = 1,7$

Nº efeitos	Máximo produção, [litros/hora]	$T_m \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\Delta T^* \text{ [}^\circ\text{C]}$; 5% da produção máxima
1	43	128	120-154
2	87	126	120-153
3	131	124	120-150

5.2.3 Influência da razão de compressão na produção de água

A influência da razão de compressão (CR) na produção de água é apresentada na figura 5.5, mantendo as variáveis G , T_1 , ΔT e T_m fixas. A produção de água decresce com a subida de CR . No intervalo de CR de 1,7 a 3 a produção de água reduz-se 41% para todos os sistemas (1 a 3 efeitos).

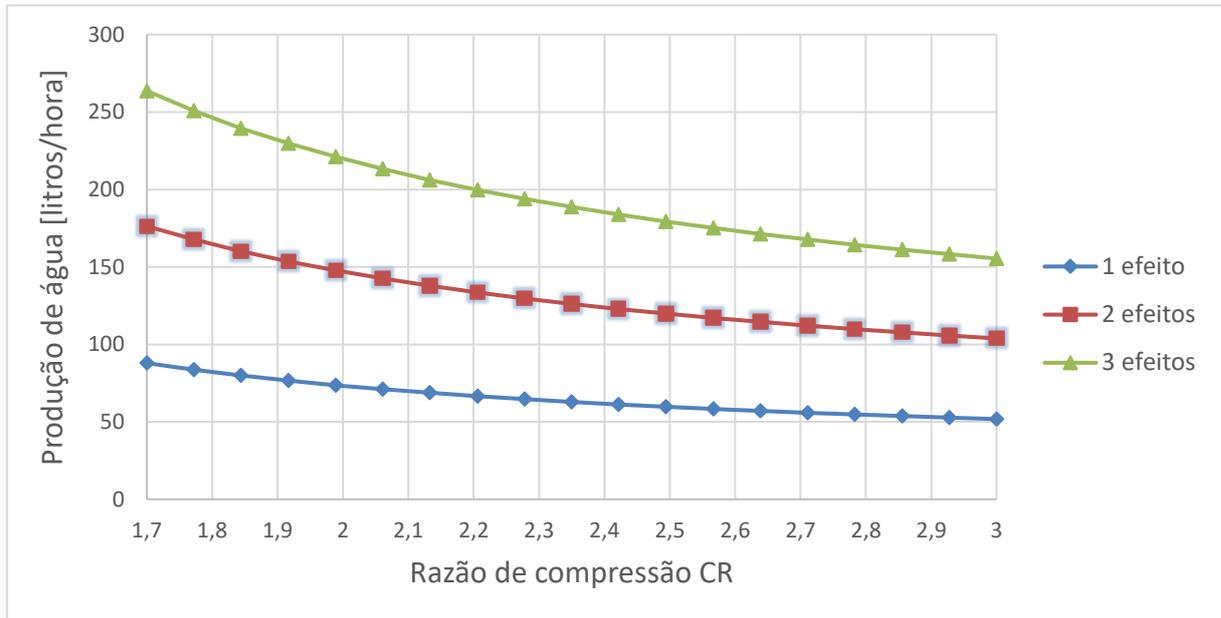


Figura 5.5: Influência da razão de compressão na produção de água, com $G = 1000 [W/m^2]$, $T_1 = 40^\circ C$, $\Delta T = 2,5 [^\circ C]$ e $T_m = 145^\circ C$.

A redução da produção de água é justificada pela diminuição de λ com o aumento de CR , pelo aumento da pressão de saída do ejetor (P_s), já que a pressão do vapor secundário (P_{ev}) e a pressão motriz (P_m) não variam. O caudal motriz mantém-se inalterado com CR , já o caudal de vapor de vapor arrastado reduz-se com CR , como resultado a potência transferida pela condensação do vapor no primeiro evaporador reduz-se.

5.2.4 Influência da diferença de temperaturas entre efeitos na produção de água

A influência da diferença de temperaturas entre efeitos (ΔT) na produção de água é reduzida, como se evidencia na figura 5.6, onde as variáveis G , T_1 , CR e T_m foram mantidas constantes. Observa-se um aumento pouco significativo de cerca de 1% em toda a gama de ΔT para o sistema de 2 efeitos, e um aumento inferior a 1% no sistema de três efeitos. A variação induzida por ΔT na produção de água está relacionada com a melhoria do desempenho do ejetor, no sistema de 2 efeitos λ sobe 4% e 2% no sistema com 3 efeitos, para o respetivo intervalo ΔT . No ejetor as pressões do vapor secundário e de saída reduzem-se com ΔT (consequência de T_1 e CR serem fixos), o efeito combinado destes traduziu-se no aumento do vapor arrastado, o fluxo motriz manteve-se constante na variação de ΔT .

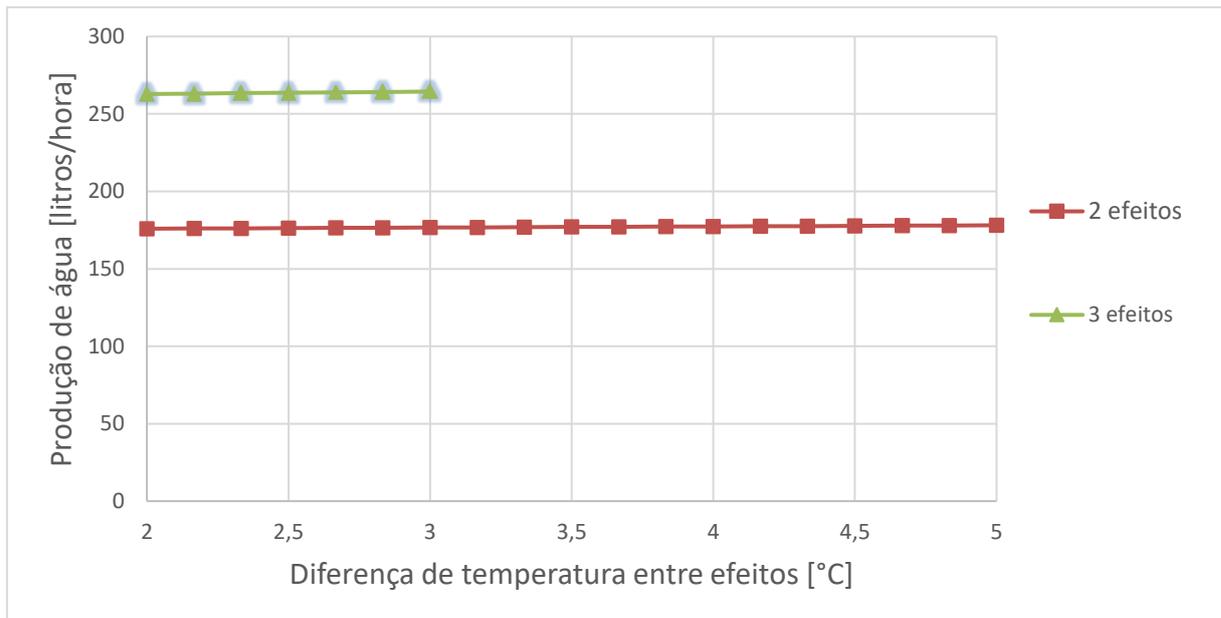


Figura 5.6: Influência da diferença de temperaturas entre efeitos na produção de água, com $G = 1000 [W/m^2]$, $T_1 = 40^\circ C$, $CR = 1,7$ e $T_m = 145^\circ C$.

Outra questão a assinalar na figura 5.6 é a limitação de ΔT , no sistema de 3 efeitos ΔT não pode ultrapassar os $3^\circ C$, e no caso do sistema de 2 efeitos ΔT não pode ultrapassar os $5^\circ C$. Esta limitação surge da temperatura da água salgada de entrada no sistema (T_{sw}) definida na secção 5.1, o aumento de ΔT (com T_1 constante) diminui a diferença de temperatura na troca de calor no condensador e pré-aquecedor até ao ponto em que deixa de ser possível transferir calor nestes componentes.

5.2.5 Influência temperatura do primeiro efeito na produção de água

A variação da temperatura do primeiro efeito (T_1) na produção de água nos sistemas de 1 a 3 efeitos é observada na figura 5.7, com as variáveis G , CR , ΔT e T_m constantes. O máximo de produção de água verifica-se para o menor valor de T_1 nos sistemas testados. Na gama de variação de T_1 (40-65°C) a produção reduz-se 20%, 19%, 18% nos sistemas com um, dois e 3 três efeitos, respetivamente.

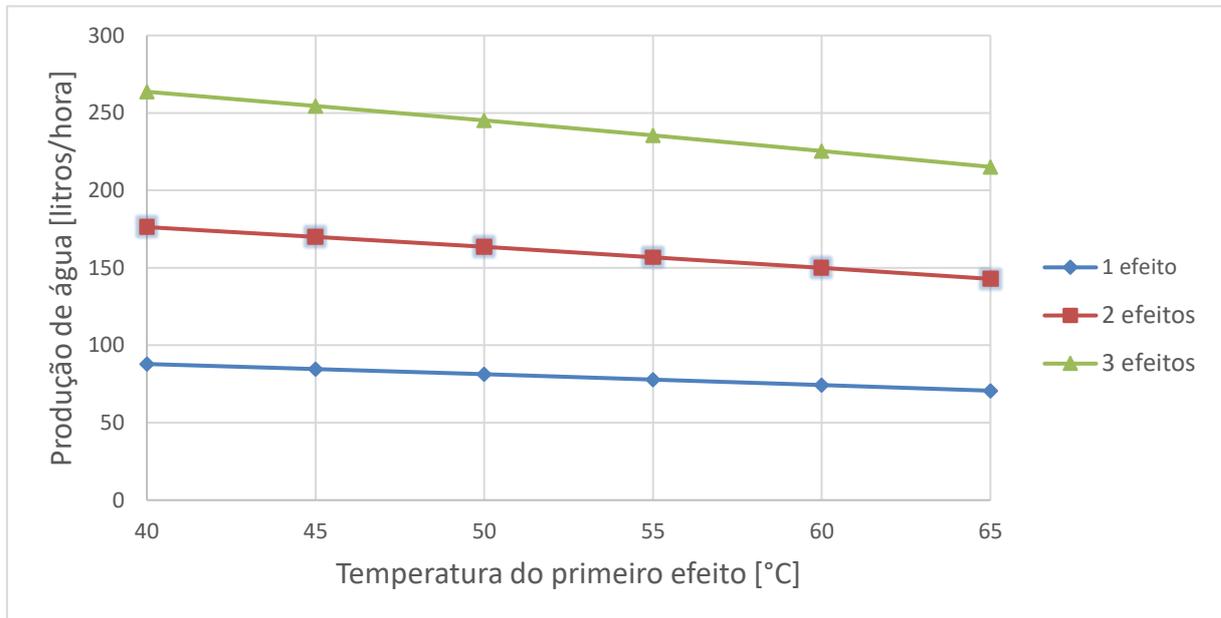


Figura 5.7: Influência da temperatura no primeiro efeito na produção de água, com $G = 1000 [W/m^2]$, $CR = 1,7$, $\Delta T = 2,5 [°C]$ e $T_m = 145°C$.

O aumento de T_1 tem o efeito de subir as pressões do vapor arrastado pelo ejetor (P_{ev}) e a pressão de saída do mesmo (P_s), estas pressões produzem efeitos contrários no desempenho do ejetor (ver secção 4.2.6), o aumento P_{ev} tende a aumentar o fluxo de vapor arrastado (\dot{m}_{ev}), ao passo que o aumento de P_s resulta na redução de \dot{m}_{ev} . Pela leitura dos caudais mássicos no ejetor na variação de T_1 , verificou-se que o fluxo de vapor de saída do ejetor (\dot{m}_s) reduz-se cerca de 19% com o aumento de T_1 , por via da redução de \dot{m}_{ev} (redução aproximada de 30%), apesar do fluxo de vapor motriz aumentar cerca de 4%.

5.3 Influência da temperatura do efeito 1 e temperatura motriz na produção de água

Na secção 5.2.5 a temperatura no primeiro efeito (T_1) que maximiza a produção de água corresponde ao limite inferior do intervalo considerado para esta variável na tabela 5.1. Nesta secção pretende-se avaliar o efeito de T_1 , quando este assume um valor intermédio no intervalo, na temperatura motriz que conduz à produção máxima de água do sistema. Considerou-se $T_1=50^\circ\text{C}$. Na figura 5.8 a radiação solar (G) é de 1000 W/m^2 , e na figura 5.9 a radiação solar é de 600 W/m^2 .

Em ambas as figuras a disposição dos pontos, em particular a presença de um máximo de produção de água no intervalo, é análoga à observada nas figura 5.2 e figura 5.4, onde das variáveis de entrada, apenas T_1 possui valor distinto. Desta forma, a justificação dada a propósito destas figuras para a existência de um máximo (ver secção 5.2.2) continua a ser válida.

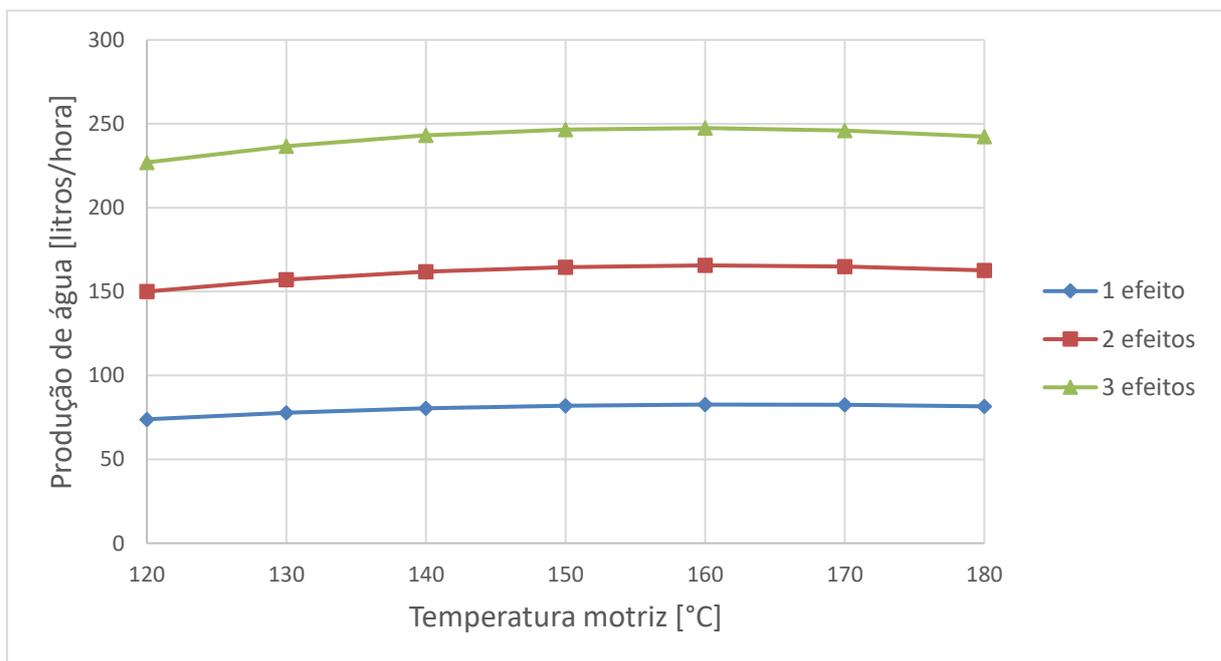


Figura 5.8: Influência da T_1 na produção de água, com $G=1000\text{ [W/m}^2]$, $T_1=50^\circ\text{C}$, $\Delta T=2,5\text{ [}^\circ\text{C]}$ e $CR=1,7$.

Na Tabela 5.5 os valores máximos de produção de água nos sistemas reduziram-se em cerca de 6% face aos máximos da Tabela 5.3, como resultado da subida de T_1 de 40°C para 50°C . O valor de T_m que conduz à produção máxima subiu de aproximadamente 150°C (Tabela 5.3) para cerca de 160°C .

Tabela 5.5: Valores ótimos de produção para sistemas de 1 a 3 efeitos, com $G=1000\text{ [W/m}^2]$, $T_1=50^\circ\text{C}$, $\Delta T=2,5\text{ [}^\circ\text{C]}$ e $CR=1,7$

Nº efeitos	Máximo produção, [kg/s]	$T_m\text{ [}^\circ\text{C]}$	$\Delta T^*\text{ [}^\circ\text{C]}$; 5% da produção máxima
1	83	160	140-180
2	166	160	130-180
3	247	160	130-180

O intervalo de T_m (ΔT^*) definido aproximadamente por $140\text{-}180^\circ\text{C}$, a produção de água não se reduz além de 5% do máximo. Deve assinalar-se, que existe um aumento da sensibilidade da produção de água face à temperatura motriz, já que ΔT^* passou a ser definido por um desvio 5% da produção máxima, enquanto que anteriormente com $T_1 = 40^\circ\text{C}$, ver Tabela 5.3, o valor de desvio era de 2%, com uma amplitude de intervalo semelhante para ΔT^* de $130\text{-}170^\circ\text{C}$.

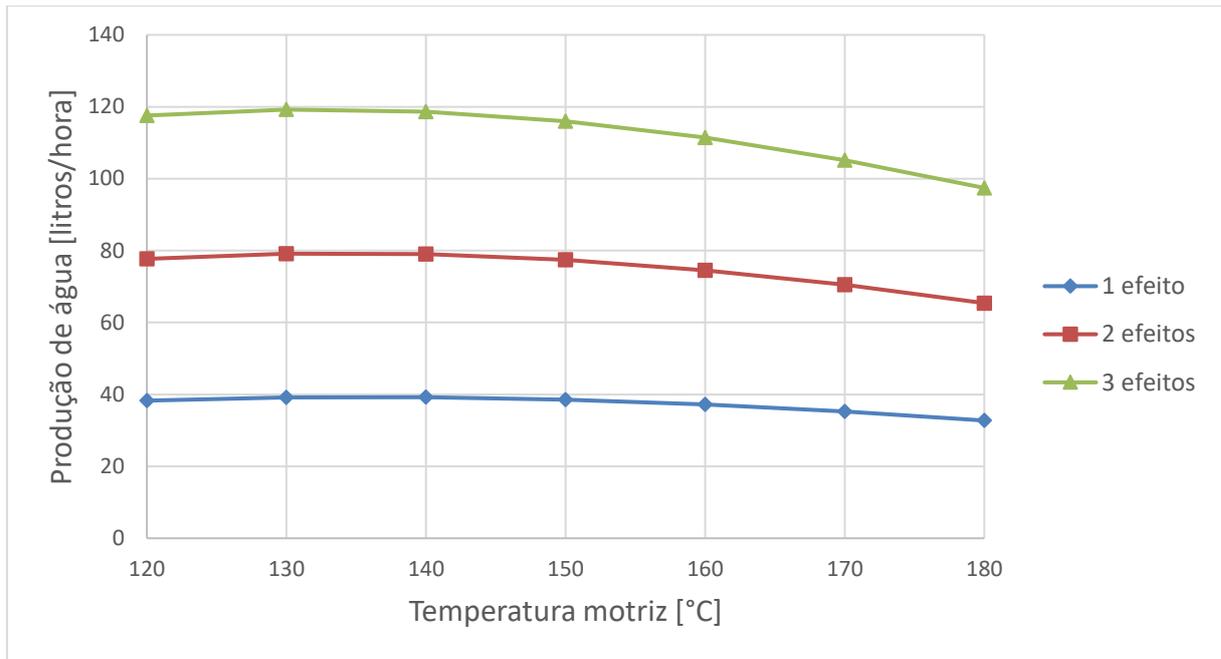


Figura 5.9: Influência da T_1 na produção de água, com $G=600$ [W/m²], $T_1=50^\circ\text{C}$, $\Delta T=2,5$ [°C] e $CR=1,7$.

Os valores (ver Tabela 5.6) máximos de produção de água nos sistemas, nas condições da figura 5.9, reduziram-se em cerca de 9% face aos máximos da Tabela 5.4, como resultado da subida de T_1 de 40°C para 50°C , e os valores de T_m para o máximo de produção subiram entre $2\text{-}6^\circ\text{C}$.

Os intervalos ΔT^* apresentados nestas duas tabelas são semelhantes ($120\text{-}160^\circ\text{C}$), assim como, em ambos os casos, estes intervalos estão definidos a 5% do valor máximo de produção de água.

Tabela 5.6: Valores ótimos de produção para sistemas de 1 a 3 efeitos, com $G=600$ [W/m²], $T_1=50^\circ\text{C}$, $\Delta T = 2,5$ [°C] e $CR=1,7$

Nº efeitos	Máximo produção, [kg/s]	T_m [°C]	ΔT^* [°C]; 5% da produção máxima
1	39	140	120-160
2	79	130	120-160
3	119	130	120-150

Das observações já registadas pode inferir-se que para uma radiação mais baixa ($G=600$ W/m²), o efeito da alteração de T_1 tem menor influência na temperatura motriz ótima, e na alteração da sensibilidade da produção de água face T_m . O que parece evidenciar que, para a produção de água, quanto mais sensível for o rendimento dos coletores solares a T_m por via de um menor valor de G , menor é o efeito de alterações no desempenho do ejetor.

5.4 Relação entre a razão de compressão mínima e os efeitos

Como foi explicado na secção 4.2.6 para o sistema operar, a razão de compressão do ejetor (CR) deve ser maior que a razão de compressão mínima (CR_{min}). Como tal, alterações das variáveis de entrada que resultem na alteração da relação entre as pressões do primeiro e o último evaporador devem ser acauteladas. As variáveis de entrada que não interferem na definição das temperaturas dos evaporadores não têm influência em CR_{min} . Então, para obter os resultados das figura 5.10 e figura 5.11, basta apenas definir as variáveis T_1 , ΔT e o número de evaporadores (n).

A figura 5.10 mostra que com a subida da temperatura do primeiro evaporador, mantendo $\Delta T=2,5^\circ C$ fixo, a razão de compressão mínima baixa, com um decréscimo entre os pontos extremos de 3%, 6%, e 8% nos sistemas com um, dois e três efeitos respetivamente.

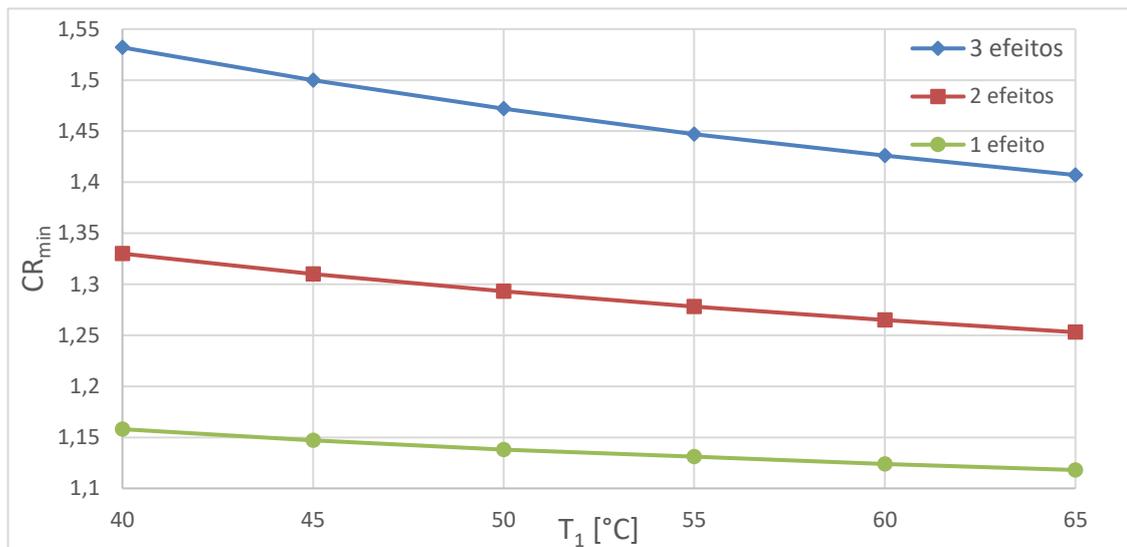


Figura 5.10: Influência de T_1 em CR_{min} , com $\Delta T = 2,5$ [$^\circ C$].

Apesar do aumento de T_1 , como ΔT é fixo, seria de esperar que CR_{min} se mantivesse constante, no entanto, no modelo a perda de carga no separador de gotas tem um valor fixo que não depende de nenhuma das variáveis de entrada, pelo que, quanto mais baixa for a temperatura do último efeito menor será a pressão do vapor aí formado e, conseqüentemente, maior será a influência relativa da perda de carga no separador de gotas na pressão de saída do vapor para o ejetor.

A figura 5.11 apresenta a influência da diferença de temperaturas entre efeitos (ΔT) sobre CR_{\min} , com T_1 igual a 65°C . O aumento de ΔT resulta na subida de razão de compressão mínima, como resultado da maior diferença de pressões de vapor entre o primeiro e último evaporador. No caso do sistema de três evaporadores para ΔT maior ou igual a $4,5^\circ\text{C}$ o valor de CR_{\min} ultrapassa o limite inferior de CR ($CR=1,7$) estabelecido na tabela 5.1.

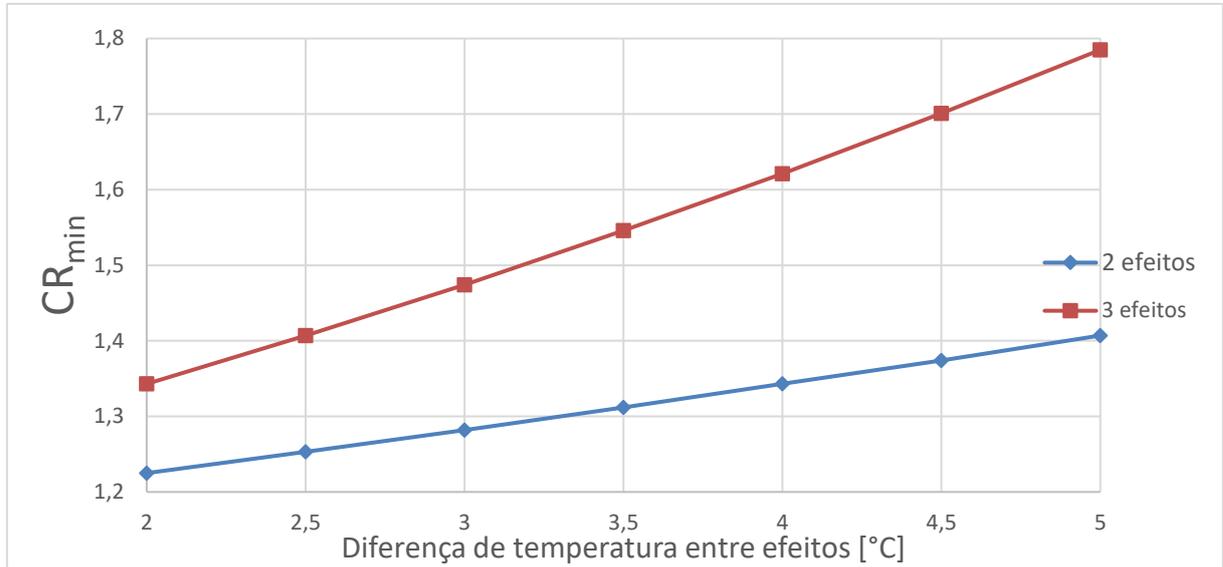


Figura 5.11: Influência de ΔT em CR_{\min} , com $T_1 = 65^\circ\text{C}$

5.5 Influência da temperatura motriz no GOR

A evolução do GOR em função da temperatura motriz para sistemas de um a três evaporadores é apresentada na figura 5.12, as variáveis G , T_1 , ΔT e CR são constantes. O GOR sobe com a temperatura motriz, entre os extremos de T_m aumenta cerca de 30% em todos os sistemas. Como as pressões do vapor arrastado pelo ejetor e de saída não variam, o desempenho do ejetor, dado pela razão de sucção (λ) aumenta com T_m , ver a figura 5.3. Por outro lado, a variação da produção de água na figura 5.2, que apresenta exatamente a mesma variação de T_m com os mesmos valores para variáveis constantes, observa-se que a partir de cerca 150°C dá-se uma redução na produção de água (\dot{m}_d). O GOR definido na secção 4.4 deveria baixar para T_m acima de 150°C, uma vez que o numerador da razão \dot{m}_d reduz-se, porém a quantidade de vapor motriz (\dot{m}_m) produzido pelo subsistema solar reduz-se mais ainda o que leva á subida do GOR. O rendimento dos coletores solares desce com a temperatura de funcionamento (diretamente ligada a T_m), o que implica uma redução na capacidade de se produzir vapor motriz (\dot{m}_m) a temperaturas sucessivamente mais altas.

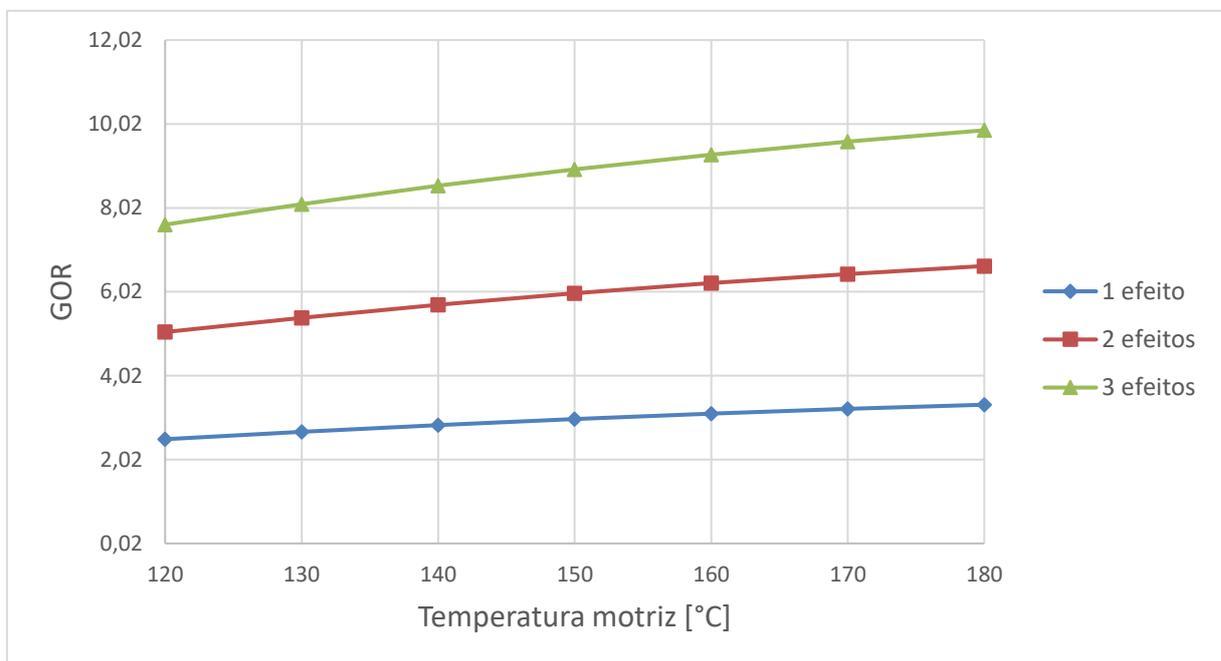


Figura 5.12: Efeito da temperatura motriz no GOR. Com: $G=1000$ [W/m²], $T_1=40^\circ\text{C}$, $\Delta T = 2,5$ [°C] e $CR=1,7$

A aparente dissonância entre o GOR e a quantidade de água produzida quando estas são em função da temperatura motriz tem que ver com a natureza de ambas e a influência da interação entre o sistema de aproveitamento solar e o sistema de dessalinização. O GOR é um parâmetro adimensional (relativo), a quantidade de água produzida pelo sistema é um resultado absoluto. A aumento do GOR traduz-se num melhor aproveitamento do vapor fornecido (motriz) pelo sistema MED-TVC na produção de água, mas isso não implica que a água produzida em termos absolutos aumente.

5.6 Influência das variáveis operativas nas áreas de transferência de calor

A influência das condições operativas nas áreas de transferência de calor dos evaporadores e condensador foram obtidas com recurso às correlações desenvolvidas por Dessouky [19] para instalações de dessalinização. No caso dos evaporadores é a correlação designada por “versão a” e no caso dos condensadores a correlação designada por “versão d” na secção 4.3.

5.6.1 Influência da temperatura motriz nas áreas de transferência de calor

A variação das áreas de transferência de calor para um sistema de 3 efeitos ($n = 3$) com a temperatura motriz é apresentada na figura 5.13. Nos três evaporadores existe um máximo de área de transferência de calor (A_{ev}) em torno de $T_m = 150^\circ\text{C}$, onde A_{ev} é cerca de $7,4 \text{ m}^2$ para o primeiro evaporador, $16,7 \text{ m}^2$ no segundo evaporador, e 17 m^2 no terceiro evaporador. A variação de A_{ev} , no intervalo de $120\text{--}180^\circ\text{C}$ de T_m , é inferior a 5% do valor máximo, onde os valores menores de A_{ev} correspondem aos extremos do intervalo.

No condensador a área de transferência de calor (A_c) tem o valor máximo de aproximadamente $1,2 \text{ m}^2$ para $T_m = 120^\circ\text{C}$, e, para valores superiores, A_c reduz-se monotonamente com uma redução entre os extremos do intervalo aproximadamente 25%.

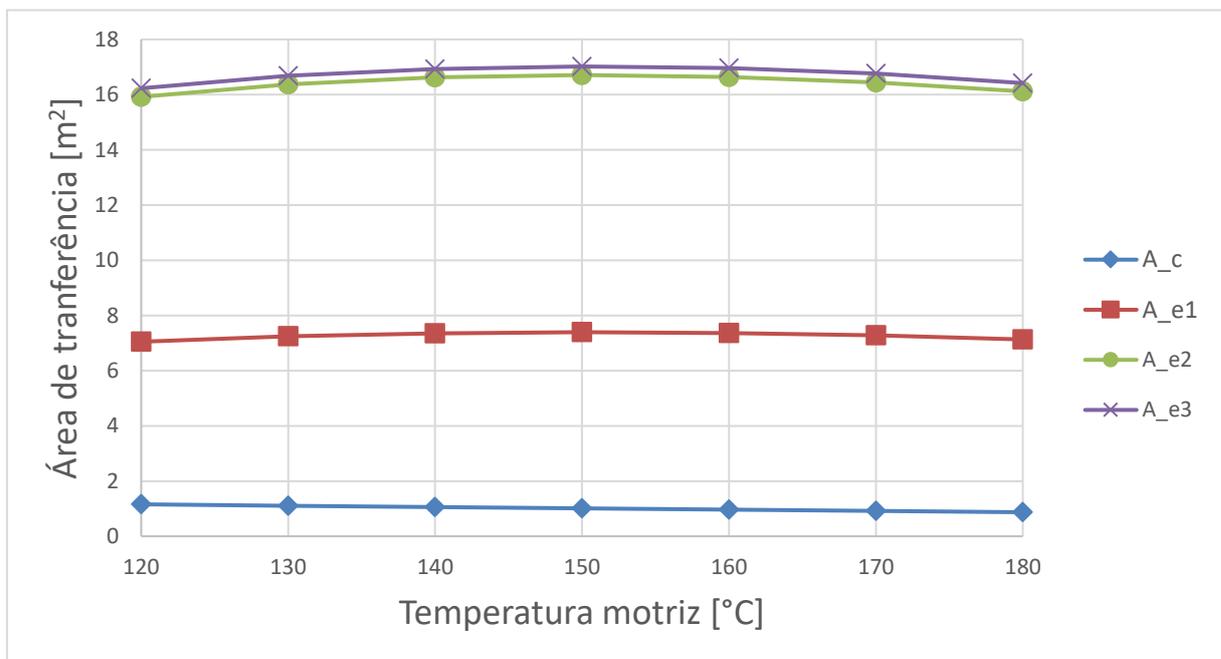


Figura 5.13: Influência da temperatura motriz nas áreas de transferência de calor num sistema de 3 efeitos. Condições: $G = 1000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$; $n = 3$; $\Delta T = 2,5^\circ\text{C}$; $T_1 = 40^\circ\text{C}$; $\text{CR}=1,7$.

O cálculo das áreas de transferência de calor nos evaporadores e no condensador são dadas pelas equações 4.35 a 4.37 na secção 4.3. No cálculo de A_{ev} existem três grandezas envolvidas a potência calorífica transferida (Q_{ev}), o coeficiente de global de transferência de calor (U_{ev}), e diferença entre as temperaturas de saturação (ΔT_{ev}). U_{ev} não varia, pois é calculado com recurso à correlação de Dessouky (equações 4.45 e 4.49) que apenas depende da temperatura do evaporador. ΔT_{ev} não varia com T_m , como se observa na figura 5.14, pela razão de CR e ΔT serem constantes.

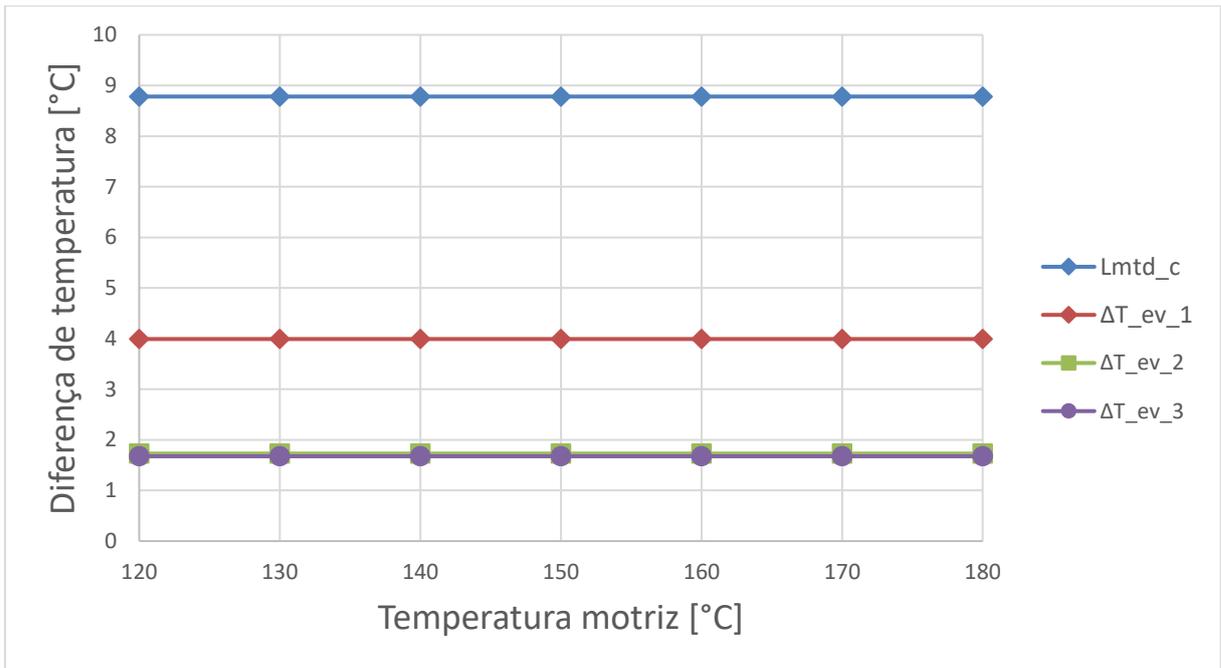


Figura 5.14: Influência da temperatura motriz na diferença de temperatura de cálculo das áreas de transferência de calor. Condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_1 = 40^\circ C$; $CR=1,7$; $n=3$.

A única grandeza que varia é Q_{ev} , e esta aumenta com o aumento da produção de vapor em cada efeito (ver figura 5.15), pelo que as áreas de transferência de calor nos evaporadores acompanham a variação da potência calorífica neles trocada, quando apenas varia a temperatura motriz. .

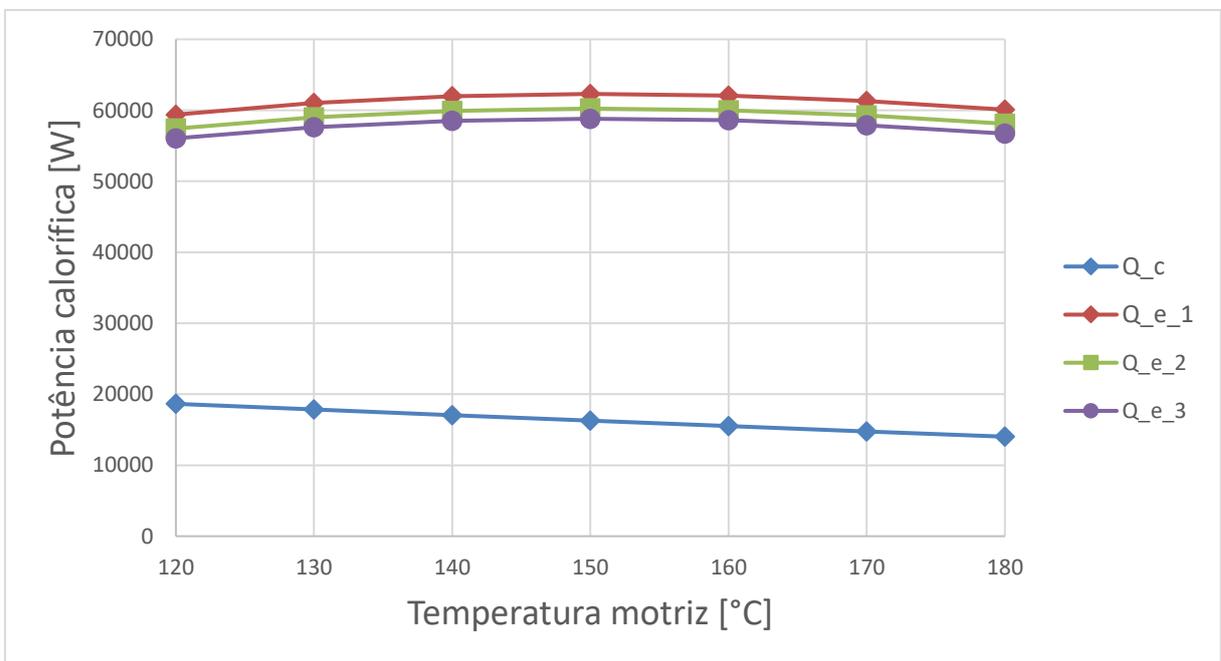


Figura 5.15: Influência da temperatura motriz na potência calorífica transferida nos efeitos. Condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_1 = 40^\circ C$; $CR=1,7$; $n=3$.

As potências caloríficas trocadas nos efeitos e os correspondentes coeficientes de transferência de calor têm pouco significado na comparação das áreas de transferência de calor entre efeitos, uma vez que, os três efeitos transferem praticamente a mesma potência calorífica (entre 3% a 6% de diferença). O coeficiente de transferência de calor varia pouco cerca de 2% do primeiro para o último evaporador.

Entre os evaporadores distingue-se a área de transferência de calor do primeiro evaporador ($A_{e(1)}$), esta é menor que as áreas dos evaporadores seguintes em cerca 55%. Tal resulta da diferença de temperatura $\Delta T_{ev,(1)}$ (ver figura 5.14) ser cerca de 4°C, que é aproximadamente o dobro de ΔT_{ev} do segundo e terceiro evaporadores. O fluxo de vapor que fornece calor no primeiro evaporador vem do ejetor e o valor de ΔT_{ev} é governado pela razão de compressão (CR=1,7). Enquanto que, nos evaporadores seguintes é a diferença de temperatura entre evaporadores (ΔT) que define ΔT_{ev} . Para o primeiro evaporador se o CR imposto fosse igual $CR_{min}=1,53$ resultaria num valor de $\Delta T_{ev,(1)}$ de 2°C, quanto mais elevado for CR em relação a CR_{min} maior será o valor de $\Delta T_{ev,(1)}$ no primeiro evaporador. Nos evaporadores 2 e 3 ΔT_{ev} é cerca de 0,7°C inferior a ΔT ($\Delta T = 2,5^\circ C$) devido à queda de pressão no vapor à passagem pelo separador de gotas.

O condensador tem uma redução na área de transferência de calor com a subida da temperatura motriz que resulta da redução contínua do fluxo de vapor (\dot{m}_c) condensado, notado pelo declive negativo da potência calorífica na figura 5.15. A redução de \dot{m}_c resulta da confluência de dois resultados, menor produção de vapor nos efeitos para T_m acima de 150°C, e aumento do desempenho do ejetor com T_m traduzido numa maior fração de vapor arrastado para o ejetor em relação ao total de vapor gerado no último efeito.

5.6.2 Influência da temperatura do primeiro efeito nas áreas de transferência de calor

A figura 5.16 resulta da variação da temperatura do primeiro efeito (T_1) num sistema de três efeitos nas áreas de transferência de calor nos evaporadores e condensador. Nas mesmas condições a figura 5.17 expõe a variação da potência transferida envolvida no cálculo das áreas de transferência de calor.

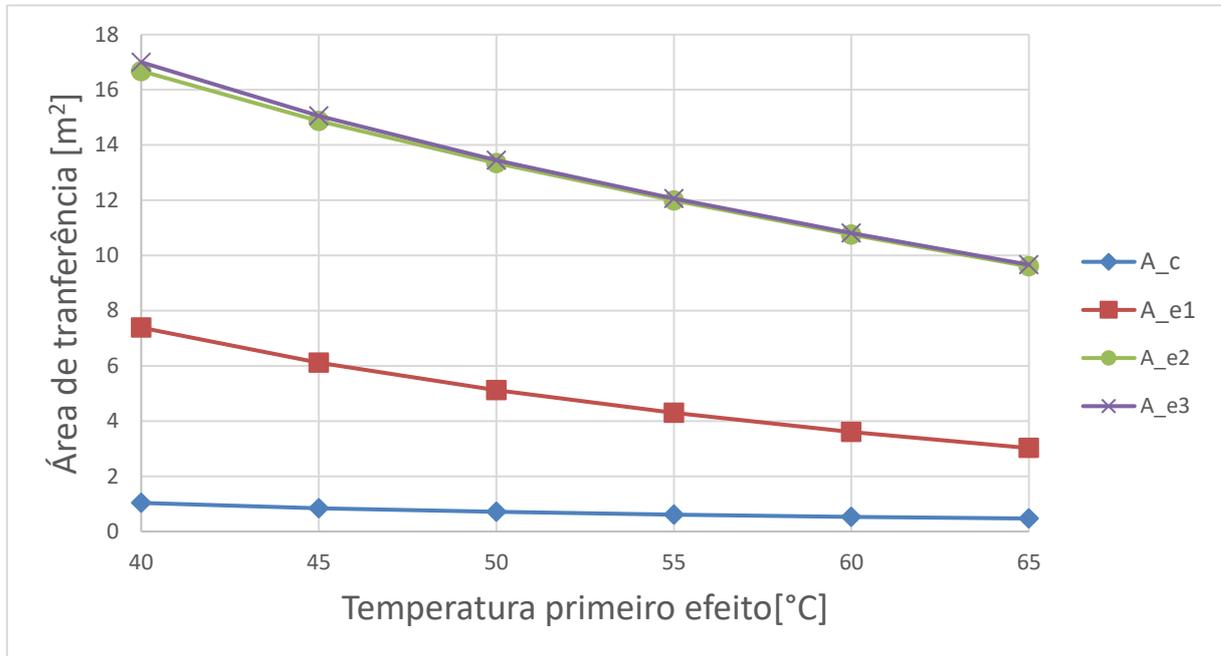


Figura 5.16: Influência da temperatura do primeiro efeito nas áreas de transferência de calor. Condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_m = 145^\circ C$; $n=3$.

As áreas de transferência de calor nos evaporadores reduzem-se com a T_1 . As áreas do segundo e terceiro evaporadores reduzem-se cerca de 42% na gama de T_1 , devido à combinação da redução da potência calorífica em cerca de 20%, aumento do coeficiente de transferência de calor em cerca de 16 % e aumento da diferença de temperatura ($\Delta T_{ev(2)}$, $\Delta T_{ev(3)}$) em cerca de 14 %. O aumento de ΔT_{ev} no segundo e terceiro efeito resulta apenas de a queda de pressão no separador de gotas ter um valor constante; quanto mais elevada for a pressão de vapor nestes evaporadores por consequência da sua subida de temperatura menor peso relativo tem a queda de pressão no separador de gotas e mais ΔT_{ev} se aproxima de ΔT .

No caso do primeiro evaporador houve uma redução mais acentuada na área de transferência de calor, cerca de 60% no intervalo de T_1 . A redução resulta de o CR_{min} baixar de 1,53 para 1,41, donde o valor $\Delta T_{ev(1)}$ sobe 37%; da redução de $Q_{e(1)}$ em 20% e subida de $U_{e(1)}$ em 18%.

No condensador verifica-se uma redução de 5% na área. Há um aumento de cerca de 6% na potência calorífica transferida, no entanto U_c sobe cerca de 19% e a diferença logarítmica de temperatura sobe 47%. O aumento acentuado de $LMTD_c$ resulta da maior diferença de temperatura entre a água salgada de entrada e a temperatura do vapor último efeito. Com a subida de T_1 existe uma redução na quantidade de vapor produzido em cada efeito. Do lado do ejetor o vapor arrastado baixa, e o rácio entre o vapor arrastado e o vapor que segue para o condensador reduz-se.

A potência calorífica trocada, envolvida no cálculo das áreas de transferência de calor, em função da temperatura no primeiro efeito é apresentada na figura 5.17

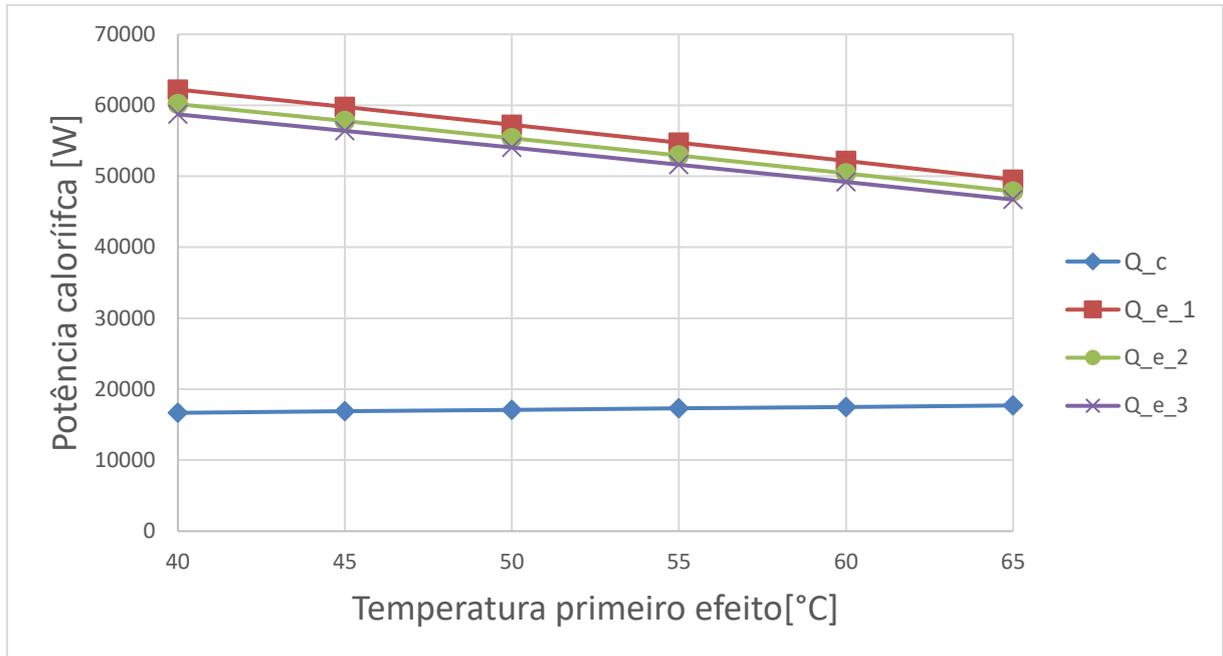


Figura 5.17: Influência da temperatura do primeiro efeito na potência calorífica transferida nos efeitos, condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $CR=1,7$; $n=3$.

A evolução da diferença de temperatura, envolvida no cálculo das áreas de transferência de calor, em função da temperatura no primeiro efeito é apresentada na figura 5.18.

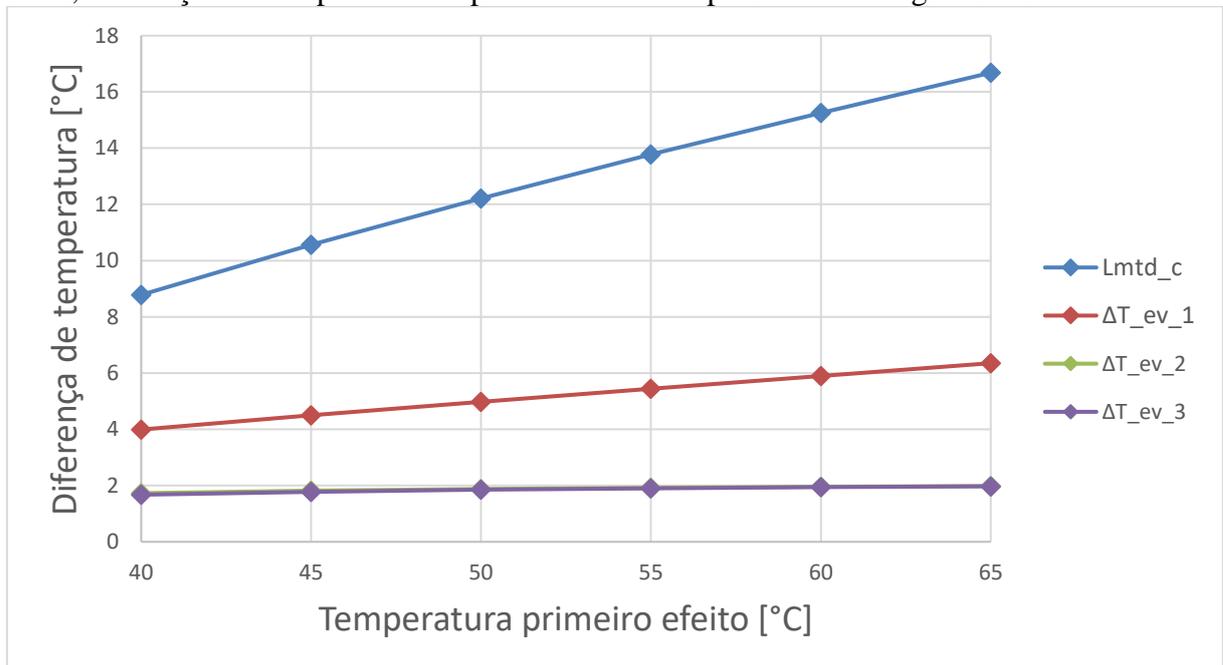


Figura 5.18: Influência da temperatura do primeiro na diferença de temperatura de cálculo das áreas de transferência de calor, condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $CR=1,7$; $n=3$.

5.6.3 Influência da razão de compressão nas áreas de transferência de calor

Na figura 5.19 observa-se a influência da razão de compressão (CR) nas áreas de transferência dos efeitos e do condensador. Nos efeitos as áreas de transferência de calor reduzem-se com o aumento de CR. As áreas do segundo e terceiro efeito reduzem-se em cerca de 41% e do primeiro efeito reduz-se 85%. A área do condensador sob com CR cerca de 11%.

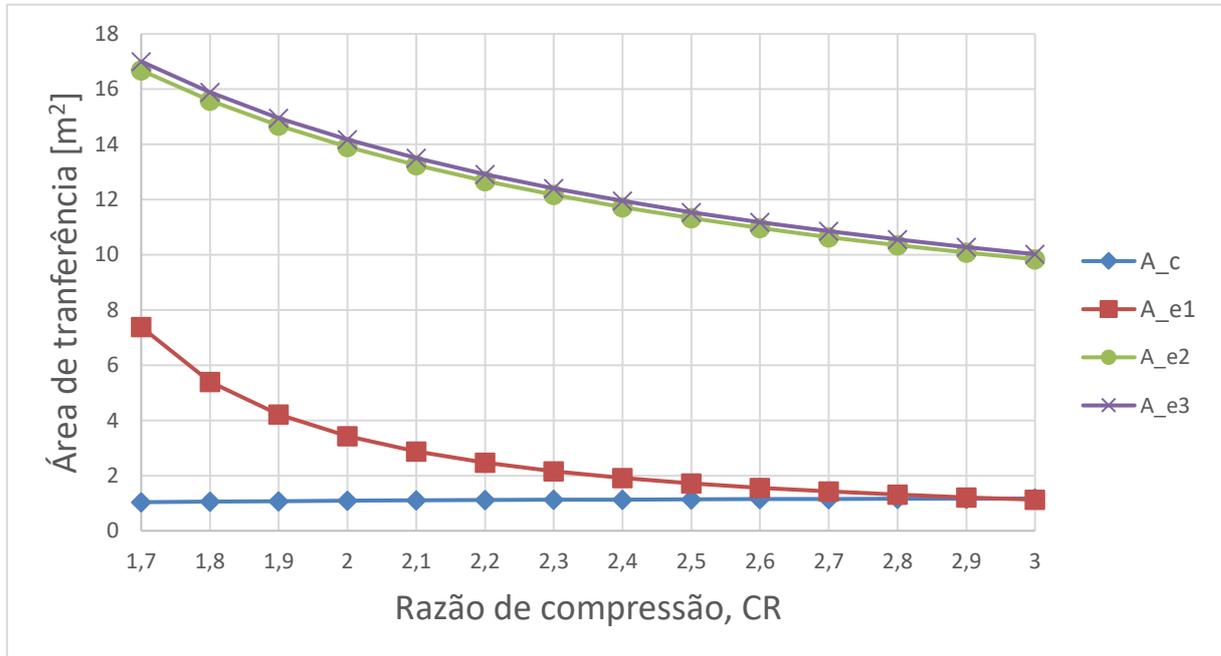


Figura 5.19: Influência da razão de compressão nas áreas de transferência de calor. Condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_m = 145^\circ C$; $T_1 = 40^\circ C$; $n=3$.

A potência calorífica, ver figura 5.20, baixa em todos os efeitos em cerca de 41% com CR nos pontos extremos do intervalo. Os coeficientes de transferência de calor nos efeitos não variam com CR e as diferenças de temperatura do segundo e terceiro efeito, também não variam com CR. Então para os efeitos 2 e 3 a redução da área deve-se apenas à redução da potência calorífica trocada nos efeitos. No caso do primeiro efeito a redução é mais acentuada, pois além da potência calorífica reduzir-se, o aumento da de CR traduz num aumento da diferença de temperatura de transferência de calor ($\Delta T_{ev,(1)}$) de cerca de 280% entre os valores extremos pelo aumento de CR face á razão de compressão mínima ($CR_{min}=1,53$), ver figura 5.21.

A área de transferência de calor no condensador pelo aumento do caudal mássico de condensado.

O gráfico da figura 5.20 reflete a influência de CR na potência calorífica trocada entre nos componentes.

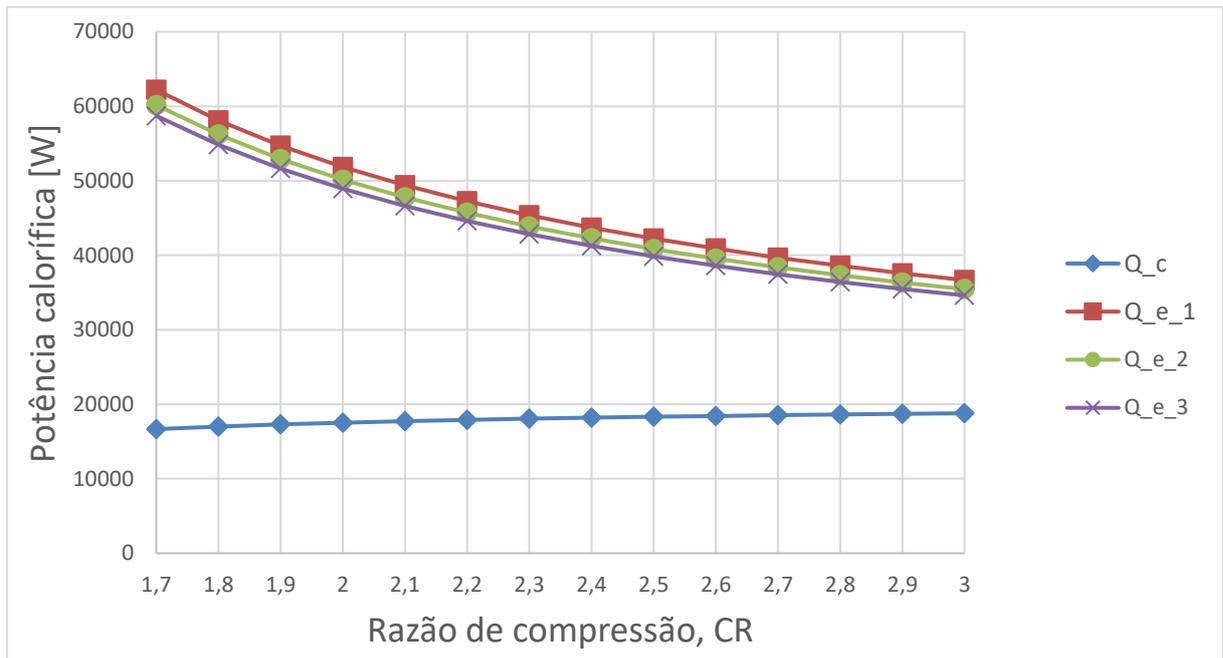


Figura 5.20: Influência da razão de compressão nas potências caloríficas. Condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_m = 145^\circ C$; $T_1 = 40^\circ C$; $n=3$.

A diferença de temperatura de cálculo das áreas de transferência de calor em função de CR observa-se na figura 5.21. As diferenças de temperatura $\Delta T_{ev(2)}$ e $\Delta T_{ev(3)}$ do segundo e terceiro efeitos, respetivamente, e $LMTD_c$ do condensador não dependem da razão de compressão.

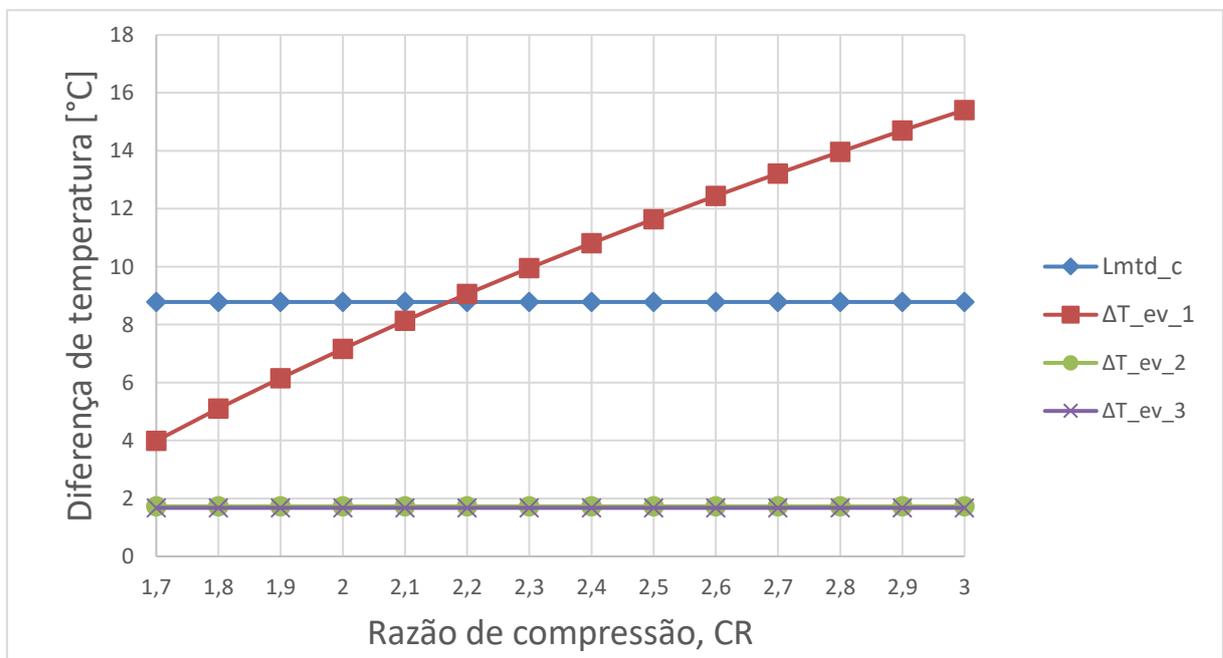


Figura 5.21: Influência da razão de compressão na diferença de temperatura de cálculo das áreas de transferência de calor. Condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $\Delta T = 2,5^\circ C$; $T_m = 145^\circ C$; $T_1 = 40^\circ C$; $n=3$.

5.6.4 Influência da diferença de temperatura entre efeitos na área de transferência de calor

A figura 5.22 apresenta a influência da diferença de temperatura entre efeitos (ΔT) nas áreas de transferência de calor num sistema de 3 efeitos. Nos efeitos 2 e 3 verificou-se uma redução nas áreas de transferência de calor de aproximadamente 44% e no primeiro efeito a área aumentou de 44%, para o intervalo definido para ΔT . A área do condensador aumenta cerca de 5%. Com $\Delta T = 3^\circ C$, a área do primeiro evaporador ($A_{ev,(1)}$) continua a ser inferior às áreas dos restantes evaporadores.

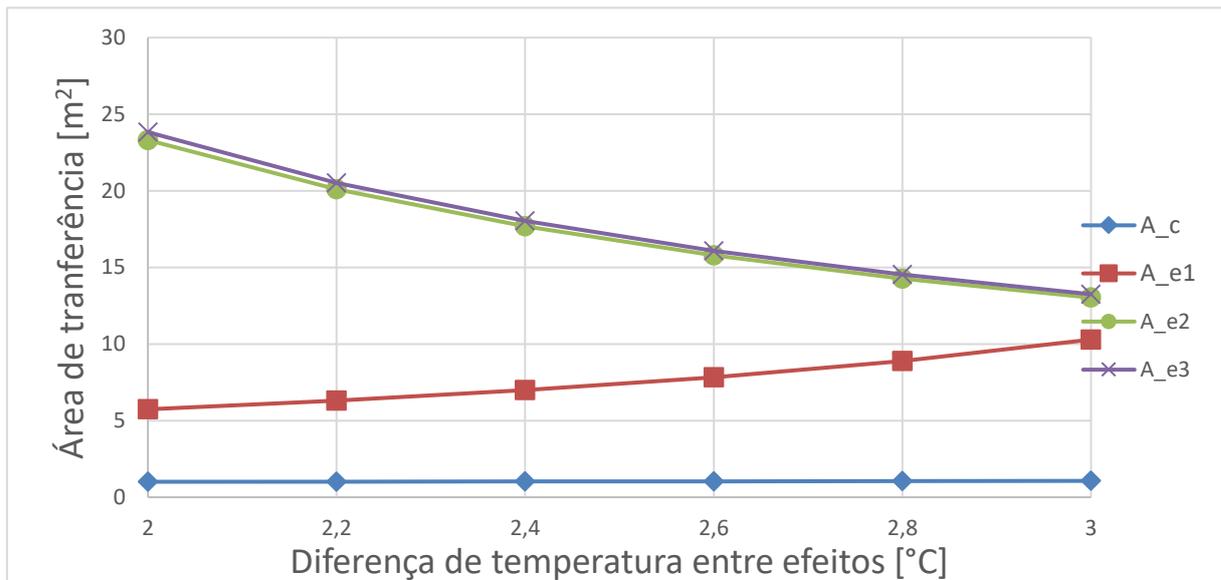


Figura 5.22 Influência de ΔT entre efeitos na área dos permutadores, nas condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $T_1 = 40^\circ C$; $T_m = 145^\circ C$; $CR = 1,7$; $n=3$.

A potência calorífica trocada não se altera significativamente, apenas sobe cerca de 1% entre os extremos, ver figura 5.23.

Na figura 5.24 a diferença de temperatura aumenta com o aumento de ΔT nos efeitos 2 e 3. No primeiro efeito, dado que a razão de compressão é fixa ($CR=1,7$), a subida de ΔT faz aumentar CR_{min} de 1,45 para 1,62, pelo que a temperatura de saturação do vapor vindo ejetor aproxima-se da temperatura de saturação do vapor formado no primeiro efeito.

A figura 5.23 apresenta a influência de ΔT sobre a potência calorífica transferida nos componentes.

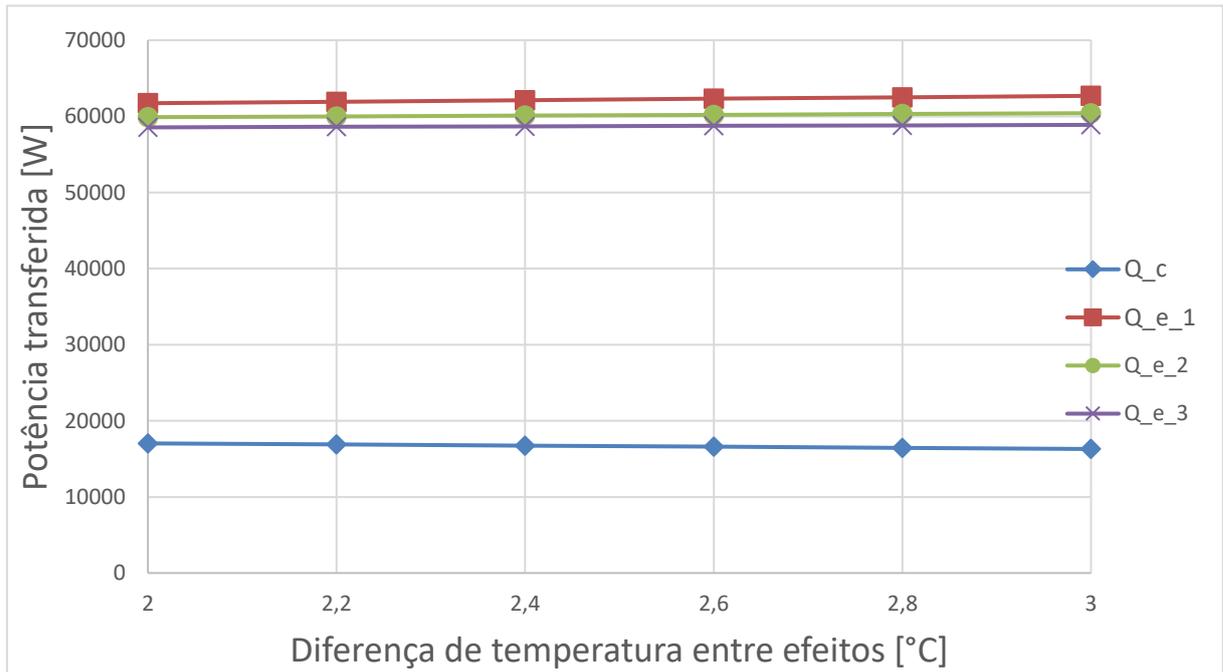


Figura 5.23: Influência de ΔT entre efeitos nas potências caloríficas, nas condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $T_1 = 40^\circ C$; $T_m = 145^\circ C$; $CR = 1,7$; $n=3$.

A diferença de temperaturas de cálculo nas áreas de transferência de calor em função de ΔT é dada na figura 5.24.

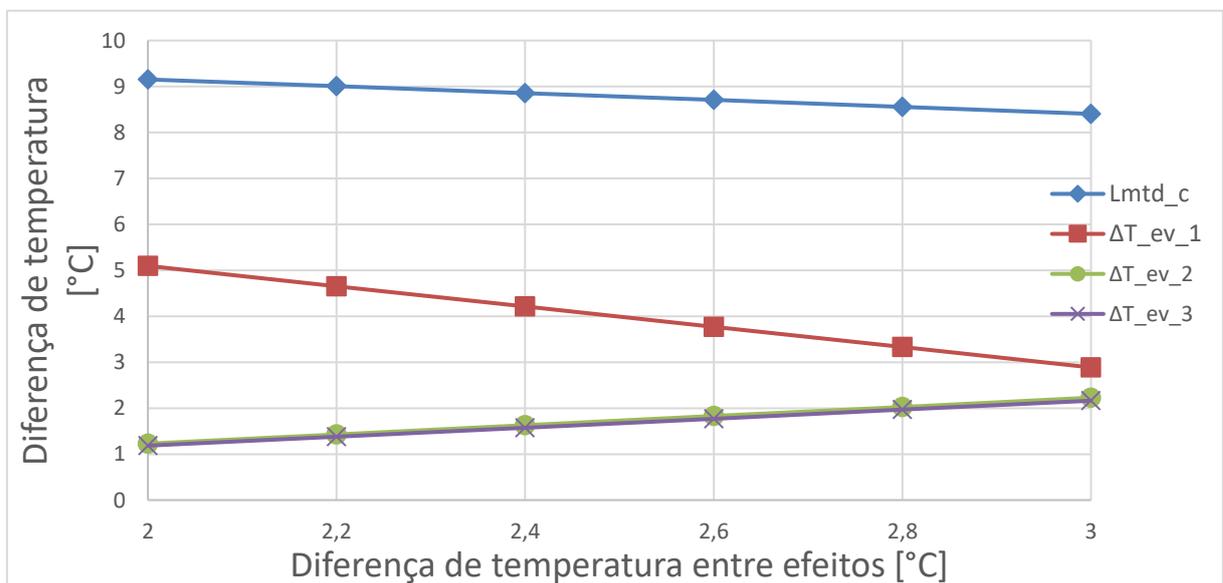


Figura 5.24: Influência de ΔT entre efeitos na diferença de temperatura de cálculo das áreas de transferência de calor, nas condições: $G = 1000 \left[\frac{W}{m^2} \right]$; $T_1 = 40^\circ C$; $T_m = 145^\circ C$; $CR = 1,7$; $n=3$.

5.7 Condições operativas selecionadas para os sistemas com 1 a 3 efeitos

Com base nos dados de simulação e na discussão dos mesmos nas secções 5.1 a 5.6, foram selecionados valores para as variáveis operativas. Estes valores foram escolhidos tendo como principal consideração o desempenho do sistema na produção de água. Os valores escolhidos para as variáveis operativas são apresentados na tabela 5.7.

Tabela 5.7: Condições operativas escolhida para os sistemas de 1 a 3 efeitos.

T_m , [°C]	T_1 , [°C]	ΔT [°C]	CR
145	40	2,5	1,7

Estas condições operativas foram usadas para definir as condições de funcionamento dos sistemas de 1 a 3 efeitos, em termos de fluxos mássicos, estados termodinâmicos, potência trocada e estimativa das áreas de transferência de calor. Estes dados foram colocados no Anexo A.

A temperatura motriz (T_m) foi escolhida como um compromisso de desempenho dos sistemas nos dois valores de radiação testados (1000 e 600 W/m²). A escolha deste valor tenta conciliar a influência da T_m verificada na produção de água para estas duas radiações, ver figura 5.2 e figura 5.4, o que resulta numa redução na produção de água inferior a 1% e cerca de 3% inferior face às produções máximas obtidas para a radiação solar de 1000 W/m² e 600 W/m² respetivamente.

A temperatura do primeiro efeito (T_1) deve ser a mais baixa possível para obter um bom desempenho. A limitação em baixar T_1 advém da temperatura da água do mar, e o aumento da proximidade entre estas duas temperaturas pode impossibilitar a transferência de calor no condensador e pré-aquecedor. Outro fator a considerar é de que quanto mais baixas forem as temperaturas nos evaporadores e no condensador maior será a diferença de pressão do interior dos equipamentos para o exterior, o que pode causar problemas de estanquicidade. Neste caso, como no máximo apenas temos um sistema com 3 efeitos, foi escolhido para T_1 o valor correspondente ao limite inferior do intervalo estabelecido na tabela 5.1.

A valor da razão de compressão (CR) escolhido foi o valor mais baixo para esta variável na tabela 5.1, pois a produção de água reduz-se com o aumento de CR, ver figura 5.5 . O desempenho dos sistemas é bastante sensível a CR, pelo que um pequeno aumento, por exemplo, se CR aumenta de 1,7 para 2 a produção de água reduz-se cerca de 19% para todos os sistemas. A desvantagem desta escolha é que a área de transferência de calor nos efeitos assume o valor mais elevado, ver figura 5.19.

A influência da diferença de temperatura (ΔT) entre efeitos afeta sobretudo a área de transferência de calor, secção 5.6.4, e está limitada pela relação entre T_1 , a temperatura da água do mar e o número de efeitos. A escolha de $\Delta T=2,5^\circ\text{C}$ tem em consideração o sistema de três efeitos, ver secção 5.2.4.

Os resultados do desempenho nas condições indicadas na tabela 5.7 são indicados na tabela 5.8. O desempenho dado pela produção de água e pelo GOR aumentam com o número de efeitos. O sistema de 3 efeitos produz mais do triplo da água produzida pelo sistema com 1 efeito, por outro lado, a áreas específicas de transferência de calor aumentam substancialmente. Nesta tabela não se faz referência ao pré-aquecedor, pois para este componente não existe estimativa direta da sua área de transferência de calor.

Tabela 5.8: Comparação dos sistemas em função do número de efeitos para as condições operativas escolhidas.

	\dot{m}_d [litros/hora]	GOR	$a_{esp, 1}$ [m ² /(kg/s)]	$a_{esp, 2}$ [m ² /(kg/s)]	$a_{esp, 3}$ [m ² /(kg/s)]	$a_{esp, c}$ [m ² /(kg/s)]
1 Efeito	88	2,9	122	-	-	120
2 Efeitos	176	5,8	173	680	-	134
3 Efeitos	264	8,7	295	695	711	150

O sistema anterior estudado em [10] também foi otimizado usando a mesma metodologia. Os desempenhos obtidos são resumidos na tabela 5.9.

Tabela 5.9: Desempenho do sistema desenvolvido em [10] nas condições de funcionamento ótimas no presente trabalho.

	\dot{m}_d [litros/hora]	GOR	$a_{esp, 1}$ [m ² /(kg/s)]	$a_{esp, 2}$ [m ² /(kg/s)]	$a_{esp, 3}$ [m ² /(kg/s)]	$a_{esp, c}$ [m ² /(kg/s)]
1 Efeito	88	2,9	122	-	-	120
2 Efeitos	176	5,8	174	667		133
3 Efeitos	262	8,6	298	688	707	150

Comparando as tabela 5.8 e tabela 5.9 relativamente à produção de água em função do número de efeitos, os resultados são praticamente idênticos em ambos os sistemas. Existe uma pequena vantagem (inferior a 1%) do sistema em estudo quando existem 3 efeitos. As áreas específicas nos componentes são similares, no entanto, o sistema atual inclui um permutador adicional, o pré-aquecedor, que não existe no sistema anterior.

A tabela 5.10 apresenta as potências caloríficas nos seguintes componentes: o primeiro efeito, o condensador e o pré-aquecedor.

Tabela 5.10: Comparação das potências caloríficas entre os sistemas em função do número de efeitos.

	Nº de efeitos	Potência calorífica, efeito1 [kW]	Potência de condensação rejeitada [kW]	Potência de condensação útil [kW]	Potência recuperada pré-aquecedor [kW]
Sistema atual	1	59,8	16,9	3,5	0,4
	2	61	13,0	5,8	1,0
	3	62,2	10,0	6,7	1,8
Sistema anterior	1	60,5	16,7	3,5	-
	2	61,5	12,5	5,7	-
	3	62,4	9,6	6,7	-

No sistema anterior a salmoura é inserida no efeito seguinte, e a salmoura do último efeito é rejeitada do sistema. O pré-aquecedor foi um componente incluído no sistema atual como forma de compensar a eliminação da transferência da salmoura entre efeitos, por razões explicadas na secção 4.1, foi considerada uma eficiência deste permutador de 50%. Observa-se que a potência trocada no primeiro efeito é superior no sistema anterior, porém a potência recuperada no pré-aquecedor existente no sistema atual compensa a diferença. As potências envolvidas no condensador são similares entre o sistema atual e o anterior.

A potência recuperada no pré-aquecedor quadruplica do sistema com 1 efeito para o sistema de 3 efeitos, o que parece dar vantagem a este sistema face ao anterior quando o número de efeitos aumenta.

5.8 Comparação dos coeficientes de transferência de calor

Os coeficientes globais de transferência de calor foram avaliados apenas no sistema de três efeitos. A justificação prende-se com o fato de ser necessário definir alguns valores construtivos, como o número e dimensão dos tubos, com base na imposição de velocidades máximas de escoamento (1,5 m/s para líquidos e 20 m/s para vapor). Como os caudais envolvidos variam com o número de efeitos e as condições operativas é necessário alterar o número e o tamanho dos tubos. As condições operativas utilizadas são as da Tabela 5.7.

Da tabela 5.11 à tabela 5.13 são apresentados os coeficientes de transferência relativos aos 3 evaporadores.

Os coeficientes calculados pela versão (a) apenas dependem da temperatura e foram desenvolvidas para sistemas de dessalinização.

A versão (b) envolve uma correlação desenvolvida para evaporação de água pura na superfície exterior de apenas um tubo horizontal (*falling film*), para temperaturas superiores às existentes no sistema atual. Como tal, coloca-se o problema da sua aplicabilidade ao caso em estudo, apesar desta ser amplamente divulgada na literatura a propósito da dessalinização.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor pela versão (c) tem a vantagem face ao anterior de ter sido desenvolvida para uma gama de temperatura baixa e envolvendo também a salinidade.

Tabela 5.11: Comparação dos coeficientes de transferência de calor e áreas de permuta do efeito 1 ($T_1=40^\circ\text{C}$)

Versão a		Versão b		Versão c	
$U_{e(1)}$, [W/(m ² K)]	$A_{e(1)}$, [m ²]	$U_{e(1)}$, [W/(m ² K)]	$A_{e(1)}$, [m ²]	$U_{e(1)}$, [W/(m ² K)]	$A_{e(1)}$, [m ²]
2111	7	1772	9	2241	7

Tabela 5.12: Comparação dos coeficientes de transferência de calor e áreas de permuta do efeito 2 ($T_2=37,5^\circ\text{C}$)

Versão a		Versão b		Versão c	
$U_{e(2)}$, [W/(m ² K)]	$A_{e(2)}$, [m ²]	$U_{e(2)}$, [W/(m ² K)]	$A_{e(2)}$, [m ²]	$U_{e(2)}$, [W/(m ² K)]	$A_{e(2)}$, [m ²]
2085	17	1595	22	2258	15

Tabela 5.13: Comparação dos coeficientes de transferência de calor e áreas de permuta do efeito 3 ($T_3=35^\circ\text{C}$)

Versão a		Versão b		Versão c	
$U_{e(3)}$, [W/(m ² K)]	$A_{e(3)}$, [m ²]	$U_{e(3)}$, [W/(m ² K)]	$A_{e(3)}$, [m ²]	$U_{e(3)}$, [W/(m ² K)]	$A_{e(3)}$, [m ²]
2063	17	1573	22	2223	16

A tabela 5.14 apresenta os coeficientes de transferência de calor relativos ao condensador. A versão (d) foi desenvolvida para condensadores em instalações de dessalinização e inclui o efeito da formação de incrustações nos tubos, a versão (e) envolve à condensação em filme laminar no exterior de um único tubo.

Tabela 5.14: Comparação dos coeficientes de transferência de calor e áreas de permuta do condensador

Versão d		Versão e	
$U_c,$ [W/(m ² K)]	$A_c,$ [m ²]	$U_c,$ [W/(m ² K)]	$A_c,$ [m ²]
1832	1	3246	0,6

6 Conclusões e sugestões de trabalhos futuros

O trabalho efetuado na elaboração desta dissertação teve o objetivo de analisar um sistema de dessalinização por compressão térmica de vapor alimentado por energia solar, no sentido de estabelecer as condições de funcionamento em função da melhoria do seu desempenho. O ponto de partida do estudo foi um modelo matemático existente para o sistema de dessalinização solar implementado no *software* EES (F-Chart, EUA). O modelo matemático é baseado em balanços mássicos e energéticos dos componentes em regime permanente. Este modelo foi melhorado e o sistema modificado no sentido de melhor se adequar à concretização de um sistema de pequena dimensão. A principal modificação foi a simplificação dos evaporadores, a salmoura dos diferentes evaporadores é misturada entre si, e utilizada num permutador adicional (pré-aquecedor) que transfere calor da salmoura para a água salgada de alimentação dos evaporadores. Em relação à dimensão dos componentes, as áreas e coeficientes de transferência de calor, foram estudadas formas alternativas, encontradas na literatura, de as calcular por forma a dar uma base mais consistente a estas estimativas. Foi introduzido o parâmetro razão de compressão mínima do ejetor; útil para garantir que trocas de calor são possíveis e na análise da influência das variáveis operativas nas áreas de transferência de calor.

O desempenho do sistema foi avaliado com base na produção de água e no *Gain Output Ratio* (GOR), optando por dar maior ênfase à produção de água e à sua relação com as áreas de transferência de calor.

As variáveis operativas consideradas mais influentes no sistema: a radiação solar, o número de efeitos, a temperatura do primeiro efeito, a razão de compressão e a diferença de temperatura entre efeitos. Foi desenvolvida uma metodologia de simulação que utiliza estas variáveis por forma a melhorar a produção de água. Ao mesmo tempo foram analisados os resultados destas simulações no GOR e nas áreas de transferência de calor.

As variáveis T_1 e CR produzem uma variação monótona decrescente na produção de água (\dot{m}_d) e no GOR. Os valores correspondentes aos limites inferiores estabelecidos para os intervalos de variação de $T_1=40^\circ\text{C}$ e de $\text{CR}=1,7$ correspondem aos valores mais elevados de \dot{m}_d e do GOR. O aumento número de efeitos produz uma elevação da quantidade \dot{m}_d e do GOR, assim como, o aumento da intensidade da radiação solar tem efeito positivo no desempenho.

A produção de água e o GOR dependem de forma diferente do valor de T_m . O desempenho do sistema de compressão térmica de vapor melhora com o aumento da temperatura motriz, mas tal não implica maior produção de água por parte do sistema. De facto, verificou-se que na variação de T_m a produção de água apresenta um máximo no interior do intervalo. A quantidade de água produzida pelo sistema não só depende do desempenho do sistema de dessalinização (dado pelo GOR), como, também, do desempenho do sistema de aproveitamento da energia solar. A elevação da temperatura motriz tem uma influência negativa no rendimento dos coletores (η_{solar}); e deve ser incluída na avaliação da temperatura motriz a influência da intensidade da radiação solar pois esta também afeta o seu rendimento. Aliás, quanto mais baixa for a intensidade da radiação solar, mais baixo será o valor de T_m que conduz à produção máxima de água.

As áreas de transferência de calor dos evaporadores foram as mais relevantes na análise que as do condensador, os valores estimados das áreas de transferência de calor dos evaporadores foram sempre mais significativos que os obtidos para o condensador. A potência calorífica trocada no condensador é significativamente inferior à trocada nos evaporadores e os valores obtidos para a diferença de temperaturas média logarítmica são favoráveis a que as áreas de transferência de calor no condensador sejam mais baixas.

A área de transferência de calor do primeiro efeito nas experiências efetuadas foi sempre inferior às áreas dos efeitos seguintes, decorre, sobretudo, de no primeiro efeito a diferença de

temperatura de transferência de calor no primeiro efeito ($\Delta T_{ev,(1)}$) ser governada pela relação entre CR e a razão de compressão mínima do ejetor (CR_{min}). Quanto mais elevado for o valor de CR face a CR_{min} maior será $\Delta T_{ev,(1)}$. A gama de valores de CR utilizada garantiu sempre valores mais elevados de diferença de temperatura de transferência de calor em relação aos evaporadores seguintes.

A influência da variação de T_m sobre as áreas de transferência de calor nos evaporadores advém, principalmente, da potência térmica trocada, ou quantidade de vapor produzido no efeito. Por esta razão, verificou-se uma concordância entre os valores das áreas de transferência de calor dos evaporadores e os valores de produção de vapor nos evaporadores quando apenas varia T_m .

O aumento de T_1 e CR favorece a redução das áreas de transferência de calor nos efeitos. No caso de T_1 subir de 40°C para 50°C é possível reduzir as áreas de transferência de calor de forma significativa com uma redução de \dot{m}_d e do GOR em termos relativos menos acentuada. No caso do aumento de CR, na gama testada, as áreas de transferência de calor reduzem-se significativamente, em particular no primeiro efeito pela razão de CR ser sucessivamente superior a CR_{min} . No entanto, o aumento de CR reduz a produção de água de forma significativa.

A diferença de temperaturas entre efeitos não afeta significativamente a produção de água, mas a sua elevação tem o efeito benéfico de reduzir as áreas de transferência de calor dos efeitos, com exceção do primeiro efeito. A limitação na subida de ΔT prende-se com as trocas de calor no condensador e pré-aquecedor com a água salgada de entrada.

Sugestões para trabalhos futuros:

- Este estudo não avalia de forma correta o consumo de energia elétrica do sistema, em particular das bombas, por não incluir estimativas da perda de carga. Neste sentido, o GOR pode assumir maior relevância numa futura avaliação por considerar a quantidade fluxo mássico de vapor motriz (envolvendo a potência da bomba motriz) necessário para produzir água;
- Incorporação de um reservatório de armazenamento para o sistema solar, para atenuar a intermitência do recurso solar, num modelo dinâmico. A temperatura de armazenamento do fluido térmico relaciona-se com a temperatura do vapor motriz, em função disso considerar, também, as perdas de calor para o exterior que podem ser significativas, pela razão da instalação ser instalada no exterior sujeita à influência direta do clima;
- No modelo presente o separador de gotas é apenas avaliado na queda de pressão que provoca, e esta é sempre constante. No futuro é necessário avaliar melhor este componente, com a inclusão de uma velocidade de vapor relacionada com o vapor produzido e a definição das dimensões e características de eficiência de retenção de gotas de um separador real;
- Como no modelo o evaporador é adiabático, pode-se substituir a configuração do evaporador atual por uma energeticamente equivalente. Onde se passa a ter um permutador de duas entradas e duas saídas, onde o vapor do lado quente condensa, e do lado frio a água salgada aquece quase até à mudança de fase. Essa água salgada, após sair do permutador, é introduzida numa câmara onde pela expansão se forma o vapor (à semelhança de uma *flash-box*);
- Melhorar a avaliação da radiação solar no sentido de se avaliar corretamente o rendimento dos coletores, relativamente aos ângulos de incidência da radiação direta e difusa, para se poder fazer cálculos anuais realistas com base em informação sobre a radiação solar do local da instalação;
- Avaliar o pré-aquecedor no sentido de apenas receber a salmoura do primeiro efeito, uma vez que a mistura das salmouras degrada a temperatura, se apenas se usar a do

primeiro efeito pode ser possível aumentar um pouco mais a diferença de temperaturas entre efeitos e com isso baixar as áreas de transferência de calor;

- Não é possível avaliar neste modelo um ejetor de dimensões fixas, pelo que, o funcionamento de um ejetor real deve ser considerado numa avaliação futura, tendo em conta a variabilidade do recurso solar.

Referências bibliográficas

- [1] Eltawil, M.A., Z. Zhengming, and L. Yuan, *A review of renewable energy technologies integrated with desalination systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. **13**(9): p. 2245-2262.
- [2] Shahzad, M.W., M. Burhan, L. Ang, and K.C. Ng, *Energy-water-environment nexus underpinning future desalination sustainability*. Desalination, 2017. **413**: p. 52-64.
- [3] Kalogirou, S.A., *Seawater desalination using renewable energy sources*. Progress in Energy and Combustion Science, 2005. **31**(3): p. 242-281.
- [4] Mathioulakis, E., V. Belessiotis, and E. Delyannis, *Desalination by using alternative energy: Review and state-of-the-art*. Desalination, 2007. **203**(1): p. 346-365.
- [5] Hanjra, M.A. and M.E. Qureshi, *Global water crisis and future food security in an era of climate change*. Food Policy, 2010. **35**(5): p. 365-377.
- [6] Sood, A. and V. Smakhtin, *Can Desalination and Clean Energy Combined Help to Alleviate Global Water Scarcity?* JAWRA Journal of the American Water Resources Association, 2014. **50**(5): p. 1111-1123.
- [7] Pinto, F.S. and R.C. Marques, *Desalination projects economic feasibility: A standardization of cost determinants*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. **78**: p. 904-915.
- [8] Alkaisi, A., R. Mossad, and A. Sharifian-Barforoush, *A Review of the Water Desalination Systems Integrated with Renewable Energy*. Energy Procedia, 2017. **110**: p. 268-274.
- [9] Pouyfaucou, A.B. and L. García-Rodríguez, *Solar thermal-powered desalination: A viable solution for a potential market*. Desalination, 2018. **435**: p. 60-69.
- [10] Couto, J.G.R.F., *Desenvolvimento de um modelo matemático para análise de sistemas de dessalinização por compressão térmica de vapor alimentado por energia solar*. . 2015, FEUP: Porto.
- [11] Nebbia, G. and G. Mennozi, *A short history of water desalination*. 1966. 129-172.
- [12] Latteman, S., *Development of an environmental impact assessment and decision support system for seawater desalination plants*. 2010: CRC press.
- [13] Gude, V.G., *Desalination and sustainability – An appraisal and current perspective*. Water Research, 2016. **89**: p. 87-106.
- [14] O.K., B., *The ABCs of Desalting*. 2nd ed. ed. 2000, Topsfield, Massachusetts, USA: International Desalination Association.
- [15] Bennett, A., *50th Anniversary: Desalination: 50 years of progress*. Filtration + Separation, 2013. **50**(3): p. 32-39.
- [16] Kalogirou, S., *Survey of solar desalination systems and system selection*. Energy, 1997. **22**(1): p. 69-81.
- [17] Spiegler, K.S., *Principles of Desalination*, N.Y.A. Press, Editor. 1966, Academic Press.
- [18] El-Dessouky, H., I. Alatiqi, S. Bingulac, and H. Ettouney, *Steady-State Analysis of the Multiple Effect Evaporation Desalination Process*. Chemical Engineering & Technology, 1998. **21**(5): p. 437-451.
- [19] Ettouney, H.E.-D.a.H., *Fundamentals of Salt Water Desalination*. 2002: Elsevier Science.

- [20] O.K., B., *The U.S. Agency for International Development*. 1980.
- [21] Al-Shammiri, M. and M. Safar, *Multi-effect distillation plants: state of the art*. Desalination, 1999. **126**(1): p. 45-59.
- [22] Ettouney, H., *Conventional Thermal Processes*, in *Seawater Desalination: Conventional and Renewable Energy Processes*, G. Micale, L. Rizzuti, and A. Cipollina, Editors. 2009, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 17-40.
- [23] Al-Juwayhel, F., H. El-Dessouky, and H. Ettouney, *Analysis of single-effect evaporator desalination systems combined with vapor compression heat pumps*. Desalination, 1997. **114**(3): p. 253-275.
- [24] Jamil, M.A. and S.M. Zubair, *On thermoeconomic analysis of a single-effect mechanical vapor compression desalination system*. Desalination, 2017. **420**: p. 292-307.
- [25] Ayoub, G.M. and L. Malaeb, *Economic feasibility of a solar still desalination system with enhanced productivity*. Desalination, 2014. **335**(1): p. 27-32.
- [26] Bazargan, A., *A Multidisciplinary Introduction to Desalination*. 2018: River Publishers.
- [27] Lopes, P.M.R.d.R.F.L., *Structured membranes for water desalination and purification*. 2015, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [28] Charcosset, C., *A review of membrane processes and renewable energies for desalination*. Desalination, 2009. **245**(1): p. 214-231.
- [29] Al-Karaghoul, A. and L.L. Kazmerski, *Energy consumption and water production cost of conventional and renewable-energy-powered desalination processes*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **24**: p. 343-356.
- [30] Shatat, M., M. Worall, and S. Riffat, *Opportunities for solar water desalination worldwide: Review*. Sustainable Cities and Society, 2013. **9**: p. 67-80.
- [31] Ettouney, H.E.-D.H., *Single-Effect Thermal Vapor-Compression Desalination Process: Thermal Analysis*. Heat Transfer Engineering, 1999. **20**(2): p. 52-68.
- [32] El-Dessouky, H.T., H.M. Ettouney, and F. Al-Juwayhel, *Multiple Effect Evaporation—Vapour Compression Desalination Processes*. Chemical Engineering Research and Design, 2000. **78**(4): p. 662-676.
- [33] Legorreta, C., S. Hinge, J. Tonner, and A. Lovato, *Plates — the next breakthrough in desalination*. Desalination, 1999. **122**(2): p. 235-246.
- [34] Fujita, Y. and M. Tsutsui, *Experimental investigation of falling film evaporation on horizontal tubes*. Heat Transfer - Japanese Research, 1998. **27**(8): p. 609-618.
- [35] Hammond, R.P.S., H.H., *Vertical Tube Evaporators* in *Encyclopedia of Desalination and Water Resources*, I.E. Board, Editor. 2010.
- [36] El-Dessouky, H., H. Ettouney, I. Alatiqi, and G. Al-Nuwaibit, *Evaluation of steam jet ejectors*. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2002. **41**(6): p. 551-561.
- [37] Ameri, M., S.S. Mohammadi, M. Hosseini, and M. Seifi, *Effect of design parameters on multi-effect desalination system specifications*. Desalination, 2009. **245**(1): p. 266-283.
- [38] Pianthong, K., W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, and S. Aphornratana, *Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique*. Energy Conversion and Management, 2007. **48**(9): p. 2556-2564.

- [39] Varga, S., A.C. Oliveira, and B. Diaconu, *Influence of geometrical factors on steam ejector performance – A numerical assessment*. International Journal of Refrigeration, 2009. **32**(7): p. 1694-1701.
- [40] Chen, Y.-M. and C.-Y. Sun, *Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system*. Experimental Thermal and Fluid Science, 1997. **15**(4): p. 384-394.
- [41] Abdulateef, J.M., K. Sopian, M.A. Alghoul, and M.Y. Sulaiman, *Review on solar-driven ejector refrigeration technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. **13**(6): p. 1338-1349.
- [42] Besagni, G., R. Mereu, and F. Inzoli, *Ejector refrigeration: A comprehensive review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **53**: p. 373-407.
- [43] Lebre, P.M.d.S., *Estudo da importância de um ejector de geometria variável para aplicação em ciclos de refrigeração*. 2011, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto: Porto, Portugal.
- [44] El-Dessouky, H.T., I.M. Alatiqi, H.M. Ettouney, and N.S. Al-Deffeeri, *Performance of wire mesh mist eliminator*. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2000. **39**(2): p. 129-139.
- [45] *Gas/Liquid Separation Technology*, Sulzer, Editor. 2018.
- [46] *Mesh and Vane Mist Eliminator*, Filters, Editor.
- [47] El-Dessouky, H.T., H.M. Ettouney, and F. Mandani, *Performance of parallel feed multiple effect evaporation system for seawater desalination*. Applied Thermal Engineering, 2000. **20**(17): p. 1679-1706.
- [48] *The Engineered Mist Eliminator*, I. ACS Industries, Editor. 2004: USA.
- [49] Duffie, J.B., William, *Solar engineering of thermal processes*. Second Edition ed. 1980.
- [50] Qualidade, I.P.d., *Instalações solares térmicas e seus componentes : colectores solares : NP EN 12975-2: 2007*. 2007, IPQ: Lisboa.
- [51] Sharqawy, M.H., J.H. Lienhard, and S.M. Zubair, *Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data*. Desalination and Water Treatment, 2010. **16**(1-3): p. 354-380.
- [52] Huang, B.-J., J.M. Chang, C.P. Wang, and V.A. Petrenko, *A 1-D analysis of ejector performance*. Vol. 22. 1999. 354-364.
- [53] Shah, M.M., *An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes*. HVAC&R Research, 2009. **15**(5): p. 889-913.
- [54] Parken, W.H., L.S. Fletcher, V. Sernas, and J.C. Han, *Heat Transfer Through Falling Film Evaporation and Boiling on Horizontal Tubes*. Journal of Heat Transfer, 1990. **112**(3): p. 744-750.
- [55] Shahzad, M., M. Burhan, and K. Ng, *Development of Falling Film Heat Transfer Coefficient for Industrial Chemical Processes Evaporator Design*. 2018.
- [56] Incropera, D., Bergman, Lavine, *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. sexta edição ed. 2008: LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda.
- [57] Klein, S.A., *EES Engineering Equation Solver*. 2018: F-Chart Software.
- [58] Ophir, A. and F. Lokiec, *Advanced MED process for most economical sea water desalination*. Desalination, 2005. **182**(1): p. 187-198.

- [59] Marques, V.A., Maria Manuel; Nunes, Cristina, *Relatórios de Campanha Acústica Pelago15*. 2015, Instituto português do mar e da atmosfera.

Anexo A: Condições de funcionamento dos sistemas

Sistema com 3 efeitos com as seguintes condições operativas: $T_m=145^\circ\text{C}$; $T_1=40^\circ\text{C}$; $\text{CR}=1,7$; $\Delta T=2,5^\circ\text{C}$; $G=1000 \text{ W/m}^2$

A Tabela A. 1 define as condições de funcionamento do primeiro efeito no sistema com 3 efeitos.

Tabela A. 1: Sistema com 3 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no primeiro efeito.

		Entrada		Saída		
		Vapor sobreaquecido		Líquido subarrefecido		
Quente	$T_s, [^\circ\text{C}]$	67		$T_{s, \text{saída}}, [^\circ\text{C}]$	42	
	$P_s, [\text{Pa}]$	9109				
	$m_s, [\text{kg/s}]$	0,025				
	$T_{s,\text{sat}}, [^\circ\text{C}]$	44				
		Líquido subarrefecido		Vapor formado		
Frio	$T_{f(1)}, [^\circ\text{C}]$	31		$T_{c(1)}, [^\circ\text{C}]$	39	
	$P_{v(1)}, [\text{Pa}]$	7271		$P_{c(1)}, [\text{Pa}]$	7087	
	$f_{(1)}, [\text{kg/s}]$	0,061		$d_{(1)}, [\text{kg/s}]$	0,025	
					Salmoura	
					Estado	líquido subarrefecido
					$b_{(1)}, [\text{kg/s}]$	0,036
				$T_{(1)}, [^\circ\text{C}]$	40	
Potência transferida e estimativa de U_{ev} e A_{ev}						
	$Q_{ev(1)} [\text{kW}]$		$U_{ev(1)} [\text{W}/(^\circ\text{C m}^2)]$		$A_{ev(1)} [\text{m}^2]$	
	62		2111		7,4	

A Tabela A. 2 define as condições de funcionamento do segundo efeito no sistema com 3 efeitos.

Tabela A. 2: Sistema com 3 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no segundo efeito.

		Entrada		Saída		
Quente	Vapor saturado		Líquido saturado			
	$T_{c(1)}$, [°C]	39	$T_{c(1)}$, [°C]	39		
	$P_{c(1)}$, [Pa]	7087				
	$d_{(1)}$, [kg/s]	0,025				
Frio	Líquido subarrefecido		Vapor formado			
	$T_{f(2)}$, [°C]	31	$T_{c(2)}$, [°C]	37		
	$P_{v(2)}$, [Pa]	6356	$P_{c(2)}$, [Pa]	6172		
	$f_{(2)}$, [kg/s]	0,061	$d_{(2)}$, [kg/s]	0,024		
				Salmoura		
				Estado	líquido subarrefecido	
				$b_{(2)}$, [kg/s]	0,037	
			$T_{(2)}$, [°C]	37,5		
Potência transferida e estimativa de U_{ev} e A_{ev}						
$Q_{ev(2)}$ [kW]	$U_{ev(2)}$ [W/(°C m ²)]		$A_{ev(2)}$ [m ²]			
60	2085		16,7			

A Tabela A. 3 define as condições de funcionamento do terceiro efeito no sistema com 3 efeitos.

Tabela A. 3: Sistema com 3 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no terceiro efeito.

		Entrada		Saída		
		Vapor saturado		Líquido saturado		
Quente	$T_{c(2)}$, [°C]	37		$T_{c(2)}$, [°C]	37	
	$P_{c(2)}$, [Pa]	6172				
	$d_{(2)}$, [kg/s]	0,024				
		Líquido subarrefecido		Vapor formado		
Frio	$T_{f(3)}$, [°C]	31		$T_{c(3)}$, [°C]	34	
	$P_{v(3)}$, [Pa]	5542		$P_{c(3)}$, [Pa]	5358	
	$f_{(3)}$, [kg/s]	0,061		$d_{(3)}$, [kg/s]	0,024	
			Salmoura			
			Estado líquido subarrefecido			
			$b_{(3)}$, [kg/s]		0,037	
		$T_{(3)}$, [°C]		35		
Potência transferida e estimativa de U_{ev} e A_{ev}						
$Q_{ev(3)}$ [kW]		$U_{ev(3)}$ [W/(°C m ²)]		$A_{ev(3)}$ [m ²]		
59		2063		17		

A Tabela A. 4 define as condições de funcionamento no condensador no sistema com 3 efeitos.

Tabela A. 4: Sistema com 3 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no condensador.

		Entrada		Saída	
		Vapor saturado		Líquido saturado	
Quente	$T_{c(3)}$, [°C]	34		$T_{c(3)}$, [°C]	34
	$P_{c(3)}$, [Pa]	5358			
	\dot{m}_c , [kg/s]	0,007			
		Líquido subarrefecido		Líquido subarrefecido	
Frio	T_{sw} , [°C]	20		T_{fl} , [°C]	29
	P_{sw} , [Pa]	10^5			
	\dot{m}_{sw} , [kg/s]	0,454			
Potência transferida e estimativa de U_c e A_c					
Q_c [kW]		U_c [W/(°C m ²)]		A_c [m ²]	
16,7		1832		1	

A Tabela A. 5 define as condições de funcionamento no pré-aquecedor no sistema com 3 efeitos.

Tabela A. 5: Sistema com 3 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no pré-aquecedor.

		Entrada		Saída	
		Líquido subarrefecido		Líquido subarrefecido	
Quente	T_{br} , [°C]	37	$T_{br, saída}$, [°C]	33	
	P_{de} , [Pa]	111458			
	\dot{m}_{br} , [kg/s]	0,107			
		Líquido subarrefecido		Líquido subarrefecido	
Frio	T_{fl} , [°C]	29	T_f , [°C]	31	
	P_{sw} , [Pa]	10^5			
	\dot{m}_f , [kg/s]	0,180			
Potência transferida e estimativa de UA					
Q_{pa} [kW]		UA [W/°C]		NTU	ε_{pa}
1,8		390		0,9	0,5

Sistema com 2 efeitos com as seguintes condições operativas: $T_m=145^\circ\text{C}$; $T_1=40^\circ\text{C}$; $CR=1,7$; $\Delta T=2,5^\circ\text{C}$; $G=1000 \text{ W/m}^2$

A Tabela A. 6 define as condições de funcionamento do primeiro efeito no sistema com 2 efeitos.

Tabela A. 6: Sistema com 2 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no primeiro efeito.

		Entrada		Saída		
		Vapor sobreaquecido		Líquido subarrefecido		
Quente	T_s , [°C]	69	$T_{s, saída}$, [°C]	42		
	P_s , [Pa]	10492				
	m_s , [kg/s]	0,025				
	$T_{s,sat}$, [°C]	47				
		Líquido subarrefecido		Vapor formado		
Frio	$T_{f(1)}$, [°C]	34	$T_{c(1)}$, [°C]	39		
	$P_{v(1)}$, [Pa]	7271	$P_{c(1)}$, [Pa]	7087		
	$f_{(1)}$, [kg/s]	0,061	$d_{(1)}$, [kg/s]	0,025		
			Salmoura			
			Estado líquido subarrefecido			
			$b_{(1)}$, [kg/s]	0,036		
			$T_{(1)}$, [°C]	40		
Potência transferida e estimativa de U_{ev} e A_{ev}						
$Q_{ev(1)}$ [kW]		$U_{ev(1)}$ [W/(°C m ²)]		$A_{ev(1)}$ [m ²]		
61		2111		4,3		

A Tabela A. 7 define as condições de funcionamento do segundo efeito no sistema com 2 efeitos.

Tabela A. 7: Sistema com 2 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no segundo efeito.

		Entrada		Saída		
		Vapor saturado		Líquido saturado		
Quente	$T_{c(1)}$, [°C]	39		$T_{c(1)}$, [°C]	39	
	$P_{c(1)}$, [Pa]	7087				
	$d_{(1)}$, [kg/s]	0,025				
		Líquido subarrefecido		Vapor formado		
Frio	$T_{f(2)}$, [°C]	31		$T_{c(2)}$, [°C]	37	
	$P_{v(2)}$, [Pa]	6356		$P_{c(2)}$, [Pa]	6172	
	$f_{(2)}$, [kg/s]	0,061		$d_{(2)}$, [kg/s]	0,024	
			Salmoura			
			Estado líquido subarrefecido			
				$b_{(2)}$, [kg/s]	0,037	
				$T_{(2)}$, [°C]	37,5	
Potência transferida e estimativa de U_{ev} e A_{ev}						
$Q_{ev(2)}$ [kW]		$U_{ev(2)}$ [W/(°C m ²)]		$A_{ev(2)}$ [m ²]		
59		2085		16,5		

A Tabela A. 8 define as condições de funcionamento no condensador no sistema com 2 efeitos.

Tabela A. 8: Sistema com 2 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no condensador.

		Entrada		Saída	
		Vapor saturado		Líquido saturado	
Quente	$T_{c(2)}$, [°C]	37		$T_{c(2)}$, [°C]	37
	$P_{c(2)}$, [Pa]	6172			
	\dot{m}_c , [kg/s]	0,008			
		Líquido subarrefecido		Líquido subarrefecido	
Frio	T_{sw} , [°C]	20		T_{fl} , [°C]	32
	P_{sw} , [Pa]	10 ⁵			
	\dot{m}_{sw} , [kg/s]	0,399			
Potência transferida e estimativa de U_{ev} e A_{ev}					
Q_c [kW]		U_c [W/(°C m ²)]		A_c [m ²]	
18,7		1865		1	

A Tabela A. 9 define as condições de funcionamento no pré-aquecedor no sistema com 2 efeitos.

Tabela A. 9: Sistema com 2 efeitos, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no pré-aquecedor.

		Entrada		Saída	
		Líquido subarrefecido		Líquido subarrefecido	
Quente	T_{br} , [°C]	38	$T_{br, saída}$, [°C]	35	
	P_{de} , [Pa]	111458			
	\dot{m}_{br} , [kg/s]	0,073			
		Líquido subarrefecido		Líquido subarrefecido	
Frio	T_{fl} , [°C]	32	T_f , [°C]	34	
	P_{sw} , [Pa]	10^5			
	\dot{m}_f , [kg/s]	0,122			
Potência transferida e estimativa UA					
Q_{pa} [kW]		UA [W/°C]		NTU	ϵ_{pa}
0,9		261		0,9	0,5

Sistema com 1 efeito com as seguintes condições operativas: $T_m=145^\circ\text{C}$; $T_1=40^\circ\text{C}$; $\text{CR}=1,7$; $G=1000 \text{ W/m}^2$

A Tabela A. 10 define as condições de funcionamento do primeiro efeito no sistema com 1 efeito.

Tabela A. 10: Sistema com 1 efeito, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no primeiro efeito.

Entrada		Saída		
Vapor sobreaquecido		Líquido subarrefecido		
Quente	$T_s, [^\circ\text{C}]$	72	$T_{s, \text{saída}}, [^\circ\text{C}]$	42
	$P_s, [\text{Pa}]$	12048		
	$m_s, [\text{kg/s}]$	0,025		
	$T_{s, \text{sat}}, [^\circ\text{C}]$	50		
Líquido subarrefecido		Vapor formado		
Frio	$T_{f(1)}, [^\circ\text{C}]$	36	$T_{c(1)}, [^\circ\text{C}]$	39
	$P_{v(1)}, [\text{Pa}]$	7271	$P_{c(1)}, [\text{Pa}]$	7087
	$f_{(1)}, [\text{kg/s}]$	0,061	$d_{(1)}, [\text{kg/s}]$	0,024
			Salmoura	
			Estado	líquido subarrefecido
		$b_{(1)}, [\text{kg/s}]$	0,037	
		$T_{(1)}, [^\circ\text{C}]$	40	
Potência transferida e estimativa de U_{ev} e A_{ev}				
$Q_{ev(1)} [\text{kW}]$	$U_{ev(1)} [\text{W}/(^\circ\text{C m}^2)]$	$A_{ev(1)} [\text{m}^2]$		
59,8	2111	3		

A Tabela A. 11 define as condições de funcionamento no condensador no sistema com 1 efeito.

Tabela A. 11: Sistema com 1 efeito, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no condensador.

Entrada		Saída		
Vapor saturado		Líquido saturado		
Quente	$T_{c(1)}, [^\circ\text{C}]$	39	$T_{c(1)}, [^\circ\text{C}]$	39
	$P_{c(1)}, [\text{Pa}]$	7087		
	$\dot{m}_c, [\text{kg/s}]$	0,008		
Líquido subarrefecido		Líquido subarrefecido		
Frio	$T_{sw}, [^\circ\text{C}]$	20	$T_{f1}, [^\circ\text{C}]$	34
	$P_{sw}, [\text{Pa}]$	10^5		
	$\dot{m}_{sw}, [\text{kg/s}]$	0,355		
Potência transferida e estimativa de U_{ev} e A_{ev}				
$Q_c [\text{kW}]$	$U_c [\text{W}/(^\circ\text{C m}^2)]$	$A_c [\text{m}^2]$		
20,3	1900	1		

A Tabela A. 12 define as condições de funcionamento no pré-aquecedor no sistema com 1 efeito.

Tabela A. 12: Sistema com 1 efeito, fluxos, potência trocada e estados termodinâmicos no pré-aquecedor.

		Entrada		Saída	
		Líquido subarrefecido		Líquido subarrefecido	
Quente	T_{br} , [°C]	40	$T_{br, saída}$, [°C]	37	
	P_{de} , [Pa]	111458			
	\dot{m}_{br} , [kg/s]	0,037			
		Líquido subarrefecido		Líquido subarrefecido	
Frio	T_{fl} , [°C]	34	T_f , [°C]	36	
	P_{sw} , [Pa]	10^5			
	\dot{m}_f , [kg/s]	0,061			
Potência transferida e estimativa de UA					
Q_{pa} [kW]		UA [W/°C]		NTU	ϵ_{pa}
0,4		130		0,9	0,5