



**FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**TRABALHO DE LICENCIATURA
PROJECTO DE POTABILIZAÇÃO DA ÁGUA USANDO
CONCENTRADORES SOLARES**

Discente:

DURÃO, Jorge Jaime

Supervisor:

Prof. Doutor Engº Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Co-supervisor:

Engº Dionísio Alfredo Langa

Maputo, Agosto de 2025



**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA
FACULDADE DE ENGENHARIA**

**TRABALHO DE LICENCIATURA
PROJECTO DE POTABILIZAÇÃO DA ÁGUA USANDO
CONCENTRADORES SOLARES**

Discente:

DURÃO, Jorge Jaime

Supervisor:

Prof. Doutor Engº Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Co-supervisor:

Engº Dionísio Alfredo Langa

Maputo, Agosto de 2025



Projecto de Potabilização da Água Usando Concentradores Solares.
Durão, Jorge Jaime

TERMO DE ENTREGA DO RELATÓRIO DE TRABALHO DE LICENCIATURA

Declaro que o estudante Jorge Jaime Durão entregou no dia ____/____/2025 as três cópias do relatório do seu Trabalho de Licenciatura com a referência: _____, intitulado:

PROJECTO DE POTABILIZAÇÃO DA ÁGUA USANDO CONCENTRADORES SOLARES.

Maputo, _____ de _____ de 2025

Chefe da Secretaria

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu, Jorge Jaime Durão, declaro, sob palavra de honra, que o presente trabalho de licenciatura com o tema, **Projecto de Potabilização da Água usando Concentradores Solares**, que apresento para o cumprimento dos requisitos para a obtenção do grau de Licenciatura em Engenharia Mecânica, foi por mim realizado, com base nos recursos que no mesmo se faz referência.

(Jorge Jaime Durão)

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu pai, Jaime Durão Mustaque, que infelizmente já não está entre nós, mas cuja memória continua a ser uma fonte de força e inspiração. À minha mãe, Lúcia Francisco Muandule, verdadeira personagem vital em tudo o que busco conquistar.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, dou graças ao Altíssimo, pois a Ele pertence toda honra e glória. Sou profundamente grato pelo amparo divino que me sustentou ao longo desta jornada.

À minha família, expresso minha eterna gratidão pelos sacrifícios feitos em meu favor. À minha mãe, Lúcia Francisco Muandule, agradeço pelas orações constantes, pelo cuidado incansável e pelo amor incondicional que sempre me guiou. Ao meu irmão, Eduardo Jaime Durão Mustaque, sou grato pelo apoio, pelo incentivo ao conhecimento e pela disponibilidade em ajudar-me em todos os momentos. À minha irmã Elsa Jaime Durão, obrigado por cuidar de mim com carinho, por me apoiar e aconselhar. À minha irmã Injarda Jaime Durão, agradeço pelos cuidados, pela presença constante e pelo apoio em todas as situações.

Ao meu supervisor, Prof. Doutor Eng. Jorge Olívio Penicela Nhambiu, agradeço pela orientação rigorosa, pela partilha de conhecimento e pela paciência ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu co-supervisor, Eng. Dionísio Alfredo Langa, sou grato pelo acompanhamento atento, pelas sugestões e pelo apoio.

À toda instituição de ensino por onde passei até aqui, aos Professores, muito obrigado pelos ensinamentos.

Aos meus amigos, Zeinudo Bazima, Euricio Supinho, Nelson Muchave e Tamircia Macamo muito obrigado pelo apoio e ajuda. Aos amigos e colegas, Ladino Zunguze, Micas Sarmento, Juvêncio Chimbutane, Hugo Chea, Marcelo Albuquerque e Zacarias Pacheco, com quem compartilhei essa caminhada desde o início da Faculdade.

A todos os familiares, amigos e colegas que, mesmo não citados nominalmente, contribuíram com palavras, gestos, apoio ou presença ao longo desta jornada, deixo aqui o meu sincero reconhecimento. Cada sacrifício, cada demonstração de carinho e cada incentivo foram fundamentais para que este trabalho se tornasse realidade. Muito obrigado!

RESUMO

O presente trabalho aborda o desenvolvimento de uma solução sustentável para o abastecimento de água potável em comunidades com recursos limitados, através da utilização de energia solar concentrada aplicada à dessalinização de água do mar. O trabalho tem como objectivo dimensionar um sistema de dessalinização de água do mar de pequena escala, alimentado por energia solar concentrada, voltado para o abastecimento de comunidades com recursos limitados. A metodologia adoptada inclui a modelagem matemática, simulação térmica e análise de viabilidade, contemplando a caracterização dos recursos solares disponíveis, definição das propriedades termofísicas da água e dimensionamento dos principais componentes do sistema. O projecto focou-se na integração de um concentrador solar cilindro-parabólico, responsável por fornecer energia térmica ao evaporador, e um sistema fotovoltaico para alimentar os componentes eléctricos auxiliares. Contempla também, o dimensionamento de um evaporador do tipo tanque com placa de troca de calor inclinada e de um condensador com serpentina helicoidal submersa, sendo realizados cálculos da potência térmica, coeficientes de troca de calor, área de transferência e espessura de isolamento térmico. Foram também desenvolvidas simulações térmicas para validar os parâmetros operacionais e avaliar aplicabilidade dos dispositivos dimensionados. Por fim, o trabalho apresenta uma análise económica baseada no Custo Nivelado da Água Potável (LCOFW), com o intuito de comparar o sistema em causa, a outros sistemas de dessalinização e, verificar a viabilidade técnica e financeira para aplicação em zonas rurais e costeiras.

Palavras-chave:

Dessalinização; Energia Solar Concentrada; Sustentabilidade; Comunidades Rurais; Potabilização da Água; Evaporador; Condensador.

ABSTRACT

The present work addresses the development of a sustainable solution for supplying potable water to communities with limited resources through the use of concentrated solar energy applied to seawater desalination. This work aims to design a small-scale seawater desalination system powered by concentrated solar energy, intended to supply potable water to communities with limited resources. The adopted methodology encompasses mathematical modeling, thermal simulation, and feasibility analysis, which includes characterizing available solar resources, defining the thermophysical properties of water, and sizing the system's main components. The project integrates a parabolic trough solar concentrator to provide thermal energy to the evaporator, and a photovoltaic system to power auxiliary electrical components. It also includes the design of a tank-type evaporator with an inclined heat exchange plate and a submerged helical coil condenser. Calculations were performed to determine thermal power, heat transfer coefficients, exchange area, and insulation thickness. Thermal simulations were conducted to validate operational parameters and assess the applicability of the designed devices. Finally, an economic analysis based on the Levelized Cost of Fresh Water (LCOFW) was presented to compare the proposed system with other desalination technologies and evaluate its technical and financial viability for rural and coastal applications.

Keywords:

Desalination; Concentrated Solar Energy; Sustainability; Rural Communities; Water Purification; Evaporator; Condenser.

ÍNDICE

DECLARAÇÃO DE HONRA.....	III
DEDICATÓRIA	IV
AGRADECIMENTOS	V
Resumo	VI
ABSTRACT.....	VII
1 Introdução.....	1
1.1 Considerações preliminares.....	1
1.2 Estrutura do Documento.....	3
1.3 Objectivos.....	4
1.3.1 Geral.....	4
1.3.2 Específicos	4
2 Estado da Arte	5
2.1 Dessalinização.....	5
2.1.1 Etapas no Tratamento de Água Dessalinizada.....	5
2.2 Tecnologias de Dessalinização.....	7
2.2.1 Processos de Dessalinização por Membranas.....	7
2.2.2 Processos de Dessalinização Térmica.....	8
2.2.3 Comparação entre as Principais Tecnologias de Dessalinização.....	9
2.2.4 Gestão da Salmoura	9
2.3 Energias Renováveis no Processo de Dessalinização	10
2.3.1 Energia Solar Térmica	11
2.4 Trabalhos Relacionados	12
3 Materiais e Métodos	15
3.1 Materiais e Equipamentos	15
3.1.1 Unidade de Dessalinização	15
3.1.2 Unidade de Captação de Energia	18
3.1.3 Unidade de Captação e Armazenamento da Água.....	20
3.1.4 Unidade de Tratamento da Salmoura.....	21
3.2 Princípio de Funcionamento.....	21
3.3 Dados de Entrada	23
3.3.1 Dados Climáticos	23

3.3.2	Dados da Água Salgada	23
3.4	Métodos de Dimensionamento.....	24
3.4.1	Fundamentos da Transferência de Calor.....	24
3.4.2	Roteiro de Cálculo Adoptado no Dimensionamento Térmico.....	25
3.4.3	Pressupostos Considerados no Modelo.....	26
3.4.4	Equações para o Dimensionamento Térmico	27
3.4.5	Sistema de Bombeamento.....	38
3.4.6	Sistema Fotovoltaico.....	39
3.4.7	Análise Térmica	39
3.5	Avaliação do Sistema	41
3.5.1	Avaliação Numérica.....	41
4	Resultados.....	42
4.1	Resultados do Dimensionamento térmico.....	42
4.1.1	Energia Térmica e Parâmetros do Evaporador	42
4.1.2	Parâmetros do Condensador	44
4.1.3	Volume de Água	46
4.1.4	Sistema de Bombeamento e Fotovoltaico.....	48
4.2	Resultados das Simulações Térmicas.....	49
4.2.1	Condições de Contorno e Parâmetros de Entrada.....	49
5	Discussão de Resultados.....	52
5.1	Dimensionamento Térmico e Simulações Térmicas.....	52
5.2	Produtividade do Sistema.....	54
5.3	Avaliação Económica.....	57
6	Conclusão	60
7	Recomendações	61
8	Referencias	62
	Anexos	66

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Acesso a água potável nas regiões rurais.	2
Figura 2 – Linha convencional de tratamento de água por dessalinização.	5
Figura 3 – Classificação das tecnologias de dessalinização.	7
Figura 4 – Esquema ilustrativo do processo de dessalinização Osmose Inversa.....	8
Figura 5 – Diagrama esquemático de uma unidade de MSF.	9
Figura 6 – Combinação entre as fontes de energias renováveis e os sistemas de dessalinização..	10
Figura 7 – Principais concentradores solares.	11
Figura 8 – Protótipo de dessalinização térmica.	13
Figura 9 – Esquema do evaporador proposto.	16
Figura 10 – Condensador tipo Casco com serpentina submersa.....	17
Figura 11 – Esquema de um Colector cilindro-parabólico.	19
Figura 12 – Esquema do sistema de dessalinização proposto.....	22
Figura 13 – Vista geral do casco e do elemento de troca de calor do Evaporador.	43
Figura 14 – Vista geral do casco e do elemento de troca de calor do condensador.....	45
Figura 15 – Resultado: variação da temperatura na superfície da placa Evaporador.	50
Figura 16 – Resultado: variação da temperatura do fluido na serpentina do condensador.....	50
Figura 17 – Resultado: variação temperatura do fluido no espaço anular do casco no condensador.	51
Figura 18 – Configuração da Unidade de Dessalinização.	55
Figura 19 – Vista explodida do Evaporador.	56
Figura 20 – Vista explodida do Condensador.....	56

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Características dos concentradores solares.	12
Tabela 2 – Materiais seleccionados para a unidade de dessalinização.	18
Tabela 3 – Materiais seleccionados para a unidade de captação e armazenamento da água.	21
Tabela 4 – Resultados da modelagem térmica do evaporador.....	43
Tabela 5 – Resultados da modelagem térmica do condensador.	45

Tabela 6 – Demanda para modelar o sistema fotovoltaico.	49
Tabela 7 – Estimativa de custos para o projecto.	57
Tabela 8 – Resultados da análise económica.	58

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Variação da Potência e do Volume de água médio diário nos últimos 18 anos para cada mês.	46
Gráfico 2 – Variação da Potência e da DNI instantânea ao longo de um dia.	47
Gráfico 3 – Variação do Volume de água e da DNI ao longo de um mês.	47
Gráfico 4 – Variação do Volume de água e da DNI ao longo de um dia.	48

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

P_{abs} - É a potência máxima absorvida;

ρ - É a reflectividade do concentrador;

krd - É a fracção da radiação que chega ao absorvedor;

α_t - É a absorvidade do tubo absorvedor;

A_u - É a área útil do concentrador;

I_h - É a radiação solar directa registada em cada hora ou instantânea;

P_u - É a potência útil;

η_t - É o rendimento térmico do concentrador;

Q - É a potência térmica;

$\dot{m}$ - É o fluxo mássico do fluido;

U - É o coeficiente global de troca de calor;

h_o - É o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido que está na superfície externa do trocador de calor;

h_i - É o coeficiente de transferência de calor do por convecção fluido que está na superfície interna do trocador de calor;

x - É a espessura da parede do trocador de calor;

k_p - É a condutividade térmica da parede do trocador de calor;

R_i - É o factor de incrustação do fluido interno, no trocador de calor;

R_o - É o factor de incrustação do fluido externo, no trocador de calor;

ΔT_{lm} - É a diferença de temperatura média logarítmica;

$T_{q_{entrada}}$; $T_{q_{saída}}$ - São as temperaturas de entrada e saída do fluido quente;

$T_{f_{entrada}}$; $T_{f_{saída}}$ - São as temperaturas de entrada e saída do fluido frio;

A_c - É a área de troca de calor;

Re_y ; Nu ; Pr - São os números adimensionais de Reynolds, Nusselt e Prandtl;

ρ - É a densidade do fluido externo ou interno;

v - É a velocidade do fluido externo ou interno;

d_h - É o diâmetro hidráulico;

μ - É a viscosidade do fluido externo ou interno;

D_e - É o diâmetro da secção por onde passa o fluido;

G_s - É a velocidade de massa do fluido;

C_p - É o calor específico do líquido externo ou interno;

k - É a condutividade térmica do fluido externo ou interno;

q_b - É o fluxo de calor na ebulição nucleada;

h_{fg} - É a entalpia de vaporização;

g - É a aceleração da gravidade;

ρ_v - É a densidade do vapor;

σ - É a tensão superficial da interface líquido-vapor;

ΔT - É a diferença de temperatura entre a superfície do aquecedor e a temperatura de saturação do fluido;

θ - É o angulo de inclinação da placa de troca de calor;

C_{sf} - É a constante experimental que depende de combinação de superfície-líquido;

L_e - É o comprimento da placa;

W_e - É a largura da placa;

f - É o factor de segurança;

Q_{isol} - É a potência térmica perdida com isolamento;

T_{amb} - É a temperatura ambiente;

A_t - É a área total;

x_{isol} - É a espessura de isolamento;

k_{isol} - É a condutividade térmica do isolamento;

h_n - É o coeficiente de convecção natural;

n - É a constante experimental, que depende do fluido;

h_{ic} - É o coeficiente de transferência de calor por convecção interno na serpentina corrigido;

d_i - É o diâmetro interno do tubo da serpentina;

G_s - É a velocidade de massa do fluido no casco;

C - É o diâmetro interno do casco;

B - É o diâmetro externo do cilindro concêntrico ao casco (cilindro interno);

DH - É o diâmetro médio da hélice da serpentina helicoidal;

d_o - É o diâmetro externo do tubo da serpentina;

L_{ps} - É o comprimento parcial da serpentina;

L_s - É o comprimento da serpentina;

P_{pitch} - É o passo da serpentina;

Nv - É o número de voltas da serpentina;

D_e - É o diâmetro equivalente do casco;

H_c - Altura mínima do casco;

V_f - É o volume disponível para o fluido no espaço anular;

A_1 - É a área de superfície exposta a convecção do cilindro;

A_{isol} - É a área de superfície exposta a convecção do isolante;

L - É o comprimento do cilindro;

V_{ah} - É o volume de água produzida por hora;

V_{ad} - É o volume de água produzida por dia;

I_d - É a radiação solar directa média total por dia;

Q_v - É a vazão;

V - É o volume do tanque;

t_f - É o tempo para encher o tanque;

D_r - É o diâmetro calculado da tubulação;

T_b - É o tempo de funcionamento da bomba;

Q_v - É a vazão;

E_t - É a energia total requerida;

P_i - É a potência de cada elemento consumidor de energia;

t_i - É o tempo de funcionamento de cada elemento;

P_n - É a potência necessária para o funcionamento do sistema;

t_s - É a duração média da radiação solar;

n_p - É o numero de painéis;

P_p - É a potência de cada painel;

E_{rel} - É o erro relativo;

$CAPEX$ - É o capital total de investimento;

$OPEX$ - São os custos operacionais;

n_a - É o número total de anos em que o sistema estará operando;

i - É a taxa de inflação;

t - Representa cada ano do projecto;

M_{fw} - É a quantidade de água potável gerada no ano;

$\$$ - Dólar Américo;

ASTM – American Society for Testing and Materials;

ANSYS – Sistema de Análise Estrutural (Analysis System);

CFD – Dinâmica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics);

CSP – Energia Solar Concentrada (Concentrated Solar Power);

ED – Electrodialise (Electrodialysis);

EES – Engineering Equation Solver;

IOF – Inquérito sobre o Orçamento Familiar;

LCOFW – Custo Nivelado da Água Potável (Levelized Cost of Fresh Water);

LFR – Reflector Linear de Fresnel (Linear Fresnel Reflector);

LMTD – Diferença de Temperatura Média Logarítmica;

MED – Destilação de Múltiplos Efeitos (Multiple Effect Distillation);

MSD – Dessalinização de Média Escala (Medium Scale Desalination);

MSF – Destilação por Flash de Múltiplos Estágios (Multi Stage Flash);

NASA – National Aeronautics and Space Administration;

NIST – National Institute of Standards and Technology;

OMS – Organização Mundial da Saúde;

PTC – Colector Cilindro-Parabólico (Parabolic Trough Collector);

RO – Osmose Inversa (Reverse Osmosis);

SED – Destilação de Efeito Único (Single Effect Distillation);

SPT – Torre Solar (Solar Power Tower);

SSD – Dessalinização de Pequena Escala (Small Scale Desalination);

TDS – Sólidos Totais Dissolvidos (Total Dissolved Solids).

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações preliminares

A água é um recurso essencial para vida e para o desenvolvimento económico, social e ambiental das nações. Apesar de cobrir cerca de 70% da superfície terrestre, a maior parte da água existente no planeta, aproximadamente 97,5% é salgada, tornando-se inadequada para o consumo humano e agrícola. Dos 2,5% que correspondem a água doce, só uma percentagem mínima está disponível para a utilização nas diversas actividades. Isto, porque 68,9% dessa água encontra-se na forma de glaciares e só a restante apresenta-se no estado líquido. A água doce no estado líquido está distribuída da seguinte forma: 29,9% correspondem a água subterrânea, 0,9% à humidade do solo e pântanos e 0,3% presentes em rios e lagos e essa distribuição da água doce não é uniforme no globo terrestre [1].

O agravamento das mudanças climáticas, o crescimento populacional acelerado, a urbanização, a industrialização e o aumento dos padrões de vida têm impulsionado uma demanda crescente por água potável especialmente em países em desenvolvimento. A agricultura, por exemplo, consome cerca de dois terços da água doce disponível globalmente, enquanto sectores como a indústria e a habitação também exigem volumes cada vez maiores desse recurso essencial [2,3]. Em contrapartida, o acesso à água segura continua limitado em diversas regiões do mundo, com destaque para o continente africano, onde cerca 418 milhões de pessoas ainda carecem de acesso a um nível básico de serviço de água potável [4].

O acesso à água potável constitui um dos pilares fundamentais para a promoção da saúde pública, desenvolvimento humano e erradicação da pobreza. Em Moçambique, esse acesso permanece limitado, afectando severamente a qualidade de vida da população, principalmente nas zonas rurais. Segundo dados do Inquérito sobre o Orçamento Familiar (IOF) 2022, aproximadamente 46% da população moçambicana ainda não dispõe de acesso a um serviço básico de abastecimento de água potável. Nas zonas urbanas, 1 em cada 5 pessoas enfrenta dificuldades regulares para obter água segura, enquanto nas zonas rurais o cenário é mais crítico, com 3 em cada 5 pessoas desprovidas de um serviço básico de fornecimento de água [4].

Essa precariedade no abastecimento impacta directamente nos indicadores de saúde. Estima-se que anualmente mais de 2500 crianças com menos de cinco anos morram no país devido a doenças

diarreicas associadas ao consumo de água contaminada, à falta de saneamento básico e à higiene inadequada [5]. As secas recorrentes, associadas a eventos extremos como ciclones e inundações, reduzem drasticamente a disponibilidade e qualidade da água, particularmente nas regiões centro e sul do país.

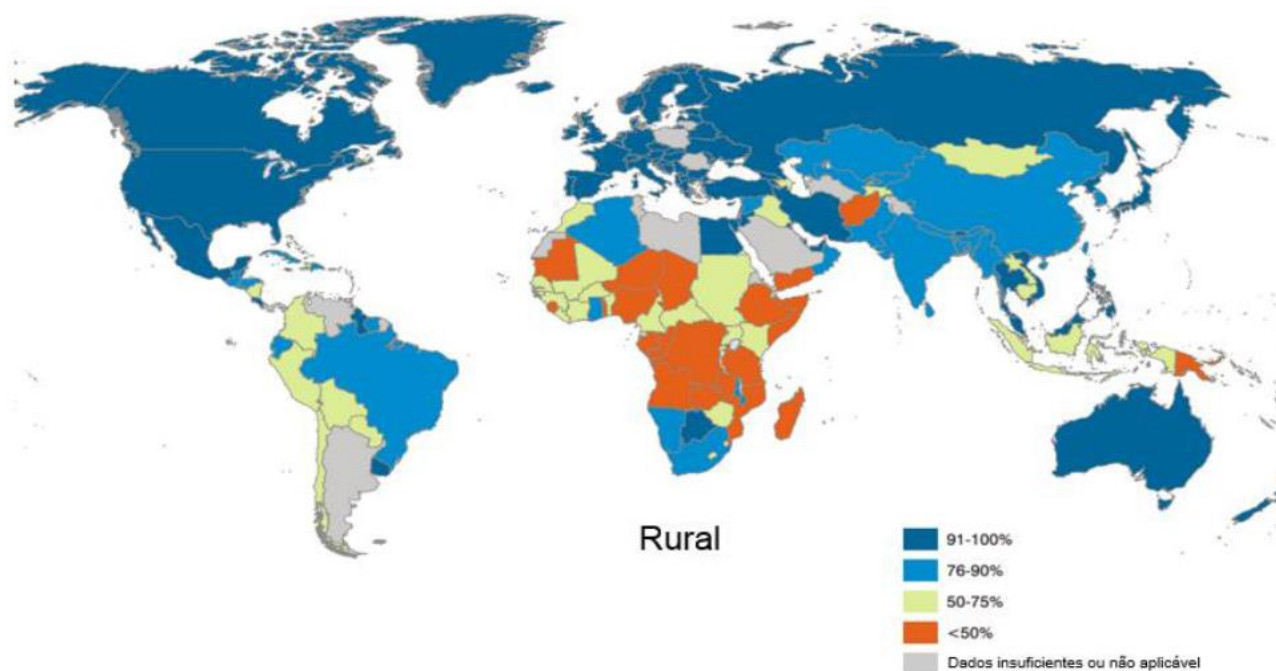


Figura 1 – Acesso a água potável nas regiões rurais. Fonte [1]

Frente ao desafio do acesso limitado à água potável, torna-se urgente a adopção de soluções sustentáveis que permitam sanar este problema. Nesse contexto, destaca-se a dessalinização. O processo de remoção de sais da água, ou a dessalinização, apesar de ser uma solução eficaz, é também um processo energeticamente intenso e requer altos investimentos. No entanto, a energia solar, abundante, limpa e disponível em praticamente todo o território moçambicano, surge como a aliada ideal sobretudo em zonas fora da rede eléctrica convencional.

Essa combinação (entre a dessalinização e as energias renováveis), vem se destacando como uma solução para enfrentar a escassez de água potável em Moçambique, principalmente em regiões com alta salinidade nos lençóis freáticos. Projectos relevantes foram implementados nos últimos anos, como as 18 unidades instaladas em Gaza em 2023 e outros sistemas em Maputo e Inhambane, com apoio de parceiros internacionais. Esses investimentos mostram um esforço significativo para ampliar o acesso à água potável de forma sustentável [6,7,8].

Contudo, esses sistemas ainda enfrentam obstáculos, como os elevados custos de instalação e operação, além da dependência de mão de obra especializada, o que dificulta sua manutenção em comunidades rurais. Diante disso, torna-se urgente o desenvolvimento de tecnologias mais simples, acessíveis e com operação intuitiva, que possam ser geridas localmente. Soluções com esse perfil garantem maior autonomia às comunidades e fortalecem a segurança hídrica em regiões vulneráveis, promovendo inclusão e sustentabilidade.

1.2 Estrutura do Documento

Revisão da Literatura (Capítulo 2 – Estado da Arte) - apresenta os conceitos fundamentais sobre dessalinização, tecnologias envolvidas, uso de energias renováveis, com destaque para energia solar térmica. Apresentam-se trabalhos similares.

Materiais e Métodos (Capítulo 3) – detalha a constituição do sistema: evaporador, condensador, unidades de captação de energia e água. Explica o princípio de funcionamento e os métodos de dimensionamento térmico e como o processo de avaliação do projecto é conduzido.

Resultados (Capítulo 4) – apresenta os cálculos e simulações térmicas do sistema, incluindo parâmetros do evaporador e condensador, e dados relativos a produtividade de água.

Discussão de Resultados (Capítulo 5) – analisa os resultados obtidos, comparando com estudos similares. Avalia a eficiência térmica, a produtividade e o desempenho dos componentes.

Conclusão (Capítulo 6) – resume os principais achados durante os estudos.

Recomendações (Capítulo 7) – sugere acções futuras a serem levadas a cabo para melhora do projecto.

1.3 Objectivos

1.3.1 Geral

Dimensionar um sistema de dessalinização de água do mar, utilizando um sistema de concentração solar para alimentar termicamente a dessalinização.

1.3.2 Específicos

1. Avaliar sistemas alternativos de dessalinização accionados por energias renováveis;
2. Projectar os elementos principais do sistema, adoptando soluções construtivas simples e de fácil manutenção;
3. Analisar a viabilidade técnica e económica da aplicação do sistema.

2 ESTADO DA ARTE

2.1 Dessalinização

Dessalinizar é o processo de remoção dos sais minerais (NaCl e não só) da água com concentração assinalável (seja ela água dos mares/oceanos ou água salobra) [3]. A dessalinização que ocorre na natureza, é tida como ciclo hidrológico. A água dos oceanos é evaporada pela energia do sol e condensa sob a forma de nuvens que acabam por precipitar. Os rios, lagos e lençóis freáticos fazem parte das reservas naturais da água precipitada. No entanto, as reservas naturais não se encontram igualmente distribuídas pelo planeta, existindo assim zonas com uma forte carência no que diz respeito a água propícia para o consumo humano, é então necessário recorrer às técnicas de engenharia para se obter água potável.

O processo de dessalinização requer sempre um consumo energético para separar a água do sal, numa determinada quantidade de água salgada, obtém-se sempre uma porção de água dessalinizada e outra porção de água com uma elevada concentração de sal (salmoura). O vector energético a ser utilizado pode ser térmico, mecânico ou eléctrico, no entanto as fontes podem ser variadíssimas [9].

2.1.1 Etapas no Tratamento de Água Dessalinizada

Para que a água possa ser distribuída pela rede pública, esta tem de preencher certos requisitos pré-estabelecidos por organismos internacionais como a Organização Mundial de Saúde (OMS), ou organismos administrativos que regulamentam a qualidade da água. Todo o processo de dessalinização compreende de uma forma geral cinco procedimentos que começam pela captação da água até ao fornecimento da água já tratada e em condições de ser distribuída para o consumidor. Os procedimentos são apresentados na Figura 2.



Figura 2 – Linha convencional de tratamento de água por dessalinização. Fonte [10]

Como ilustra a Figura 2, numa primeira fase é necessário extrair a água salina ou salobra da fonte e introduzi-la no sistema. De seguida é feito um pré-tratamento da água: nesta fase há a remoção de sólidos e um controlo do crescimento biológico inerentes ao processo de captação de água.

Posteriormente, ocorre o processo de dessalinização, durante o qual se procede à remoção dos sólidos dissolvidos, incluindo sais e outras impurezas da água. Nestas duas fases obtém-se o excedente, o concentrado de sais e outros resíduos, e como tal é necessário fazer a sua gestão. Essa gestão pode incluir a deposição e/ou reutilização desses subprodutos.

Por fim é necessário um pós-tratamento. Com o processo de dessalinização o nível de alcalinidade da água diminui, o que pode causar corrosões. Assim, para prevenir a corrosão das tubagens a jusante, deve-se ajustar a alcalinidade e o pH, repondo também as propriedades da água necessárias ao consumo humano retiradas pelo processo de dessalinização [1].

A Organização Mundial da Saúde (OMS) recomenda um limite de 500 ppm de sólidos dissolvidos totais (TDS) para água potável. A classificação da água segundo a concentração de sais, varia entre potável (<500 ppm) até água do mar (>35000 ppm) [2,3].

Total de sais dissolvidos [ppm]	Classificação da água
<500	Potável
<1000	Fresca
1000-5000	Pouco salobra
5000-15000	Moderadamente salobra
15000-35000	Altamente salobra/ Água do mar
35000	Água do mar média (padrão)
35000-45000	Água do mar

Quadro 1 – Classificação da água em função do total de sais dissolvidos. Fonte [2] (Adaptado pelo autor).

O processo de dessalinização tornou-se um dos principais métodos para o fornecimento de água doce em diversas regiões do mundo. Esse processo é especialmente considerado em áreas costeiras, onde pode ser implementado com mais facilidade devido à abundância de água. Há diversos países que dependem fortemente da dessalinização para suprir suas demandas de água potável. Alguns dos países líderes em capacidade instalada de usinas de dessalinização são: Arábia Saudita, Estados Unidos, Emirados Árabes Unidos, Espanha e Kuwait [11].

2.2 Tecnologias de Dessalinização

As tecnologias de dessalinização existentes, podem ser classificadas da seguinte maneira:

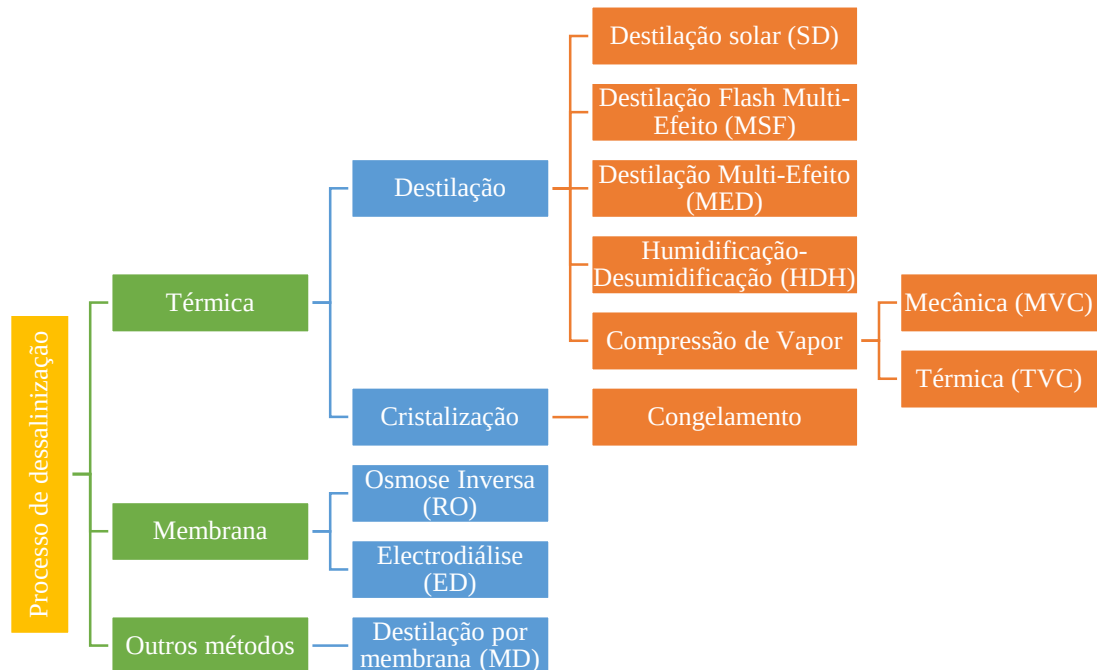


Figura 3 – Classificação das tecnologias de dessalinização. Fonte [12] (Adaptado pelo autor)

Os principais métodos de dessalinização usados ao redor do mundo podem ser encontrados nas seguintes categorias:

- ✓ **Processo de dessalinização por membrana;**
- ✓ **Processo de dessalinização térmica.**

2.2.1 Processos de Dessalinização por Membranas

A dessalinização por membranas baseia-se na separação física dos sais dissolvidos da água por meio de membranas semipermeáveis. Neste processo, a água é forçada a atravessar essas membranas, que permitem a passagem de moléculas de água, mas retêm os sais e outras impurezas. O método mais representativo é:

2.2.1.1 Osmose Inversa (RO)

Utiliza alta pressão para forçar a água através da membrana, retendo sais e contaminantes. É eficaz para dessalinizar tanto a água salobra quanto água do mar, embora tenha custos energéticos elevados devido à pressão necessária [10].

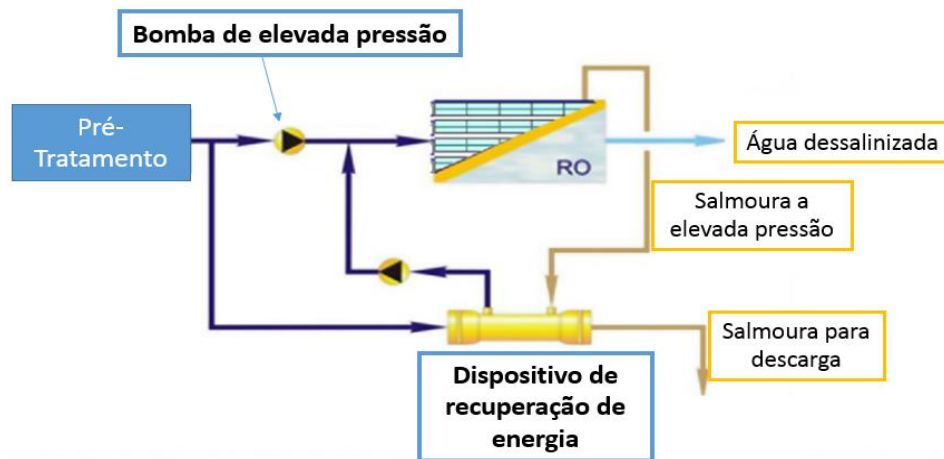


Figura 4 – Esquema ilustrativo do processo de dessalinização Osmose Inversa. Fonte [3].

2.2.2 Processos de Dessalinização Térmica

Os processos de destilação imitam o ciclo natural da água, pois a água salina é aquecida, produzindo vapor de água, que, por sua vez, é condensado para formar água doce. O método mais representativo é:

2.2.2.1 Destilação Flash Multi-Efeito (MSF)

Também designada de evaporação instantânea, consiste na ebulição da água em etapas sucessivas, onde é controlada a pressão e a temperatura. Neste método recorre-se a um conjunto de evaporadores com pressões ligeiramente menores entre eles. A diminuição da pressão entre evaporadores proporciona imediatamente a ebulição da água à medida que esta atravessa cada um dos evaporadores. Este rápido processo de ebulição induz uma imediata evaporação da água salgada ou, literalmente, a uma evaporação flash. O vapor sobe até aos condensadores, arrefecendo depois ao longo de vários tubos onde circula a água de alimentação. A água doce é conduzida para o exterior da câmara e o concentrado é enviado para o meio receptor ou para destino final [10].

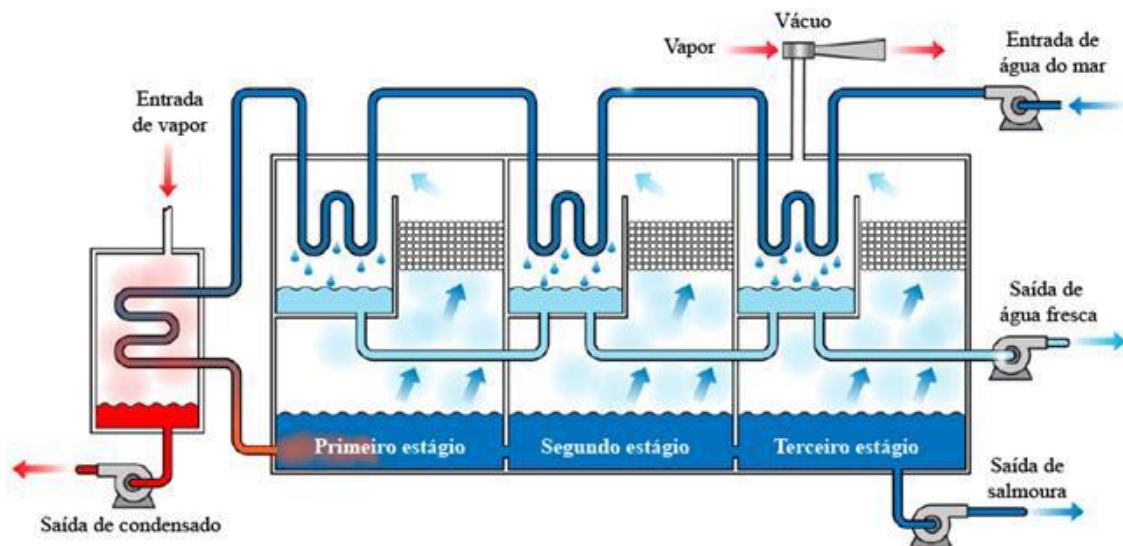


Figura 5 – Diagrama esquemático de uma unidade de MSF. Fonte [13].

2.2.3 Comparação entre as Principais Tecnologias de Dessalinização

O consumo energético dos processos térmicos (MSF, MED) é de 12,2-23,5 kWh/m³ sendo superior à dos processos de membrana (RO e ED) que é de 1,5-6 kWh/m³, pelo facto dos processos térmicos necessitarem de grandes quantidades de energia para vaporização da água. Por outro lado, nos processos térmicos, não é necessária substituição das membranas e a energia necessária não depende da concentração de sal, ao contrário do que acontece com os processos de membrana, se a água de alimentação tiver TDS superior a 5000 ppm, o processo RO tem menores consumos; contudo, se água que alimenta o sistema tiver TDS inferior a 3000 ppm o processo ED é energeticamente mais rentável requerendo 30% menos energia que RO. A osmose inversa lidera o mercado global de dessalinização devido à sua eficiência e custo-benefício, seguida pela destilação flash de múltiplos efeitos, que é preferida em regiões com abundantes recursos energéticos [1,14,15].

2.2.4 Gestão da Salmoura

Opções de gestão do concentrado

O processo de dessalinização produz uma quantidade significativa de águas residuais: 2 litros de salmoura para cada litro de água potável produzida. Essa água residual gerada deve ser adequadamente gerida, sendo que as opções de gestão do concentrado dependem fortemente das características do local e do volume de água residual. Essas opções normalmente incluem:

Descarga superficial, descarte em esgoto, injeção em poços profundos, lagoas de evaporação, aplicação no solo, e Descarga Zero de Líquido (ZLD). Cada método de gestão do concentrado apresenta custos, benefícios, impactos ambientais e limitações diferentes. Os custos estão altamente relacionados ao volume do concentrado [12].

2.3 Energias Renováveis no Processo de Dessalinização

Os motivos que criam a problemática da água potável são os mesmos que influenciam na demanda de energia. A geração de electricidade a partir de fontes como solar, eólica e geotérmica representa não apenas uma oportunidade de reduzir as emissões de gases de efeito estufa, mas também uma forma estratégica de tornar países menos dependentes de combustíveis fósseis e menos vulneráveis às flutuações de seus preços. Moçambique apresenta um alto potencial para o aproveitamento da energia solar para aplicações de geração de energia, devido à sua localização geográfica privilegiada, com altos níveis de irradiação solar ao longo de todo o ano [16,17].

A energia gerada nas fontes renováveis pode ser apresentada de diversas formas: calor, electricidade ou energia mecânica (de eixo). De forma resumida são apresentadas na Figura 6 as principais combinações entre as tecnologias de dessalinização e energias renováveis:

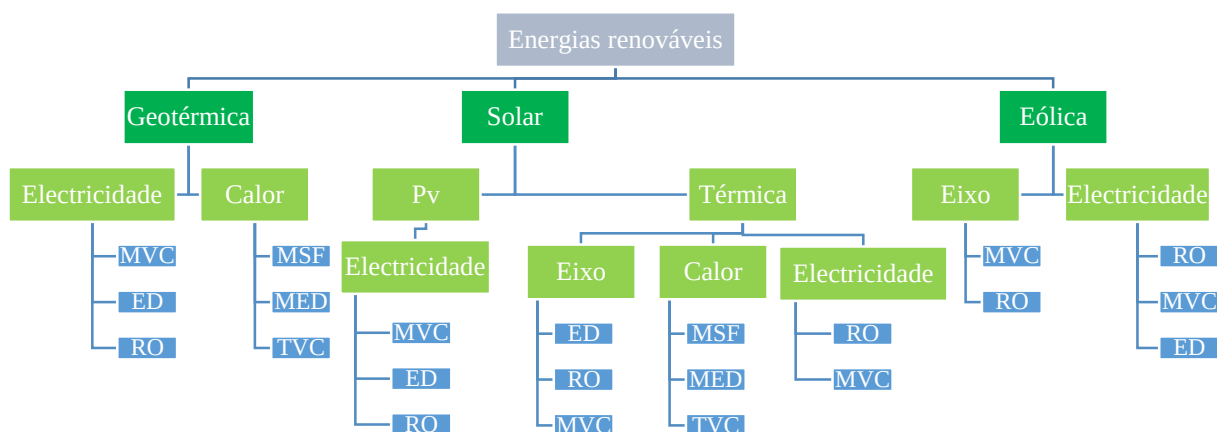


Figura 6 – Combinação entre as fontes de energias renováveis e os sistemas de dessalinização. Fonte [18] (Adaptado pelo autor).

2.3.1 Energia Solar Térmica

A energia solar é a radiação proveniente do sol que pode ser aproveitada por meio de diversas tecnologias, tais como:

- ✓ Tecnologias solares térmicas, que convertem a radiação em energia térmica utilizando colectores solares ou tecnologias de energia solar concentrada (CSP);
- ✓ Electricidade solar – fotovoltaica (PV)/fotovoltaica concentrada (CPV) – módulos solares que são usados para captar a energia solar transportada pelos fótons e convertê-la em electricidade. [19]

2.3.1.1 Colectores solares

A CSP é uma tecnologia de geração de energia baseada no uso da energia solar concentrada em uma pequena área, utilizando espelhos para focar melhor a luz solar e convertê-la em calor. São conhecidas quatro tecnologias de CSP:

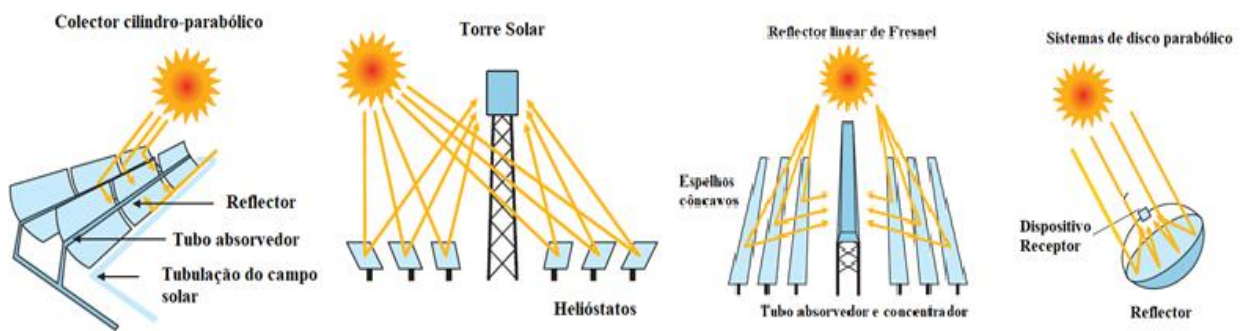


Figura 7 – Principais concentradores solares. Fonte [20]. (Adaptado pelo autor)

Colector cilindro-parabólico (PTC): esta tecnologia baseia-se na reflexão da luz solar directa em espelhos cilindro-parabólicos direccionados para um tubo absorvedor que contém um fluido de transferência de calor.

Torre solar (SPT): os reflexos de centenas de espelhos, chamados helióstatos, são concentrados em um único ponto. A electricidade é gerada por meio de um ciclo termodinâmico.

Reflector linear de Fresnel (LFR): baseia-se nas configurações anteriores. Ao contrário do PTC, o receptor não está localizado entre os espelhos, mas sim em uma torre separada.

Sistemas de disco parabólico (PDS): um conjunto de espelhos forma uma estrutura parabólica que concentra a luz solar em um ponto focal. Esse sistema pode acompanhar o sol em duas direcções, tornando-o mais eficiente. [20]

	Custo relativo	Ocupação de solo	Eficiência termodinâmica	Faixa de T operacional (°C)	Factor de concentração solar	Confiabilidade
PTC	Baixo	Grande	Baixa	20-400	15-45	Alta
LFR	Muito baixo	Média	Baixa	50-300	10-40	Média
SPT	Alto	Média	Alta	300-565	150-1500	Média-alta
PDS	Muito alto	Pequena	Alta	120-1500	100-1000	Média-baixa

Tabela 1 – Características dos concentradores solares. Fonte [20].

2.4 Trabalhos Relacionados

Os sistemas de dessalinização podem ser classificados, em termos de produtividade, em três categorias principais: sistemas de grande escala (LSD), sistemas de média escala (MSD) e sistemas de pequena escala (SSD), sendo que os SSD se caracterizam por uma produção inferior a 25 m³/dia. Esses sistemas de pequena escala têm sido cada vez mais considerados como alternativas viáveis para o abastecimento de água potável em comunidades rurais e residenciais isoladas, devido à sua simplicidade, confiabilidade e menor necessidade de infra-estrutura complexa.

No contexto deste trabalho, que se dedica ao dimensionamento de um sistema de potabilização de água de pequena escala, tornou-se essencial revisar e analisar estudos prévios com o objectivo de adaptar os conhecimentos adquiridos à realidade de comunidades com recursos limitados. Os sistemas SSD, por sua natureza, tendem a utilizar versões adaptadas ou reduzidas das tecnologias convencionais a fim de simplificar a operação, reduzir custos e facilitar a manutenção local [21].

Ciocolantia e Renzib [22], estudaram um sistema de dessalinização térmica ilustrado na Figura 8, acoplado a uma pequena usina de energia solar concentrada com 25 helióstatos (9,5 m² de área reflectiva). O sistema operava com um destilador térmico de efeito único (SED), alcançando uma produção máxima de 75 litros/dia de água doce em condições ideais. Os resultados mostraram que

o desempenho variava significativamente com a radiação solar directa normal (DNI), sendo Crendi (Malta) o local com maior produção anual (13405 litros/ano) devido à alta insolação. O estudo determinou o custo nivelado da água com o resultado de 5,5 €/L, valor elevado comparado a sistemas de larga escala. Também demonstrou que, mesmo em condições de alta salinidade da água, a eficiência do sistema térmico de dessalinização baseado em energia solar não apenas se mantém estável, como apresenta uma leve melhora na razão entre a produção horária de água doce e a potência térmica utilizada para a vaporização. Essa característica contrasta com sistemas movidos a electricidade, como a RO, reforçando sua viabilidade como alternativa robusta e sustentável em regiões com recursos hídricos de elevada salinidade.



Figura 8 – Protótipo de dessalinização térmica. Fonte [22]

No estudo de Joseph, Saravanan e Renganarayanan [23], foi analisado um sistema solar de dessalinização de estágio único visando produzir 10 litros/dia de água potável. O sistema inclui colector solar plano, evaporador, bomba de vácuo e condensador. Avaliaram-se os efeitos da radiação solar (400 a 900 W/m^2) e da pressão de vácuo sobre o rendimento e a eficiência, que variou entre 15% e 26%. O rendimento máximo foi de 8,5 litros/dia com área colectora de 2 m^2 . Também se estudou a frequência da bomba e o custo da água produzida, estimado em 0,009 \$/litro. A água dessalinizada atendeu aos padrões de potabilidade.

Abutayeh e Goswami [24], simularam experimentalmente um sistema de dessalinização térmica por flash sob vácuo (0,14 bar), com aquecimento simulado por energia solar. Utilizando uma unidade piloto móvel em ambiente controlado, testaram-se temperaturas de evaporação entre 50 °C e 80 °C e diferentes vazões de água do mar. A produção de água doce variou de 22 mililitros a 4,72 litros em três horas, conforme as condições operacionais. A área de colecta solar necessária, estimada por balanço térmico, variou entre 2,65 m² e 5,36 m², sendo proporcional à temperatura e ao fluxo de alimentação. Os autores concluíram que o sistema é tecnicamente viável para aplicações de pequena escala em regiões com alta radiação solar e escassez de água potável.

Siddique et al. [25] compararam dois sistemas de dessalinização solar de pequena escala: um SED e um destilador flash em estágio único (SSF), ambos operando em condições de vácuo gerado por colunas barométricas. Os resultados mostraram que o SED foi 24% mais eficiente que o SSF, exigindo 30% menos energia e tendo uma taxa de recuperação de água 20 vezes maior (67% contra 3,3% do SSF). Além disso, o SED demandava uma área de troca térmica 3,25 vezes menor, reduzindo custos e complexidade. Segundo esse estudo para produção de água potável por meio da dessalinização em grande escala, os principais métodos de dessalinização já se provaram tecnicamente e economicamente viáveis, porém, para pequenas comunidades localizadas em áreas rurais, que requerem quantidade de água limitada, até 10 m³/dia, a dessalinização solar é mais aplicável.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Materiais e Equipamentos

O sistema proposto para a dessalinização da água está dividido em unidades, a unidade principal é a de dessalinização, as outras unidades são a de captação de energia, a unidade de captação e armazenamento de água (tanto da água salgada ou salobra e da água potável) e a unidade de tratamento da salmoura.

3.1.1 Unidade de Dessalinização

A unidade de dessalinização constitui o núcleo funcional do sistema proposto, sendo responsável pela remoção do sal e outras impurezas da água salgada através da combinação dos processos de evaporação e condensação. É nesta etapa que ocorre a transformação da água salina em vapor por meio da energia térmica fornecida, seguida da condensação do vapor em água potável.

Esta unidade é composta por dois dispositivos principais: o evaporador e o condensador. O evaporador é o elemento onde ocorre a mudança de fase da água líquida para vapor, a partir do aquecimento indirecto promovido pelo fluido térmico que circula no permutador calor. Já o condensador é o dispositivo onde o vapor gerado é resfriado e retorna ao estado líquido, permitindo a colecta da água dessalinizada em condições adequadas para o consumo.

3.1.1.1 Evaporador

O modelo adoptado é do tipo tanque com placa de troca de calor inclinada na base do tanque. No evaporador, a água salgada é alimentada por meio de pulverização na parte superior da placa, escorrendo e sendo aquecida até a temperatura de saturação ao longo de uma superfície metálica inclinada. A base da placa é aquecida pelo fluido térmico. Esta configuração visa promover uma grande superfície de contacto que quando combinada com o controlo adequado da temperatura, permite a evaporação eficiente da água, e a inclinação da placa permitirá aos sais serem conduzidos para a extremidade inferior da mesma como salmoura residual, com o intuito de manter a descarga continua da salmoura. O vapor gerado é direccionado para a câmara de condensação.

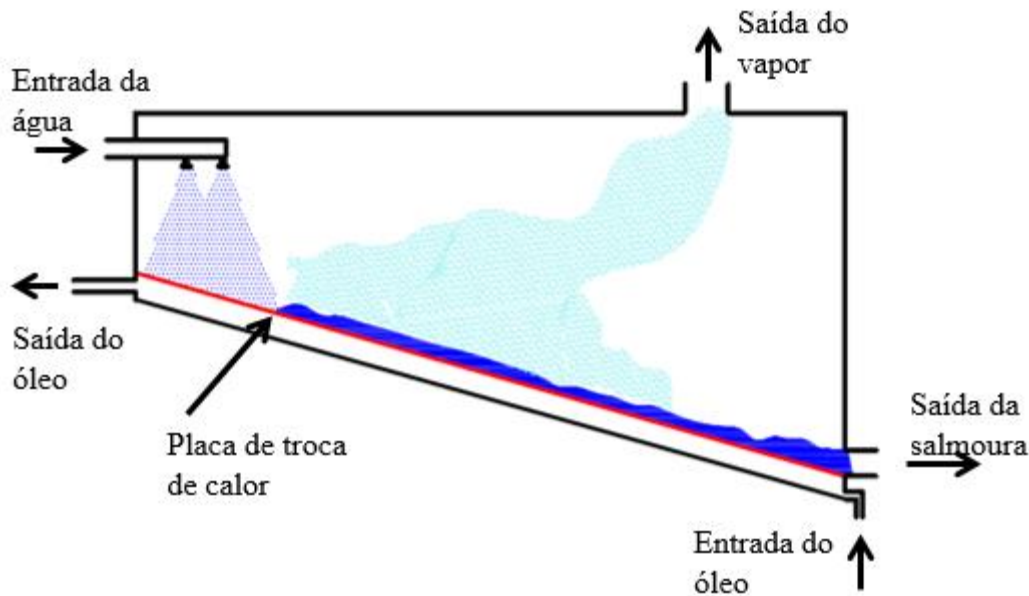


Figura 9 – Esquema do evaporador proposto.

Características do evaporador:

- ✓ Estrutura externa: tanque do formato rectangular;
- ✓ Superfície de evaporação: placa de troca de calor;
- ✓ Alimentação da água salgada: canal com chuveiro para alimentação pois haverá maior relação superfície-volume;
- ✓ Saída da salmoura: canal inferior de drenagem;
- ✓ Saída de vapor: ducto posicionado na parte superior da câmara;
- ✓ Isolamento térmico exterior;
- ✓ Inclinação típica da placa: entre 10° e 40°, para favorecer o fluxo do calor na placa.

3.1.1.2 Condensador

Utiliza um trocador de calor do tipo serpentina helicoidal submersa no casco com um cilindro interno concêntrico, formando um espaço anular no qual circula o fluido de resfriamento. A geometria helicoidal da serpentina dentro de um volume limitado aumenta a área de troca térmica por unidade de volume, tornando o trocador mais compacto e eficiente. O escoamento helicoidal induz forças centrífugas que geram fluxos secundários, melhorando o coeficiente de transferência de calor.

O casco e o cilindro interno concêntrico a ele criam um espaço anular ao redor da serpentina, o que melhora a distribuição do fluido de resfriamento e permite melhor controlo da pressão e da velocidade do escoamento. A presença do cilindro interno evita regiões de estagnação, melhora o perfil de fluxo e facilita o dimensionamento térmico, além de manter a estrutura mais estável.



Figura 10 – Condensador tipo Casco com serpentina submersa.

Submersão completa da serpentina ao fluido refrigerante, garante troca térmica directa e uniforme em toda a superfície externa do tubo, aumentando a eficiência global da condensação do vapor. [26,27]

3.1.1.3 Materiais Seleccionados

A escolha de materiais em sistemas de dessalinização envolve a análise de requisitos operacionais, ambientais e económicos, considerando factores como resistência à corrosão em meios salinos, condutividade térmica, durabilidade, disponibilidade no mercado, facilidade de fabricação, manutenção e custo. Esse processo é baseado na avaliação crítica de informações técnicas e condições de serviço, buscando um equilíbrio entre desempenho e viabilidade económica [28].

Componentes		Material Seleccionado	Características	Justificativa
Tanque	do	Aço ao carbono	Alta resistência mecânica,	Material estrutural de fácil aquisição; o revestimento epóxi protege contra corrosão por salmoura e umidade em ambientes tropicais.
Evaporador	e	ASTM A36 com	baixo custo, revestido	
Casco	do	revestimento	internamente com tinta	
Condensador	e	epóxi	epóxi anticorrosiva	
seu cilindro interno			resistente a soluções salinas	

			e ambientes marinhos. condutividade 51,9 W/m·K	
Placa de aquecimento do evaporador e a Serpentina do condensador	Liga Cu-Ni C70600 (90%Cu – 10%Ni)	Alta condutividade térmica, excelente resistência à corrosão por cloretos e bioincrustações; fácil de limpar.	Ideal para trocadores de calor em contacto com água salgada quente; usada mundialmente em ambientes marinhos e dessalinização.	
Isolamento térmico (externo)	Manta de lã de vidro com tela galvanizada	Resistência térmica até 250 °C, condutividade 0,055 W/m·K; resistente à umidade, flexível, fácil de moldar e aplicar em superfícies cilíndricas e irregulares.	Minimiza perdas de calor por condução, protege operadores de queimaduras e aumenta a eficiência do sistema.	

Tabela 2 – Materiais seleccionados para a unidade de dessalinização. Fonte [28,29,30]

3.1.2 Unidade de Captação de Energia

A unidade de captação de energia é responsável por suprir as necessidades energéticas do sistema de dessalinização, tanto no aspecto térmico quanto eléctrico. Esta unidade é composta por dois elementos fundamentais: o colector solar, que fornece energia térmica ao sistema, e o painel fotovoltaico, que gera electricidade para alimentar os componentes auxiliares.

A energia térmica captada e concentrada pelo colector solar é utilizada para aquecer o fluido térmico que, por sua vez, transfere essa energia para o evaporador, resultando na mudança de fase da água salgada.

Paralelamente, a geração fotovoltaica fornece energia eléctrica de forma autónoma e renovável, viabilizando o funcionamento de bombas, sistemas de controlo, e até o armazenamento eléctrico se necessário. Isso torna o sistema energeticamente independente da rede eléctrica pública, uma característica essencial para sua aplicação em áreas remotas ou rurais.

3.1.2.1 Colector solar

Apesar de requererem maior espaço para instalação do sistema, entre as tecnologias de CSP apresentadas no capítulo anterior, as usinas baseadas no sistema de colectores cilindro-parabólicos são consideradas a solução mais desenvolvida, consolidada, de alta confiabilidade no mercado e a

mais barata tendo em consideração o seu custo-benefício [17,31]. Sendo a tecnologia de CSP escolhida para o projecto.

Colector cilindro-parabólico

Este equipamento é constituído por um reflector com geometria parabólica e superfície espelhada, que concentra os raios solares num tubo absorvedor localizado na linha focal, e um sistema de rastreamento solar. O tubo contém um fluido térmico que é aquecido e conduzido ao permutador de calor. Para este estudo, adoptou-se como referência técnica o colector solar cilindro-parabólico modelo PT-20, fabricado pela Gaia Solar Co., Ltd.. As especificações geométricas, térmicas e operacionais utilizadas no dimensionamento do sistema foram extraídas do catálogo técnico do fabricante. Tais parâmetros incluem a área de abertura de 15,3 m², comprimento do módulo de 6 m, eficiência de colecta de 62,8% e temperatura máxima de operação recomendada de 250 °C.

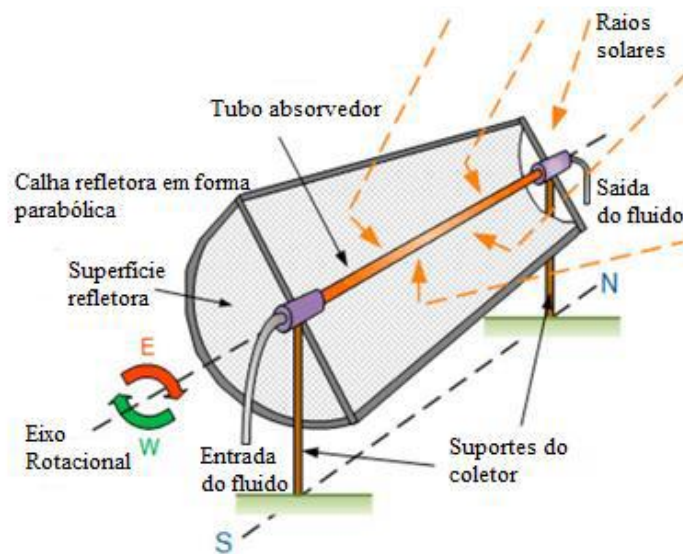


Figura 11 – Esquema de um Colector cilindro-parabólico. Fonte [32]

Outros dados relevantes para a modelagem, como propriedades térmicas dos materiais, desempenho do tubo receptor, características do sistema de rastreamento solar e limites operacionais extraídos do catálogo encontram-se disponíveis no **Anexo I** deste trabalho para consulta detalhada.

O *Shell Heat Transfer Oil S2* é um fluido térmico ou de trabalho escolhido, possui um alto desempenho, formulado com óleos minerais altamente refinados, ideal para sistemas de transferência de calor indirectos. Sua condutividade térmica e capacidade calorífica garantem boa eficiência na transferência de calor em sistemas de concentração solar. As propriedades físico-químicas utilizadas para simulação e dimensionamento térmico foram obtidas da ficha técnica do fluido *Shell Heat Transfer Oil S2*, conforme detalhado no **Anexo II**.

3.1.2.2 Painele Fotovoltaico

O painel fotovoltaico é utilizado para fornecer energia eléctrica auxiliar ao sistema de dessalinização, especialmente para alimentar componentes de baixo consumo, como as bombas de circulação. A capacidade do painel será dimensionada com base na potência total dos equipamentos a serem alimentados e no tempo de operação diária previsto.

3.1.3 Unidade de Captação e Armazenamento da Água

A unidade de captação e armazenamento da água desempenha um papel logístico e funcional essencial no sistema de dessalinização, pois garante o fornecimento contínuo de água de entrada (salgada ou salobra) e o armazenamento seguro da água potável gerada após o processo de condensação.

Essa unidade é composta por tanques de armazenamento, bombas hidráulicas, filtros, válvulas de controlo e tubulações, que interligam os diferentes pontos do sistema. Os tanques podem ser empregues na recepção e alimentação da água salgada ou salobra, na colecta da água potável e na colecta da salmoura concentrada.

As bombas e válvulas são responsáveis pelo controlo do fluxo entre os componentes, permitindo a alimentação da unidade de dessalinização, o escoamento da salmoura e a condução da água potável até os reservatórios finais. Considerando que o dimensionamento detalhado de bombas não é o foco central deste projecto, serão seleccionadas bombas comerciais com base em aplicações semelhantes e compatibilidade com os fluidos envolvidos (água salgada e óleo térmico). Os filtros são posicionados na linha de entrada da água para remoção de partículas sólidas ou detritos que possam comprometer o desempenho térmico e a durabilidade dos componentes. Essa unidade garante a continuidade e eficiência do processo, além de facilitar a gestão hídrica.

3.1.3.1 Materiais para os equipamentos

Componente	Material	Características e Justificativa
Tanque de água salgada	Polietileno de alta densidade	Material leve, resistente à corrosão, fácil de transportar. Excelente relação custo-benefício.
Tanque de água potável	Polietileno de alta densidade	Quimicamente inerte, leve, resistente à corrosão, mais barato e amplamente usado para água potável.
Tubulação de água salgada	PVC-U (Policloreto de Vinil não plastificado)	Material rígido e resistente à corrosão química e adequado para condução de água salgada. Com condutividade térmica de 0,19 W/m·K.
Conexões e válvulas	PVC (material termoplástico)	Fácil instalação, custo acessível, e baixa reatividade química.

Tabela 3 – Materiais seleccionados para a unidade de captação e armazenamento da água. Fonte [28,30].

3.1.4 Unidade de Tratamento da Salmoura

A unidade de tratamento da salmoura é responsável por gerenciar os resíduos líquidos concentrados gerados durante o processo de dessalinização. Esta etapa é crucial para assegurar a sustentabilidade ambiental do sistema, evitando que os subprodutos impactem negativamente o solo, os recursos hídricos ou os ecossistemas locais.

Entre os principais métodos de tratamento da salmoura apresentados no capítulo anterior, com base nas características dos mesmos apresentados no **Anexo III**, foi seleccionado um dos métodos. Tendo em consideração a que este será aplicado em sistemas de dessalinização de pequena escala localizados em zonas rurais com recursos limitados, e dentre eles o método mais viável de gestão da salmoura é a aplicação no solo, desde que feita de forma controlada. Esse método apresenta baixo custo, requer apenas espaço disponível e pode ter uso benéfico na irrigação de culturas tolerantes à salinidade. [18]

3.2 Princípio de Funcionamento

No sistema de dessalinização proposto, inicialmente, a água salgada é captada de uma fonte, que pode ser marinha ou subterrânea, e bombeada para um reservatório. Em seguida, a água é enviada ao condensador, onde absorve o calor latente do vapor a ser condensado, funcionando como meio de resfriamento para possibilitar a condensação do vapor e sendo pré-aquecida no processo. Após essa etapa, a água segue para o evaporador, onde atinge a temperatura de saturação por meio de

um permutador de calor contendo um fluido térmico, promovendo sua evaporação e separação dos sais e impurezas.

O vapor resultante é conduzido ao condensador, onde, ao entrar em contacto com uma superfície fria, se condensa e se transforma em água destilada, que é colectada em um reservatório específico para armazenamento, pós-tratamento e posterior distribuição. Para garantir a continuidade do processo, o evaporador é projectado para que a salmoura residual seja removida constantemente e substituída por nova água salgada previamente aquecida.

O sistema é alimentado por fontes de energia renováveis, sendo que um coletor solar de calha parabólica fornece o calor necessário para a vaporização da água, enquanto um painel solar fotovoltaico gera a electricidade essencial para o accionamento dos componentes eléctricos.

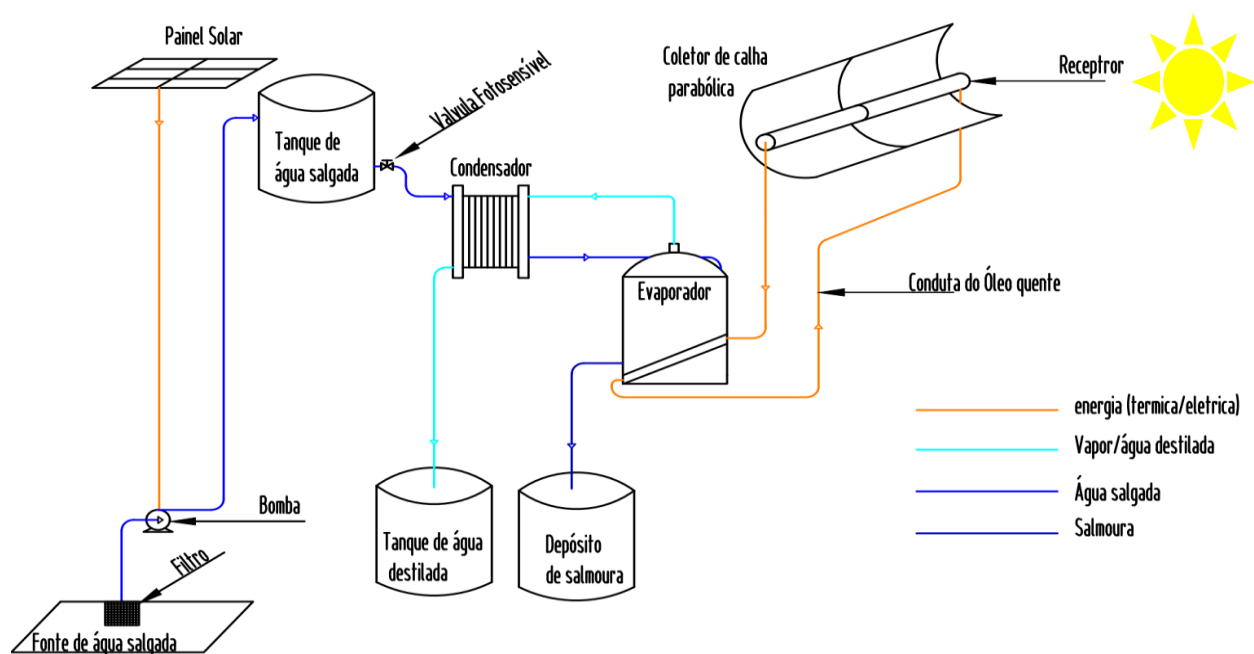


Figura 12 – Esquema do sistema de dessalinização proposto.

O sistema de dessalinização deverá operar de forma contínua, reduzindo-se ao máximo possível as complexidades dos sistemas de dessalinização característicos, aproveitando a energia solar e a gravidade. Para garantir a uniformidade do aquecimento, um distribuidor tipo pente é uma alternativa, sendo instalado na entrada do permutador de calor de placas inclinadas, assegurando a

distribuição homogénea do óleo térmico no canal. A água de alimentação, por sua vez, é controlada por uma válvula termo sensível que fecha automaticamente na ausência de radiação solar, impedindo desperdício. Dispositivos de restrição de vazão podem regular o fluxo em regime laminar apenas com acção da gravidade.

3.3 Dados de Entrada

Os dados climáticos da região e os referentes as propriedades da água de acordo com o grau de salinidade e a temperatura de saturação, são importantes para proceder o processo de dimensionamento de um sistema dessalinização.

3.3.1 Dados Climáticos

A disponibilidade e o aproveitamento da energia solar são directamente influenciados pelas condições climáticas da região onde o sistema está inserido. Por esse motivo, a obtenção de dados climáticos precisos é fundamental para o dimensionamento térmico e, por consequência, para a estimativa da produção de água potável do sistema.

Neste estudo, serão utilizados dados médios horários de irradiação solar directa normal (DNI) para a cidade de Maputo, localizada na região sul de Moçambique. Estes dados representam a componente da radiação solar incidente perpendicularmente à superfície de um colector que acompanha o movimento aparente do Sol, sendo o parâmetro mais relevante para sistemas de concentração solar.

A fonte utilizada para obtenção desses dados é a plataforma NASA POWER [33], que fornece históricos climatológicos detalhados para qualquer região, e esta informação é complementada pela variação sazonal da radiação solar directa ao longo do dia e épocas do ano, e horas de radiação solar directa efectivas por dia.

3.3.2 Dados da Água Salgada

Para o dimensionamento eficiente do sistema de dessalinização por evaporação, é fundamental considerar as propriedades termofísicas da água de alimentação, especialmente na temperatura de saturação, que para pressão atmosférica (1 atm) é aproximadamente 100 °C. Essas propriedades

são cruciais para os cálculos de troca de calor e desempenho da ebulição no evaporador. O nível de salinidade também é um parâmetro crucial a ser considerado. O nível de salinidade adotado para os processos de dimensionamento é o de 35000 ppm, tido como o nível médio de salinidade da água do mar.

As propriedades termofísicas da água do mar para as diferentes temperaturas envolvidas no sistema no nível de salinidade padrão e a pressão atmosférica, foram obtidas através de bases de dados como Seawater Thermophysical Properties Library, MIT e o The Engineering Handbook - Saline Water Property Calculator. Para os parâmetros referentes a água doce, os dados foram obtidos através da base de dados da National Institute of Standards and Technology (NIST). Foi observada uma proximidade significativa entre os valores das propriedades termofísicas da água salgada e da água doce. Entre os parâmetros mais relevantes, destacam-se a entalpia de vaporização, o calor específico, a densidade e a viscosidade dinâmica [34,35,36].

3.4 Métodos de Dimensionamento

3.4.1 Fundamentos da Transferência de Calor

A transferência de calor estuda os mecanismos pelos quais ocorre a troca de energia térmica entre corpos ou sistemas devido à diferença de temperatura. Segundo Incropera et al. [37], “transferência de calor é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço”. Os três mecanismos fundamentais são: condução, convecção e radiação.

No sistema de dessalinização solar proposto, esses três mecanismos estão presentes em diferentes etapas, garantindo o funcionamento do processo, desde a absorção da radiação solar para a alimentação do sistema até a condensação do vapor, dando o produto final. A energia térmica é captada, transferida e aproveitada por meio de superfícies metálicas, fluidos térmicos e trocadores de calor. Simultaneamente, ocorrem perdas térmicas por convecção e radiação nas superfícies externas dos componentes do sistema para o meio. Essas perdas são reduzidas por meio de isolamento térmico adequado, utilizando materiais com baixa condutividade térmica ou isolantes.

Dessa forma, os princípios de transferência de calor são fundamentais para o correcto dimensionamento e funcionamento do sistema, influenciando directamente a eficiência térmica da dessalinização, a produção de água potável e o desempenho dos componentes envolvidos.

3.4.1.1 Trocadores de calor

Trocadores de calor são dispositivos que promovem a transferência de energia térmica entre dois fluidos a diferentes temperaturas, estando os fluidos separados por uma parede sólida. Podem operar em regime de escoamento paralelo, contracorrente ou cruzado, e sua eficiência depende da área de troca, da diferença de temperatura e das propriedades dos fluidos. No sistema proposto, dois tipos de trocadores são usados: uma placa metálica inclinada aquecida por óleo térmico (evaporador) e uma serpentina helicoidal (condensador), ambos fundamentais para o processo de evaporação e condensação da água [37].

3.4.2 Roteiro de Cálculo Adoptado no Dimensionamento Térmico

O procedimento de cálculo térmico adoptado para o sistema baseou-se em etapas clássicas de projecto de trocadores de calor, conforme proposto por Çengel e Ghajar [38] combinado ao processo proposto por Towler e Sinnott [39]. O método segue uma sequência lógica que parte da definição das condições de operação até a determinação da área de troca térmica necessária. As etapas compreendem:

1. **Seleção do tipo de trocador de calor:** define-se a configuração mais adequada ao sistema, levando em consideração o tipo de fluido, a diferença de temperatura e a geometria disponível.
2. **Definição capacidade térmica:** estabelece-se a potência térmica, as vazões dos fluidos envolvidos e suas temperaturas de entrada e saída, tanto no colector solar como nos permutadores.
3. **Colecta das propriedades dos fluidos:** são determinadas propriedades como densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor específico para o óleo térmico, água salgada e água doce.
4. **Cálculo da diferença de temperatura média logarítmica:** aplica-se o método da diferença da temperatura média logarítmica (LMTD), que é recomendado para casos de dimensionamento em que as temperaturas de entrada e saída dos fluidos e as vazões mássicas dos mesmos são conhecidos ou podem ser determinadas por meio de balanço de energia. Esse método fornece uma média ponderada da diferença de temperatura entre os

fluidos ao longo do trocador, sendo amplamente aceito por sua precisão em sistemas com trocadores contracorrentes ou concorrentes.

5. **Cálculo da área de troca térmica:** com base na diferença de temperatura média e na estimativa do coeficiente global de troca de calor, determina-se a área mínima necessária para garantir a transferência de calor planeada.
6. **Definição do layout físico do trocador:** com a área em mãos, define-se o comprimento da placa (no caso do evaporador) ou o número de voltas da serpentina (no caso do condensador), levando em conta também o comprimento adicional para fins construtivos.

3.4.3 Pressupostos Considerados no Modelo

Durante o desenvolvimento do modelo, foram adoptados pressupostos simplificadores para facilitar os cálculos e a interpretação dos resultados. Eles foram agrupados em quatro categorias:

3.4.3.1 Pressupostos Gerais

- ✓ O sistema opera em regime permanente;
- ✓ As propriedades termofísicas médias da água salgada são assumidas constantes;
- ✓ Não há incrustações ou depósitos nas superfícies de troca térmica.

3.4.3.2 Pressupostos para o Colector Solar

- ✓ A radiação solar é uniformemente distribuída na superfície reflectora;
- ✓ A eficiência óptica é constante;
- ✓ O colector opera em condições ideais de orientação solar;
- ✓ Desconsidera-se a perda de desempenho por sujidade, vento ou difusão.

3.4.3.3 Pressupostos para o Evaporador

- ✓ O processo de ebulição da água ocorre no regime de transição;
- ✓ Considera-se temperatura de saturação constante;
- ✓ Não há formação de bolsões de vapor ou transição para ebulição instável;
- ✓ A condutividade térmica da placa e do isolamento é constante;
- ✓ O calor transferido é aproveitado na mudança de fase, sem perdas significativas laterais do tanque evaporativo.

3.4.3.4 Pressupostos para o Condensador

- ✓ O processo de condensação do vapor é por película;
- ✓ Ausência de gases não condensáveis no ciclo;
- ✓ A temperatura média da película é usada para determinar propriedades;
- ✓ O escoamento no tubo e no anel é natural;
- ✓ O casco e o cilindro interno têm isolamento térmico.

3.4.4 Equações para o Dimensionamento Térmico

Apresenta-se uma série de equações que compõem modelos matemáticos para processos de dimensionamento de trocadores de calor. Essas equações permitem estimar parâmetros fundamentais como coeficientes de transferência de calor, área de troca de calor entre outros [22,38,39,40,41].

3.4.4.1 Concentrador solar

A **potência máxima absorvida** pelo concentrador solar é descrita por:

$$P_{abs} = \varrho \cdot krd \cdot \alpha_t \cdot A_u \cdot I_h \quad (3.1)$$

Onde:

P_{abs} - É a potência máxima absorvida [W];

ϱ - É a reflectividade do concentrador;

krd - É a fracção da radiação que chega ao absorvedor;

α_t - É a absortividade do tubo absorvedor;

A_u - É a área útil do concentrador [m^2];

I_h - É a radiação solar directa registada em cada hora ou instantânea [W/m^2].

A **potência útil** descrita por:

$$P_u = P_{abs} \cdot \eta_t \quad (3.2)$$

Onde:

P_u - É a potência útil $[W]$;

P_{abs} - É a potência máxima absorvida $[W]$;

η_t - É o rendimento térmico do concentrador.

3.4.4.2 Parâmetros gerais dos trocadores de calor (do evaporador e do condensador)

Balanco de energia nos permutadores é dado por:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p (T_{entrada} - T_{saída}) \quad (3.3)$$

Onde:

Q - É a potência térmica $[W]$;

$\dot{m}$ - É o fluxo mássico do fluido $[kg/s]$;

C_p - É o calor específico $[J/kg \cdot K]$;

$T_{entrada}$; $T_{saída}$ - São as temperaturas do fluido a entrada e a saída $[K]$.

Coefficiente global de transferência de calor é dado por:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{x}{k_p} + R_i + R_o} \quad (3.4)$$

Onde:

U - É o coeficiente global de troca de calor $[W/m^2 \cdot K]$;

h_o - É o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido que está na superfície externa do trocador de calor $[W/m^2 \cdot K]$;

h_i - É o coeficiente de transferência de calor do por convecção fluido que está na superfície interna do trocador de calor $[W/m^2 \cdot K]$;

x - É a espessura da parede do trocador de calor $[m]$;

k_p - É a condutividade térmica da parede do trocador de calor $[W/m \cdot K]$;

R_i - É o factor de incrustação do fluido interno, no trocador de calor $[W/m^2 \cdot K]$;

R_o - É o factor de incrustação do fluido externo, no trocador de calor.

A **diferença de temperatura média logarítmica** para o regime de escoamento paralelo é determinada por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q_{entrada}} - T_{f_{entrada}}) - (T_{q_{saída}} - T_{f_{saída}})}{\ln\left(\frac{T_{q_{entrada}} - T_{f_{saída}}}{T_{q_{saída}} - T_{f_{entrada}}}\right)} \quad (3.5)$$

para o regime de escoamento contracorrente é determinada por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q_{entrada}} - T_{f_{saída}}) - (T_{q_{saída}} - T_{f_{entrada}})}{\ln\left(\frac{T_{q_{entrada}} - T_{f_{saída}}}{T_{q_{saída}} - T_{f_{entrada}}}\right)} \quad (3.6)$$

Onde:

ΔT_{lm} - É a diferença de temperatura média logarítmica [K];

$T_{q_{entrada}}$; $T_{q_{saída}}$ - São as temperaturas de entrada e saída do fluido quente [K];

$T_{f_{entrada}}$; $T_{f_{saída}}$ - São as temperaturas de entrada e saída do fluido frio [K].

A **área do trocador de calor** é determinada por:

$$A_c = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{lm}} \quad (3.7)$$

Onde:

A_c - É a área de troca de calor [m^2];

ΔT_{lm} - É a diferença de temperatura média logarítmica [K];

Q - É a potência térmica [W];

U - É o coeficiente global de troca de calor [$W/m^2 \cdot K$].

Parâmetros adimensionais **Reynolds**, **Nusselt** e **Prandtl** são determinados por:

$$Rey = \frac{\rho \cdot v \cdot d_h}{\mu} \quad (3.8)$$

Ou

$$Rey = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \quad (3.9)$$

$$Nu = 0,6 \cdot Rey^{0,5} \cdot Pr^{0,31} \quad (3.10)$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (3.11)$$

Onde:

Rey ; Nu ; Pr - São os números de Reynolds, Nusselt e Prandtl;

ρ - É a densidade do fluido (externo ou interno) $[kg/m^3]$;

v - É a velocidade do fluido (externo ou interno) $[m/s]$;

d_h - É o diâmetro hidráulico $[m]$;

μ - É a viscosidade do fluido (externo ou interno) $[kg/m \cdot s]$;

D_e - É o diâmetro da secção por onde passa o fluido $[m]$;

G_s - É a velocidade de massa do fluido $[kg/m^2 \cdot s]$;

C_p - É o calor específico do líquido (externo ou interno) $[J/kg \cdot K]$;

k - É a condutividade térmica do fluido (externo ou interno) $[W/m \cdot K]$

3.4.4.3 Parâmetros do evaporador do tipo placa

O **fluxo de calor em ebulição nucleada** proposta por Rohsenow, é expressa como:

$$q_b = \cos(\theta)^n \cdot \left[\mu_l \cdot h_{fg} \cdot \left[g \cdot \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma} \right) \right]^{0.5} \cdot \left[\frac{C_{pl} \cdot \Delta T}{C_{sf} \cdot h_{fg} \cdot Pr_l^n} \right]^3 \right] \quad (3.12)$$

Onde:

q_b - É o fluxo de calor na ebulição nucleada $[W/m^2]$;

μ_l - É a viscosidade do líquido $[kg/m \cdot s]$;

h_{fg} - É a entalpia de vaporização $[J/kg]$;

g - É a aceleração da gravidade $[m/s^2]$;

ρ_l - É a densidade do líquido $[kg/m^3]$;

ρ_v - É a densidade do vapor $[kg/m^3]$;

σ - É a tensão superficial da interface líquido-vapor $[N/m]$;

C_{pl} - É o calor específico do líquido $[J/kg \cdot K]$;

ΔT - É a diferença de temperatura entre a superfície do aquecedor e a temperatura de saturação do fluido $[K]$;

θ - É o ângulo de inclinação da placa de troca de calor $[^\circ]$;

C_{sf} - É a constante experimental que depende de combinação de superfície-líquido;

Pr_l - É o número de Prandtl do líquido;

n - É a constante experimental, que depende do fluido.

A **taxa de produção de vapor** é dada por:

$$\dot{m} = \frac{Q}{h_{fg}} \quad (3.13)$$

Onde:

$\dot{m}$ - É a taxa de vaporização $[kg/s]$;

Q - É a potência térmica $[W]$;

h_{fg} - É a entalpia de vaporização $[J/kg]$.

O **diâmetro hidráulico** é dado por:

$$d_h = 4 \cdot e \quad (3.14)$$

Onde:

d_h - É o diâmetro hidráulico $[m]$;

e - É o espaçamento entre as placas $[m]$.

O **coeficiente de transferência de calor por convecção interno** (entre as placas) é dado por:

$$h_{e_i} = Nu \cdot \frac{k_q}{d_h} \quad (3.15)$$

Onde:

h_{e_i} - É o coeficiente de transferência de calor por convecção interno $[W/m^2 \cdot K]$;

Nu - É o número de Nusselt;

k_q - É a condutividade térmica da parede [$W/m \cdot K$];

d_h - É o diâmetro hidráulico [m].

O **coeficiente de transferência de calor por convecção externo** (superfície de trabalho onde acontece a ebulição) é dado por:

$$h_{e_o} = \frac{q_b}{\Delta T} \quad (3.16)$$

Onde:

h_{e_o} - É o coeficiente de transferência de calor por convecção externo [$W/m^2 \cdot K$];

q_b - É o fluxo de calor na ebulição nucleada [W/m^2];

ΔT - É a diferença de temperatura entre a superfície do aquecedor e a temperatura de saturação do fluido [K].

O **comprimento** e a **largura da placa** são dados por:

$$L_e = 2 \cdot W_e \quad (3.17)$$

$$W_e = \frac{A_e \cdot f_s}{L_e} \quad (3.18)$$

Onde:

L_e - É o comprimento da placa [m];

W_e - É a largura da placa [m];

f - É o factor de segurança (1,25);

A_e - É a área de troca de calor da placa [m^2].

Espessura do isolamento

$$Q_{isol} = \frac{A_t \cdot (T_{q_{entrada}} - T_{amb})}{\frac{x_{isol}}{k_{isol}} + \frac{1}{h_n}} \quad (3.19)$$

Onde:

Q_{isol} - É a potência térmica perdida com isolamento [W];

$T_{q_{entrada}}, T_{amb}$ - São a temperatura no interior, e a temperatura ambiente $[K]$;

A_t - É a área total $[m^2]$;

x_{isol} - É a espessura de isolamento $[m]$;

k_{isol} - É a condutividade térmica do isolamento $[W/m \cdot K]$;

h_n - É o coeficiente de convecção natural $[W/m^2 \cdot K]$.

3.4.4.4 Parâmetros do condensador tipo serpentina helicoidal submersa

O coeficiente de transferência de calor por convecção interno para na serpentina é dado por:

$$h_i = 0,555 \cdot \left[\left(\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_{lc} - \rho_v) \cdot k_l}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_{sup})} \right) \cdot \left(h_{fg} + \frac{3}{8} \cdot C_{pl} \cdot (T_{sat} - T_{sup}) \right) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3.20)$$

$$h_{ic} = h_i \cdot \left(1 + 3,5 \cdot \frac{d_i}{DH} \right) \quad (3.21)$$

Onde:

h_i - É o coeficiente de transferência de calor por convecção interno na serpentina $[W/m^2 \cdot K]$;

h_{ic} - É o coeficiente de transferência de calor por convecção interno na serpentina corrigido $[W/m^2 \cdot K]$;

k_l - É a condutividade do fluido no tubo $[W/m \cdot K]$;

μ_l - É a viscosidade do líquido $[kg/m \cdot s]$;

h_{fg} - É a entalpia de vaporização $[J/kg]$;

g - É a aceleração da gravidade $[m/s^2]$;

ρ_{lc} - É a densidade do líquido $[kg/m^3]$;

ρ_v - É a densidade do vapor $[kg/m^3]$;

$T_{sat}; T_{sup}$ - São as temperaturas de saturação e da superfície $[K]$;

C_{pl} - É o calor específico do líquido $[J/kg \cdot K]$;

d_i - É o diâmetro interno do tubo da serpentina [m];

DH - É o diâmetro médio da hélice da serpentina helicoidal [m].

A velocidade da massa do fluido no casco:

$$G_s = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi}{4} \cdot [(C^2 - B^2) - (DH_2^2 - DH_1^2)]} \quad (3.22)$$

$$DH_1 = DH - d_o \quad (3.23)$$

$$DH_2 = DH + d_o \quad (3.24)$$

Onde:

G_s - É a velocidade de massa do fluido no casco [$kg/m^2 \cdot s$];

$\dot{m}$ - É o fluxo mássico da água [kg/s];

C - É o diâmetro interno do casco [m];

B - É o diâmetro externo do cilindro concêntrico ao casco (cilindro interno) [m];

DH - É o diâmetro médio da hélice da serpentina helicoidal [m];

DH_2 - É o diâmetro externo da hélice [m];

DH_1 - É o diâmetro interno da hélice [m];

d_o - É o diâmetro externo do tubo da serpentina [m].

Os parâmetros calculados da serpentina:

$$L_{ps} = \sqrt{((2 \cdot \pi \cdot DH)^2 + (P_{pitch})^2)} \quad (3.25)$$

$$Nv = \frac{A_c}{\pi \cdot d_o} \quad (3.26)$$

$$L_s = Nv \cdot L_{ps} \quad (3.27)$$

Onde:

L_{ps} - É o comprimento parcial da serpentina [m];

L_s - É o comprimento da serpentina [m];

DH - É o diâmetro médio da serpentina helicoidal [m];

P_{pitch} - É o passo da serpentina [m];

Nv - É o número de voltas da serpentina;

A_c - É a área do trocador de calor [m^2];

d_o - É o diâmetro externo do tubo da serpentina [m].

Os parâmetros do casco:

$$D_e = \frac{(C^2 - B^2) \cdot P_{pitch} - d_o^2 \cdot L_{ps}}{d_o \cdot L_{ps}} \quad (3.28)$$

$$H_c = Nv \cdot P_{pitch} + d_o \quad (3.29)$$

Onde:

D_e - É o diâmetro equivalente do casco [m];

H_c - Altura mínima do casco [m];

C - É o diâmetro interno do casco [m];

B - É o diâmetro externo do cilindro concêntrico ao casco (cilindro interno) [m];

L_{ps} - É o comprimento parcial da serpentina [m];

P_{pitch} - É o passo da serpentina [m];

Nv - É o número de voltas da serpentina;

d_o - É o diâmetro externo do tubo da serpentina [m].

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot d_o^2 \cdot L_s \quad (3.30)$$

$$V_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (C^2 - B^2) \cdot P_{pitch} \cdot Nv \quad (3.31)$$

$$V_f = V_a - V_c \quad (3.32)$$

Onde:

V_c - É o volume ocupado pela serpentina [m^3];

V_a - É o volume do espaço anular [m^3];

V_f - É o volume do disponível para o fluido no espaço anular [m^3];

C - É o diâmetro interno do casco [m];

B - É o diâmetro externo do cilindro concêntrico ao casco (cilindro interno) [m];

L_s - É o comprimento da serpentina [m];

P_{pitch} - É o passo da serpentina [m];

Nv - É o número de voltas da serpentina;

d_o - É o diâmetro externo do tubo da serpentina [m].

Espessura do isolamento no casco:

$$Q_{isol} = \frac{(T_{q_{entrada}} - T_{amb})}{\frac{1}{A_1 \cdot h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_c} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{isol}} + \frac{1}{A_{isol} \cdot h_n}} \quad (3.33)$$

$$x_{isol} = r_3 - r_2 \quad (3.34)$$

$$A_1 = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot r_2 \quad (3.35)$$

Onde:

Q_{isol} - É a potência térmica perdida com isolamento [W];

$T_{q_{entrada}}, T_{amb}$ - São a temperatura no interior, e a temperatura ambiente $[K]$;

A_1 - É a área de superfície exposta a convecção do cilindro $[m^2]$;

A_{isol} - É a área de superfície exposta a convecção do isolante $[m^2]$;

h_o - É o coeficiente de convecção interno do cilindro $[W/m^2 \cdot K]$

r_1 - É o raio interno do cilindro $[m]$;

r_2 - É o raio externo do cilindro $[m]$;

r_3 - É o raio externo do isolamento $[m]$;

k_{isol} - É a condutividade térmica do isolamento $[W/m \cdot K]$;

k_c - É a condutividade térmica do cilindro $[W/m \cdot K]$;

h_n - É o coeficiente de convecção natural $[W/m^2 \cdot K]$;

L - É o comprimento do cilindro $[m]$;

x_{isol} - É a espessura do isolamento $[m]$.

3.4.4.5 Volume de água produzida

$$V_{ah} = \frac{Q}{h_{fg} \cdot \rho_l} \cdot 3600 \quad (3.36)$$

$$V_{ad} = \frac{A_u \cdot I_d \cdot \eta_t \cdot q \cdot krd \cdot \alpha_t}{h_{fg} \cdot \rho_l} \cdot 3600 \quad (3.37)$$

Onde:

V_{ah} - É o volume de água produzida por hora $[m^3/h]$;

Q - É a potência térmica de evaporação $[W]$;

ρ_l - É a densidade do líquido $[kg/m^3]$;

h_{fg} - É a entalpia de vaporização $[J/kg]$;

V_{ad} - É o volume de água produzida por dia $[m^3/d]$;

A_u - É a área útil do concentrador $[m^2]$;

I_d - É a radiação solar directa média total por dia $[kWh/m^2]$;

ρ - É a reflectividade do concentrador;

krd - É a fracção da radiação que chega ao absorvedor;

α_t - É a absorvidade do tubo absorvedor;

η_t - É o rendimento térmico do concentrador.

3.4.5 Sistema de Bombeamento

Apresenta-se as equações usadas para determinar alguns dos parâmetros que compõem o processo de dimensionamento de sistemas de bombeamento [42].

Vazão da bomba

$$Q_v = \frac{V}{t_f} \quad (3.38)$$

$$Q_v = \frac{Q \cdot 3600}{\rho_l \cdot C_{pl} \cdot \Delta T} \quad (3.39)$$

Onde:

Q_v - É a vazão [m^3/h];

Q - É a Potência térmica desejada [W];

V - É o volume do tanque [m^3];

t_f - É o tempo para encher o tanque [h];

ρ_l - É a densidade do líquido [kg/m^3];

C_{pl} - É o calor específico do líquido [$J/kg \cdot K$];

ΔT - É a diferença de temperatura do fluido [K].

Diâmetro da tubulação

$$D_r = 1,3 \cdot \left[\frac{T_b}{24} \right]^{\frac{1}{4}} \cdot \sqrt{Q_v} \quad (3.40)$$

Onde:

D_r - É o diâmetro calculado da tubulação [m];

T_b - É o tempo de funcionamento da bomba $[h]$;

Q_v - É a vazão $[m^3/s]$;

3.4.6 Sistema Fotovoltaico

Apresenta algumas equações que compõem o modelo matemático para determinação da energia necessária para alimentação dos componentes eléctricos do sistema, e por tanto a dimensão do sistema fotovoltaico [43].

$$E_t = \sum_{i=1}^n 1,3 \cdot P_i \cdot t_i \quad (3.41)$$

$$P_n = \frac{E_t}{0,8 \cdot t_s} \quad (3.42)$$

$$n_p = \frac{P_n}{P_p} \quad (3.43)$$

Onde:

E_t - É a energia total requerida $[Wh]$;

P_i - É a potência de cada elemento consumidor de energia $[W]$;

t_i - É o tempo de funcionamento de cada elemento $[h]$;

P_n - É a potência necessária para o funcionamento do sistema $[Wp]$;

t_s - É a duração média da radiação solar $[h]$;

n_p - É o numero de painéis;

P_p - É a potência de cada painel $[Wp]$.

3.4.7 Análise Térmica

A análise térmica é uma etapa fundamental para avaliar o comportamento real dos principais componentes do sistema de dessalinização solar, principalmente os trocadores de calor. Essa análise permite verificar a distribuição de temperatura, identificar zonas críticas de perda térmica e avaliar a eficiência da transferência de calor sob condições reais de operação.

Para isso, será empregue a simulação numérica via método Fluent no ANSYS que é uma simulação baseada em Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – Computational Fluid Dynamics) usada para estudar o escoamento de fluidos e a transferência de calor dentro de um sistema.

Os resultados dessa análise ajudarão a confirmar a viabilidade térmica do projecto, orientar melhorias construtivas e garantir que os parâmetros de operação estejam dentro de faixas eficientes.

3.4.7.1 Etapas da simulação térmica no ANSYS

A simulação térmica no ANSYS segue três etapas principais. Cada etapa é composta por subprocessos que podem serão explicados de forma breve abaixo:

1. Construção do Modelo

- ✓ Definição da geometria: criação das formas dos componentes físicos buscando simplificá-los sem perder a essência do componente real;
- ✓ Geração da malha (mesh): discretização do modelo em elementos finitos para permitir o cálculo numérico;
- ✓ Definição das propriedades dos materiais: atribuição de condutividade térmica, densidade, calor específico, entre outros.

2. Aplicação de Condições de Contorno e Solução

- ✓ Definição das condições de contorno: aplicação de temperaturas, fluxos de calor, escoamento de fluidos ou isolamento térmico;
- ✓ Configuração do tipo de análise: escolha do tipo de análise térmica (transiente ou em regime permanente);
- ✓ Resolução do modelo: execução do solver do ANSYS para obter os resultados numéricos.

3. Análise e Interpretação dos Resultados

- ✓ Visualização dos campos de temperatura: análise gráfica da distribuição térmica nas superfícies e volumes;
- ✓ Verificação de zonas críticas: identificação de pontos com maior perda de calor ou sobreaquecimento;
- ✓ Avaliação de desempenho térmico: comparação dos resultados com os objectivos do projecto para propor melhorias.

3.5 Avaliação do Sistema

3.5.1 Avaliação Numérica

Com o objectivo de estimar e validar o desempenho operacional do sistema de dessalinização solar proposto, será realizada uma avaliação numérica baseada em parâmetros térmicos, hidráulicos e de produção de água, conforme abordagens consagradas na literatura, como no estudo de Cioccolantia e Renzib [22]. Essa avaliação considera a influência de variáveis como potência térmica absorvida e a útil, a eficiência de conversão de água de sistemas térmicos, a diferença de temperatura média logarítmica, o coeficiente global de troca de calor e produção máxima e a diária média de água doce.

A modelagem permite simular o comportamento do sistema em diferentes condições climáticas e operacionais, possibilitando prever:

- ✓ A relação entre energia solar disponível e o volume de água dessalinizada;
- ✓ A taxa de produção ao longo de um dia ou período anual de operação;
- ✓ A estimativa do custo da água.

Os cálculos numéricos do sistema foram realizados utilizando o software Engineering Equation Solver (EES), uma ferramenta amplamente utilizada na engenharia para a resolução de problemas ou equações.

Um parâmetro comparativo que também é usado é o cálculo do erro relativo, cujo valor máximo aceitável é de 10%.

$$E_{rel} = \frac{|x_{ref} - x_{cal}|}{x_{ref}} \quad (3.44)$$

Onde:

E_{rel} - É o erro relativo;

x_{ref} - É o valor escolhido ou referencial;

x_{cal} - É o valor calculado ou resultante da simulação.

4 RESULTADOS

4.1 Resultados do Dimensionamento térmico

4.1.1 Energia Térmica e Parâmetros do Evaporador

Usando os parâmetros de entrada apresentados no **Anexo IV**, a potência máxima absorvida pelo concentrador solar foi determinada pela Equação (3.1), com o resultado de **8208 W**. Em seguida, obteve-se a potência útil pela Equação (3.2), com o valor de **5155 W**. Essas equações utilizam propriedades ópticas e térmicas do sistema de concentração solar para determinar a energia aproveitada.

O regime de ebulição nucleada em transição é descrito pela Equação (3.12), a qual incorpora o efeito do ângulo de inclinação da superfície de troca térmica. O valor obtido para o fluxo corresponde a **$2,159 \times 10^6 \text{ W/m}^2$** , conforme calculado a partir dos dados disponíveis no **Anexo V**. Posteriormente, o fluxo mássico de vapor foi determinado utilizando a Equação (3.13), considerando que a potência térmica de evaporação é igual a potência útil 5155 W. O resultado para o fluxo mássico é de **0,00194 kg/s**.

Os dados de entrada para determinação dos parâmetros do evaporador são apresentados no **Anexo VI**. Com base nos mesmos dados, seguem-se os cálculos:

- ✓ Determina-se os parâmetros adimensionais, pelas Equações (3.8) e (3.10);
- ✓ O coeficiente de transferência de calor por convecção interno dado pela Equação (3.15);
- ✓ O coeficiente de transferência de calor por convecção externa dado pela Equação (3.16);
- ✓ Usando a Equação de balanço energia (3.3), determina-se a temperatura de saída do óleo;
- ✓ Com a Equação (3.6), calcula-se a diferença de temperatura média logarítmica para fluxo contracorrente, considerando $T_{entrada} = T_{q_{entrada}}$ e $T_{saida} = T_{q_{saida}}$;
- ✓ Com base na Equação (3.4), determina-se coeficiente global de troca calor, e pela Equação (3.7) a área de transferência de calor;
- ✓ Calcula-se o comprimento e a largura da placa pelas Equações (3.17) e (3.18).

A determinação da espessura do isolamento térmico do evaporador foi realizada mediante a variação da espessura do material de isolante (manta de lã de vidro com tela galvanizada), conforme estabelecido pela Equação (3.19), visando minimizar as perdas de potência térmica. O

quadro com os resultados obtidos está disponível no **Anexo VII**. Os principais resultados dos cálculos podem ser observados na tabela apresentada a seguir:

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Coeficiente de convecção interno	he_i	566,4	$W/m^2 \cdot K$
Coeficiente de convecção externo	he_o	71976	$W/m^2 \cdot K$
Temperatura do saída do óleo	T_{saida}	402,8	K
Coeficiente global de troca calor	U	463,5	$W/m^2 \cdot K$
Área de toca de calor	A_c	0,1567	m^2
Comprimento da placa	L_e	0,626	m
Largura da placa	W_e	0,313	m
Área total para o isolamento	A_t	0,203	m^2
Espessura do isolamento escolhida	x_{isol}	30	mm

Tabela 4 – Resultados da modelagem térmica do evaporador.

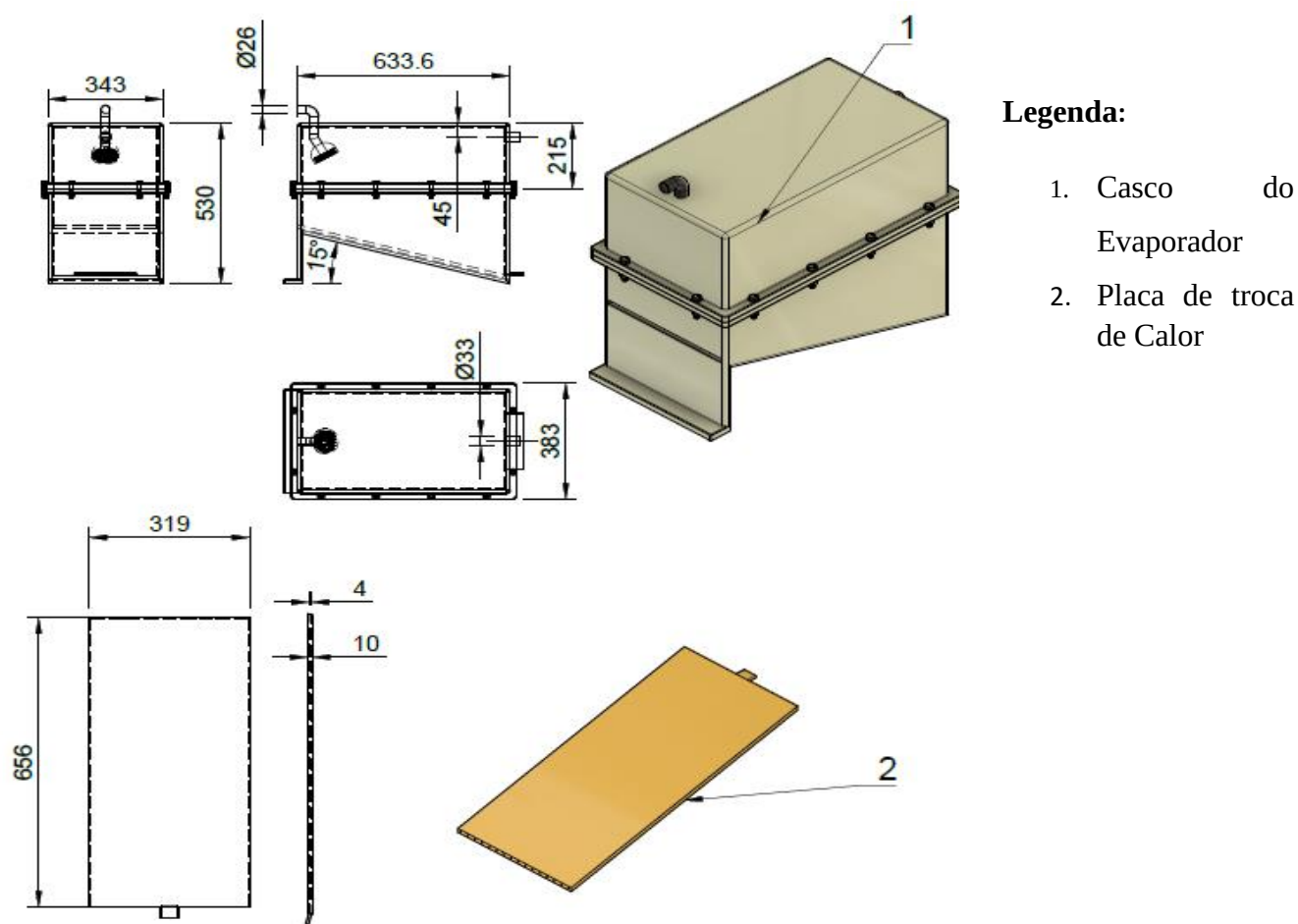


Figura 13 – Vista geral do casco e do elemento de troca de calor do Evaporador.

4.1.2 Parâmetros do Condensador

Para os cálculos relativos ao condensador foi necessário escolher os parâmetros geométricos e determinar alguns parâmetros de entrada com base nos pressupostos. Os parâmetros para o fluido no casco foram retirados considerando-se a temperatura média do fluido, dada pela média entre as temperaturas de entrada e saída do fluido no casco, obtendo-se um valor de 306 K. Os parâmetros do fluido na serpentina são consultados com base na temperatura da película, que é determinada com base na média entre a temperaturas de saturação do vapor e a temperatura da superfície da serpentina, obtendo-se um valor de 341 K. O fluxo mássico do fluido no casco foi determinado considerando a taxa de recuperação de água de sistemas térmicos de dessalinização, assumida como um terço, isto é, da quantidade total de água salgada de alimentação apenas 33,33% é recuperada como destilado (água potável) [39,44].

Todos parâmetros escolhidos e determinados servem como dados de entrada e estão listados no **Anexo VIII**. Com base nos dados, segue-se o processo de modelagem apresentado abaixo:

- ✓ Com as Equações (3.20) e (3.21) determina-se o coeficiente de transferência de calor por convecção interno do tubo;
- ✓ Com a Equação (3.25), o comprimento parcial da serpentina, e o diâmetro equivalente do casco pela Equação (3.28);
- ✓ A velocidade de massa do fluido no casco através da Equação (3.22). Pelas Equações (3.11), (3.9) e (3.15) os parâmetros adimensionais;
- ✓ O coeficiente de transferência de calor por convecção no casco, pela Equação (3.16), considerando $d_h = D_e$. Através das Equações (3.5), (3.4) e (3.7), determina-se a diferença de temperatura média logarítmica para fluxo concorrente, o coeficiente global de troca de calor do condensador e área de troca de calor, respectivamente.

Com base nos dados calculados anteriormente, são definidos parâmetros como o número de voltas da serpentina, o comprimento da serpentina e a altura mínima do casco necessária para acomodá-la, conforme estabelecido pelas Equações (3.26), (3.27) e (3.29). Os volumes correspondentes – o ocupado pela serpentina, do espaço anular e o ocupado pelo fluido no casco, são determinados pelas Equações (3.30), (3.31) e (3.32). A espessura do isolamento térmico do casco foi obtida utilizando o mesmo procedimento aplicado ao evaporador, fundamentado pela Equação (3.33). Neste contexto, variou-se o raio externo do isolante térmico e, a partir disso, definiu-se sua

espessura. O quadro com os resultados dessas variações está apresentado no **Anexo IX**, enquanto a Tabela 5 destaca os resultados mais relevantes.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Coeficiente de convecção interno	h_{ic}	3524	$W/m^2 \cdot K$
Coeficiente de convecção externo	h_o	42,43	$W/m^2 \cdot K$
Coeficiente global de troca calor	U	41,28	$W/m^2 \cdot K$
Área de toca de calor	A_c	3,33	m^2
Comprimento da Serpentina	L_s	55	m
Número de voltas da serpentina	Nv	32	—
Altura mínima do casco	H_c	0,816	m
Volume ocupado pelo fluido	V_f	0,031	m^3
Espessura do isolamento escolhida	x_{isol}	20	mm

Tabela 5 – Resultados da modelagem térmica do condensador.

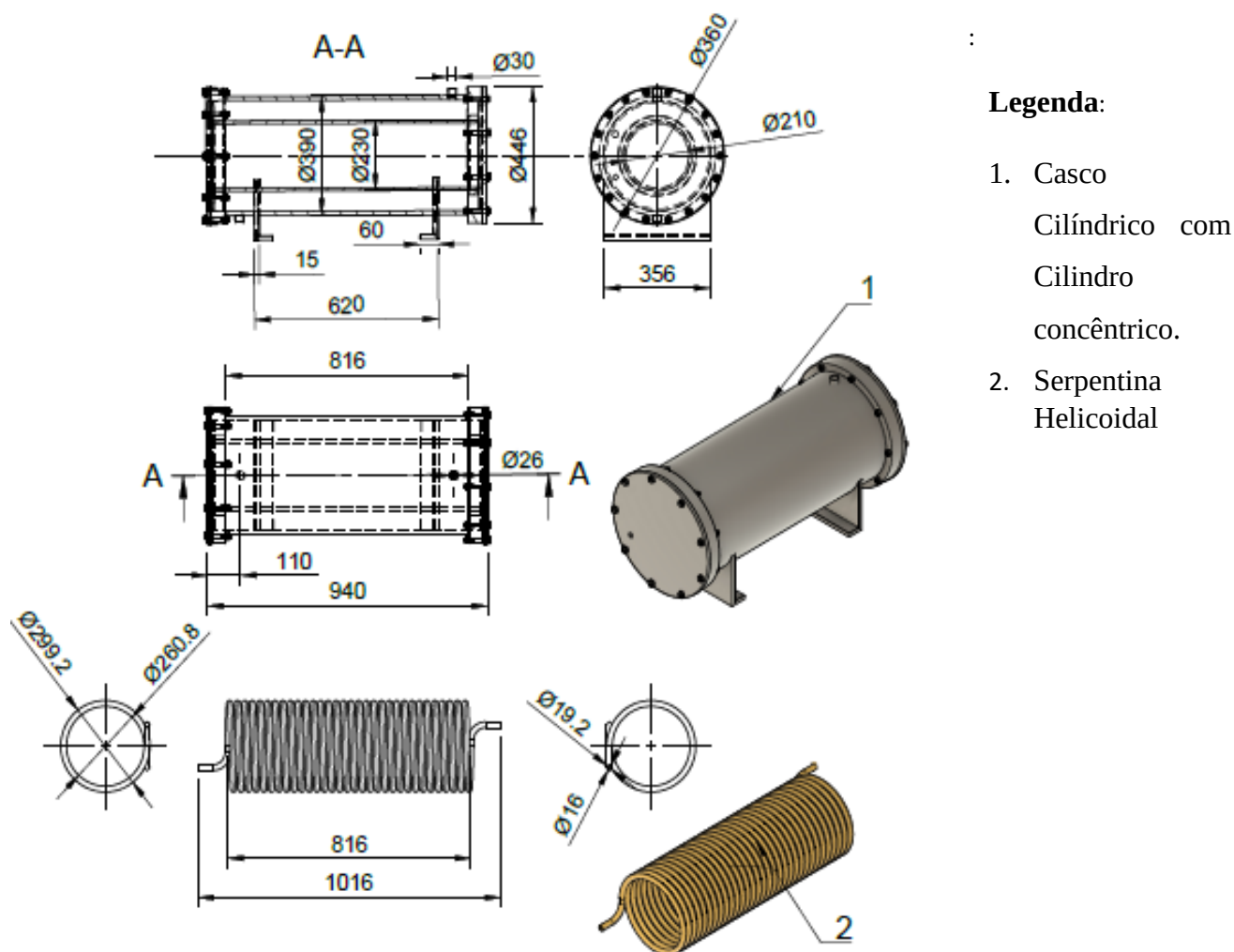


Figura 14 – Vista geral do casco e do elemento de troca de calor do condensador.

4.1.3 Volume de Água

Com base nos dados de irradiação directa normal registrados entre 2007 a 2024 para Maputo, foram realizados cálculos visando estimar a produtividade do sistema na aplicação da energia térmica para a produção de água potável via vaporização. A média diária de DNI nos últimos 18 anos é de $4,85 \text{ kWh/m}^2$ por dia. Utilizando a Equação (3.37), foi determinado o volume médio diário de água produzido, cujo valor obtido foi de **52,11 litros/dia**, possibilitando estimar uma produtividade anual de **19020,15 litros/ano**.

Os dados climatológicos também possibilitaram fazer observações gráficas sobre o comportamento da potência e do volume de água durante os meses do ano. Com os dados instantâneos da irradiação directa normal, observou-se o comportamento da potência em função ao DNI durante as horas do dia. Os gráficos abaixo mostram os resultados das observações.

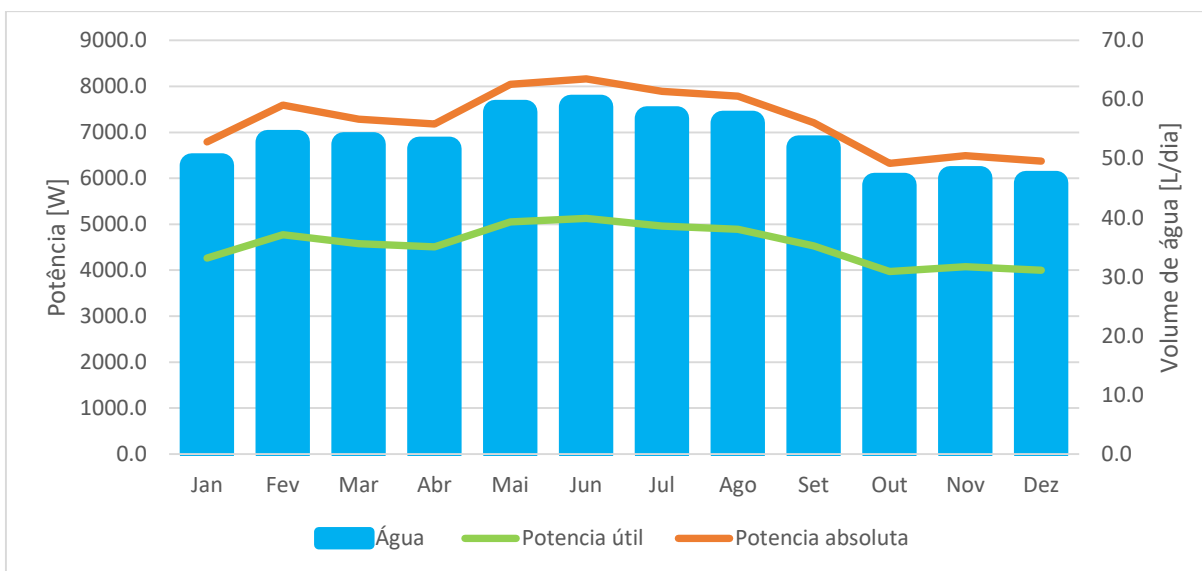


Gráfico 1 – Variação da Potência e do Volume de água médio diário nos últimos 18 anos para cada mês.

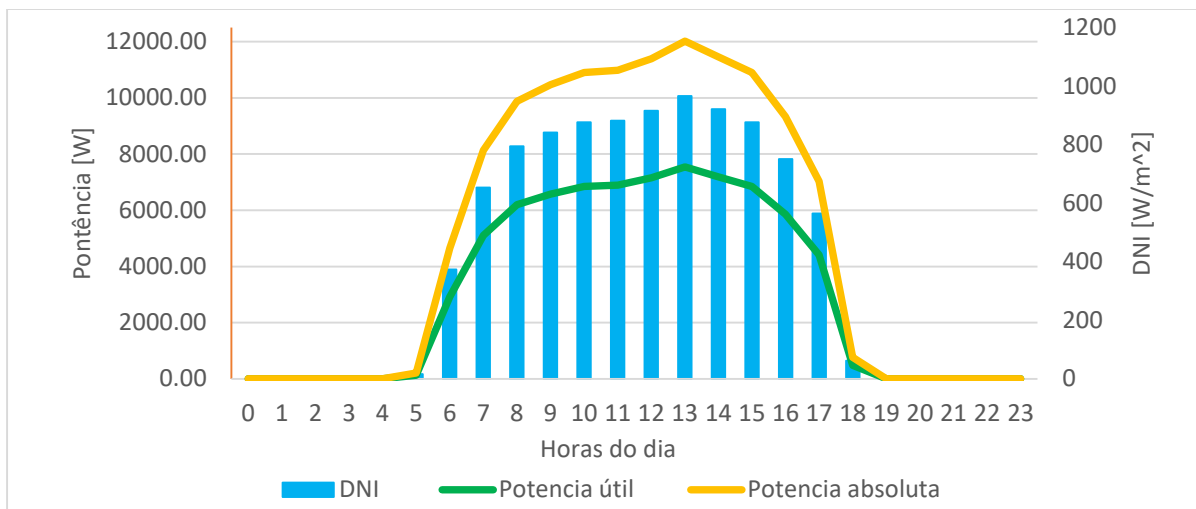


Gráfico 2 – Variação da Potência e da DNI instantânea ao longo de um dia.

No Gráfico 2 constatou-se que a potência útil atinge um valor máximo por volta das 13 horas, cujo valor exacto é 7547 W.

Foram feitas observações da produção de água durante as estações climáticas do ano, escolhendo-se dois meses e dois dias de 2020, um mês e um dia para cada estação, no Verão (Fevereiro) e no Inverno (Junho). Os resultados são apresentados nos gráficos que se seguem.

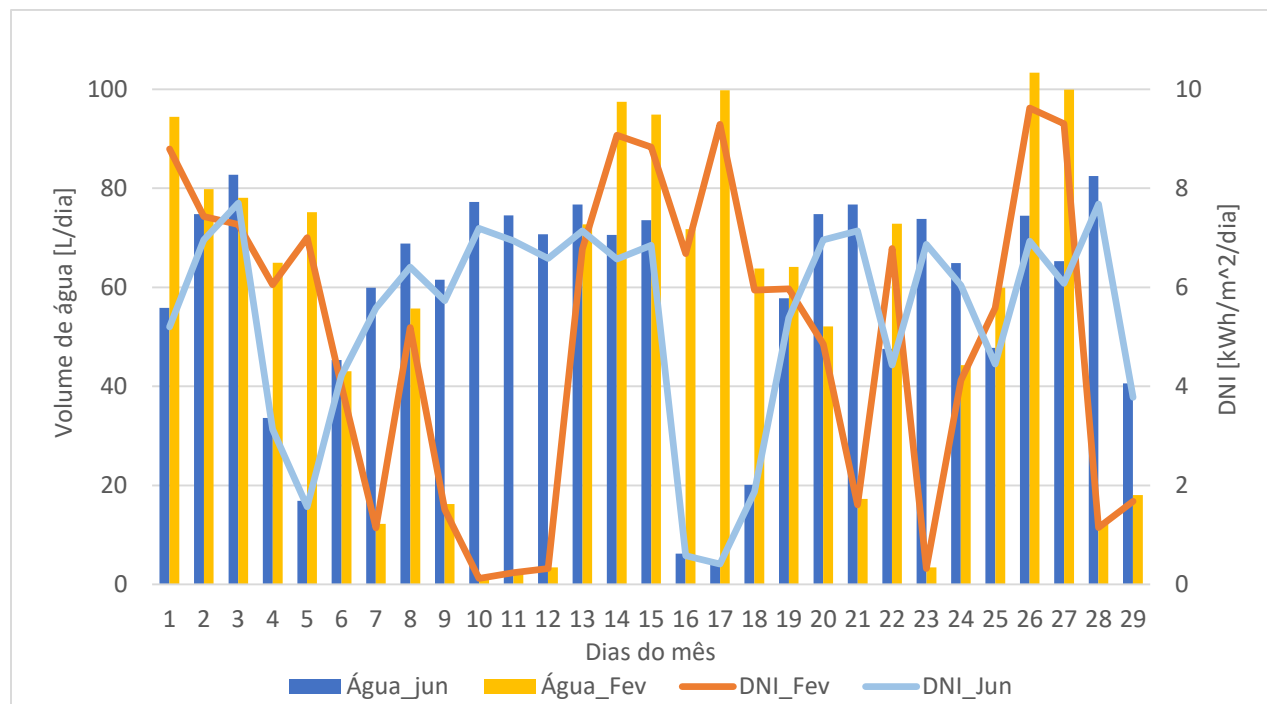


Gráfico 3 – Variação do Volume de água e da DNI ao longo de um mês.

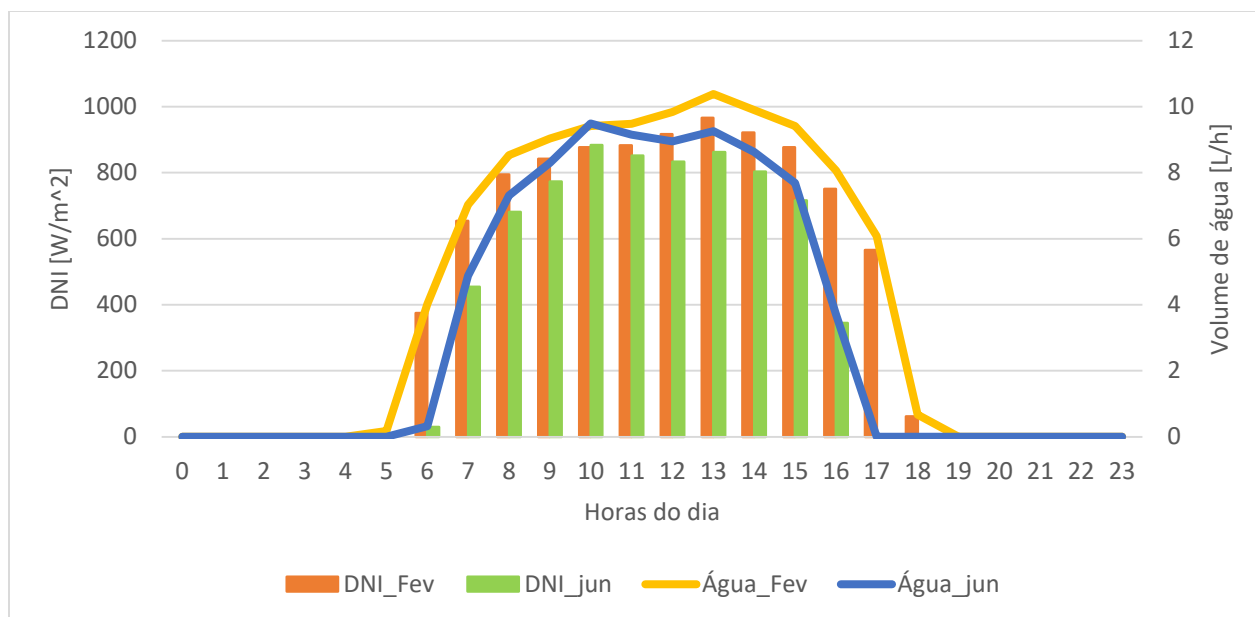


Gráfico 4 – Variação do Volume de água e da DNI ao longo de um dia.

4.1.4 Sistema de Bombeamento e Fotovoltaico

Nesta etapa, foram realizados cálculos preliminares tanto para o sistema de bombeamento quanto para o fotovoltaico. Os dados de entrada para o cálculo da vazão da água salgada incluem o volume do tanque de (1 m^3) e o tempo de operação da bomba (2 horas). Com base na Equação (3.38), foi obtida uma vazão de $0,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Para a bomba responsável pela circulação do óleo térmico, a vazão é determinada pela da Equação (3.39), utilizando-se como parâmetros a potência máxima de 7547 W, densidade e o calor específico do óleo térmico conforme especificado no **Anexo VI**, além de uma diferença de temperatura de 10,5 K; O resultado encontrado foi uma vazão de $1,485 \text{ m}^3/\text{h}$. Por meio da Equação (3.40), definiu-se o diâmetro das condutas em ambos os sistemas, escolhendo-se 26 mm para o bombeamento de água salgada e 33 mm para a circulação de óleo térmico.

A selecção das bombas é realizada conforme a aplicação específica, seja para água salgada ou para óleo térmico, conforme detalhados nos **Anexo X** e no **Anexo XI**. A partir dos dados referentes à potência eléctrica das bombas e ao tempo de operação de cada equipamento, torna-se possível calcular os requisitos dos painéis fotovoltaicos para o suprimento energético do sistema de bombeamento.

Equipamentos	Potência	Tempo de funcionamento
Bomba de circulação térmica	0,75 kW	10 horas
Bomba para água do mar ou salobra	1,12 kW	2 horas

Tabela 6 – Demanda para modelar o sistema fotovoltaico.

O painel solar escolhido possui uma potência nominal de 560 W usando as Equações (3.41), (3.42) e (3.43) e os dados da Tabela 6, obteve-se os seguintes resultados:

Parâmetro	Potência
Demanda energética	12,66 kWh
Número de painéis	4

Quadro 2 – Resultados do dimensionamento fotovoltaico.

O **Anexo XII** apresenta os resultados relativos ao cálculo da espessura do isolamento térmico usando a na Equação (3.33), da tubulação que conduzirá o óleo térmico ate o evaporador.

4.2 Resultados das Simulações Térmicas

4.2.1 Condições de Contorno e Parâmetros de Entrada

Foram adoptadas as seguintes condições de contorno para as simulações:

Temperatura de entrada dos fluidos:

- ✓ Óleo térmico na placa: 135 °C
- ✓ Fluido quente na serpentina no condensador: 102°C
- ✓ Fluido frio no casco no condensador: 25°C

Fluxos mássicos dos fluidos:

- ✓ Óleo térmico na placa: 0,2 kg/s
- ✓ Fluido quente na serpentina no condensador: 0,005819 kg/s
- ✓ Fluido frio no casco no condensador: 0,00194 kg/s

Foram especificados os regimes turbulento para placa do evaporador e laminar para o condensador, sendo que ambos processos foram simulados no regime permanente. As propriedades termofísicas dos materiais e dos fluidos estabelecidas são as mesmas utilizadas na modelagem numérica. Essas simulações foram conduzidas com o objectivo de verificar as temperaturas que são atingidas pela placa e pelos fluidos, comparando-as com as temperaturas assumidas durante o dimensionamento.

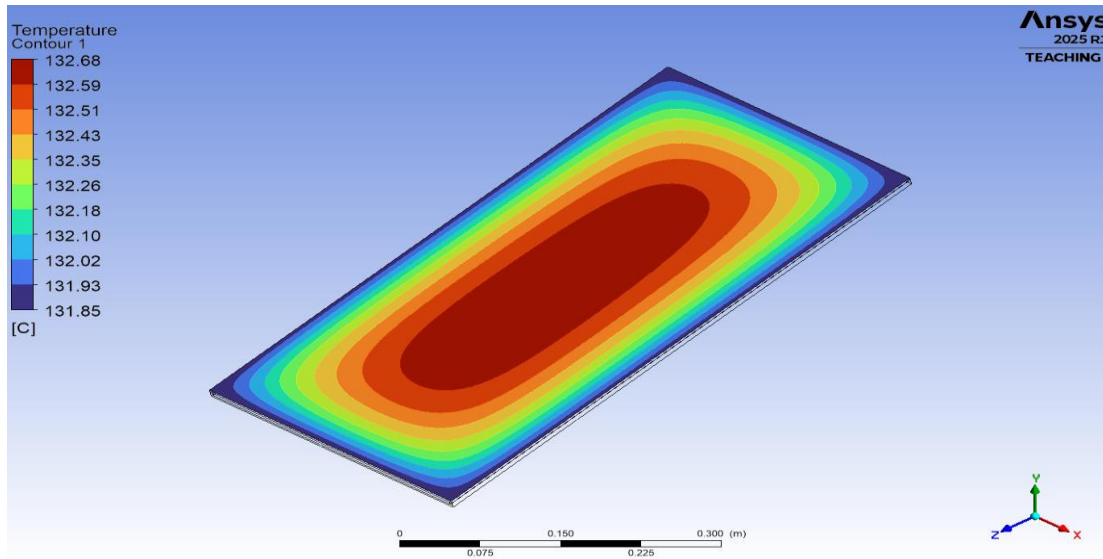


Figura 15 – Resultado: variação da temperatura na superfície da placa Evaporador.

A Figura 15 mostra o contorno de temperatura de uma placa simulada com a inclinação de 15° , que será utilizada como superfície de troca de calor. A análise permitiu determinar a temperatura do óleo térmico na entrada, para que a superfície da placa atinja a temperatura desejada de 132°C . Segundo a figura, a maior concentração de temperatura ocorre na região central da placa, com temperatura decrescente em direcção às bordas. Isso indica que o fluido de aquecimento é eficiente para transferir calor para a superfície, e a temperatura de entrada do óleo térmico é inferior a assumida na modelação matemática, com um erro relativo de 3,5% segundo a Equação (3.44).

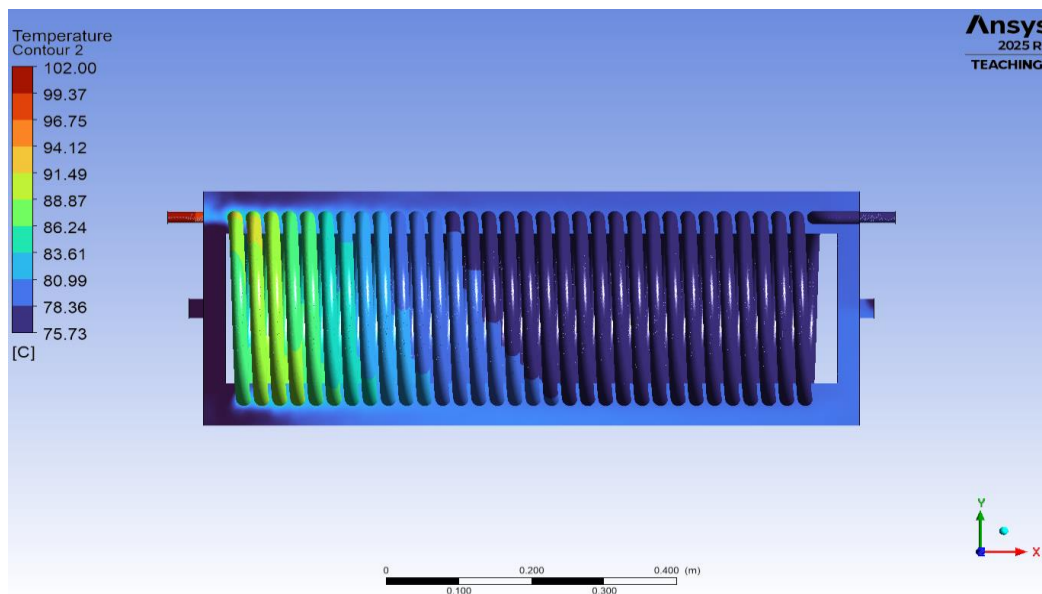


Figura 16 – Resultado: variação da temperatura do fluido na serpentina do condensador.

O gradiente de temperatura ao longo da serpentina mostra o processo de troca térmica entre o fluido quente e o frio, dentro do condensador, evidenciado pela transição de cores do vermelho (alta temperatura) para o azul (baixa temperatura). O fluido na serpentina atinge uma temperatura de saída de $75,73^{\circ}\text{C}$ e a temperatura estimada durante os cálculos foi de 70°C .

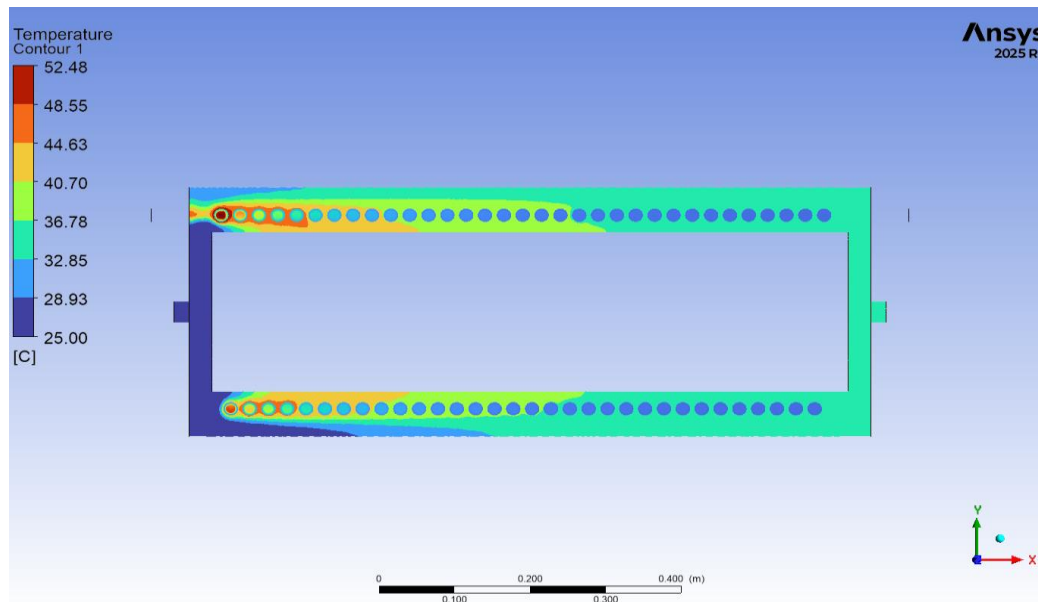


Figura 17 – Resultado: variação temperatura do fluido no espaço anular do casco no condensador.

Na Figura 17 é notável que a troca térmica é mais intensa nas regiões iniciais do escoamento, com maior variação de temperatura na região próxima a serpentina. Ao longo do comprimento do trocador, a temperatura do fluido vai se uniformizando, atingindo a temperatura de saída de $36,78^{\circ}\text{C}$ e a temperatura estimada durante os cálculos foi de 40°C .

A simulação confirma o bom desempenho do trocador de calor tipo casco com serpentina helicoidal para reaproveitar calor e sua aplicação como condensador, pode-se estimar o erro relativo das temperaturas, sendo que para a temperatura de saída da serpentina o erro relativo é de 8,2%, enquanto para a temperatura de saída do casco é de 8%.

5 DISCUSSÃO DE RESULTADOS

5.1 Dimensionamento Térmico e Simulações Térmicas

A modelagem matemática realizada para o dimensionamento do evaporador e do condensador demonstra que é viável desenvolver um sistema de dessalinização compacto, com capacidade de produzir até 100 litros de água por dia.

Para o evaporador, a área de troca térmica determinada no item 4.1.1 corresponde a $0,1567 \text{ m}^2$, associada a um coeficiente global de transferência calor de $463,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Esses parâmetros evidenciam uma eficiência adequada de transferência térmica dentro das especificações do projecto. O regime de ebulição de transição, promovido pela superfície inclinada da placa, e pela redução do volume de água salgada via chuveiro, contribui para otimizar a geração de vapor, facilitar a drenagem da salmoura e reduzir a formação de incrustações.

As dimensões físicas da placa ($0,626 \text{ m}$ de comprimento e $0,313 \text{ m}$ de largura) confirmam a possibilidade da implementação de um sistema compacto e funcional. A espessura de isolamento térmico adoptada para o evaporador foi de 30 mm , valor este que, conforme análise por variação, garante a redução significativa das perdas térmicas para o meio. Essa placa deverá ser instalada em um tanque ou casco evaporativo, cujas dimensões dependem directamente da superfície de troca de calor. O tanque projectado apresenta $0,530 \text{ m}$ de altura. Assim as dimensões do evaporador são competitivas com de sistemas semelhantes, como é o caso do sistema apresentado por Cioccolantia e Renzib [22].

No caso do condensador, a área total de troca de calor obtida foi de $3,33 \text{ m}^2$, valor condizente com a função de condensação do vapor gerado, que exige maior superfície de troca devido à menor diferença de temperatura e menor coeficiente de convecção externo.

A serpentina helicoidal, com 55 m de comprimento, 32 voltas e um passo de 25 mm , inserida em um casco anular, favorece uma boa distribuição do fluido e um perfil térmico uniforme. O coeficiente de convecção externo de $42,43 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ indica uma taxa de troca térmica aceitável, ainda que limitada pelo regime natural de escoamento da água de arrefecimento.

O coeficiente global de troca térmica de $41,28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ pode ser considerado satisfatório para o regime de operação adoptado. A espessura do isolamento térmico do casco é de 20 mm ,

contribuindo para a minimizar perdas térmicas para o ambiente e aumento da eficiência da condensação e recuperação de calor.

A potência útil usada durante a modelagem numérica, é de 5155 *W*. Com base no isolamento térmico previsto, verificou-se significativa redução na potência útil perdida, o que impulsiona o rendimento térmico do sistema. Sendo assim verifica-se que a potência perdida nas tubulações e no evaporador é reduzida a um total de 545,7 *W*, fazendo com que a potência de vaporização seja de 4609,3 *W*. Fazendo a razão da potência de vaporização pela potência útil obtém-se uma eficiência térmica de 89% do sistema de dessalinização, nas condições de operação assumidas durante a modelagem. Estudos semelhantes indicam que estes tipos de unidades de dessalinização podem operar com eficiência térmica acima de 70% [22].

No Ponto 4.2 são apresentados os resultados das simulações térmicas. As simulações térmicas realizadas no ANSYS Fluent, permitiram validar e visualizar os comportamentos previstos na modelagem do sistema de dessalinização. A análise de campos térmicos revelou que a superfície da placa inclinada do evaporador atinge a temperatura desejada para promover a ebulição da água salgada, validando a aplicação da placa no projecto do evaporador.

Foi possível com base nas simulações, verificar a possibilidade da aplicação do trocador de calor tipo casco com serpentina helicoidal para recuperação de calor e condensação do vapor. A simulação comprovou a aplicabilidade deste tipo de trocador de calor e tornou possível confrontar os dados de temperatura, os assumidos durante a modelação numérica e os obtidos durante a simulação, apresentando erros relativos inferiores a margem máxima aceitável, tornando o modelo aceitável.

Essa concordância demonstra que os pressupostos adoptados (como operação em regime permanente e o tipo de escoamento) são adequados à escala do sistema projectado. A simulação, por sua vez, complementa a modelagem ao fornecer informações mais detalhadas sobre distribuição de temperatura, reforçando o potencial da ferramenta para avaliar sistemas em contextos reais de operação, e orientar futuras melhorias na optimização da geometria dos componentes.

5.2 Produtividade do Sistema

Para a estimar a produtividade, foi realizada uma análise dos parâmetros que afectam directamente esse indicador, destacando-se o DNI para a província de Maputo, o qual influencia tanto a potência absoluta quanto útil do sistema de concentração solar.

O Gráfico 1 apresenta a variação do sistema em relação ao volume de água produzido, bem como as potências absoluta e útil do sistema de concentração solar ao longo dos doze meses do ano, fundamentado nos dados dos últimos 18 anos. Constata-se que, na maioria dos meses, a produtividade média supera 50 litros diários, atingindo valores superiores a 60 litros por dia entre Maio e Agosto. O volume de água gerado é directamente proporcional à potência fornecida pelo sistema de concentração solar e ao DNI. Os valores máximos médios das potências registradas foram de 8163,1 W (absoluta) e 5126,4 W (útil), respectivamente.

O Gráfico 2 ilustra o comportamento da potência durante as horas do dia, onde é registrado o pico do DNI, e por consequência, o da potência, por volta das 13 horas. O gráfico mostra que o sistema nesse dia operaria com os valores da potência útil acima dos 6000 W das 8 horas da manhã até as 15 horas.

O Gráfico 3 e o Gráfico 4 tem como objectivo comparar a produtividade do sistema em estações climáticas diferentes. O Gráfico 3 faz essa comparação durante os meses, o mês Fevereiro (Verão) e Junho (Inverno) para o ano de 2020. Constata-se que para o mês de Fevereiro o gráfico apresenta grandes oscilações, indicando alguns dias de muito baixa produtividade, isso deve-se ao facto de em dias de Verão, ser comum a formação de nuvens que podem reduzir drasticamente o DNI. No mesmo mês, regista-se dias de maior produtividade com valores iguais ou acima de 100 litros por dia. Enquanto no mês de Junho a produtividade máxima está por volta de 80 litros por dia. Este sistema supera a estimativa de produção máxima do sistema apresentado por Cioccolantia e Renzib [22], cuja produtividade máxima de é 75 litros por dia em uma das regiões analisadas.

O Gráfico 4 mostra a comparação da produtividade durante os dias 17 de Fevereiro e 13 de Junho no mesmo ano de 2020. Nota-se que, durante o Verão, o sistema opera por mais horas e com os níveis de produtividade da água maiores que os atingidos durante os dias no Inverno.

Conclui-se que a produtividade do sistema de concentração solar, tem forte dependência sazonal, assim como a eficiência térmica da unidade de dessalinização, dependendo directamente da DNI,

com pico de eficiência entre 11h e 14h. Isso reforça a necessidade de posicionamento adequado do colector. O volume de água produzido é coerente com sistemas de pequena escala para uso rural, para actividades em escala doméstica.

Configuração da Unidade de Dessalinização

A configuração estrutural da unidade de dessalinização é apresentada na Figura 18, onde se evidenciam a disposição física e as conexões entre os dois principais dispositivos modelados com base no software Fusion 360 para este trabalho: o condensador (1) e o evaporador (2). Entre as condutas que os conectam têm-se, a conduta da água pré-aquecida (3) e a conduta do vapor de água (4). São evidenciados também, o canal de descarga do condensado (5), o canal de entrada da água de alimentação (6), o canal de entrada ou de distribuição de óleo térmico na placa (7), o canal de saída do óleo (8), o canal de descarga da salmoura (9) e a estrutura de suporte (10).

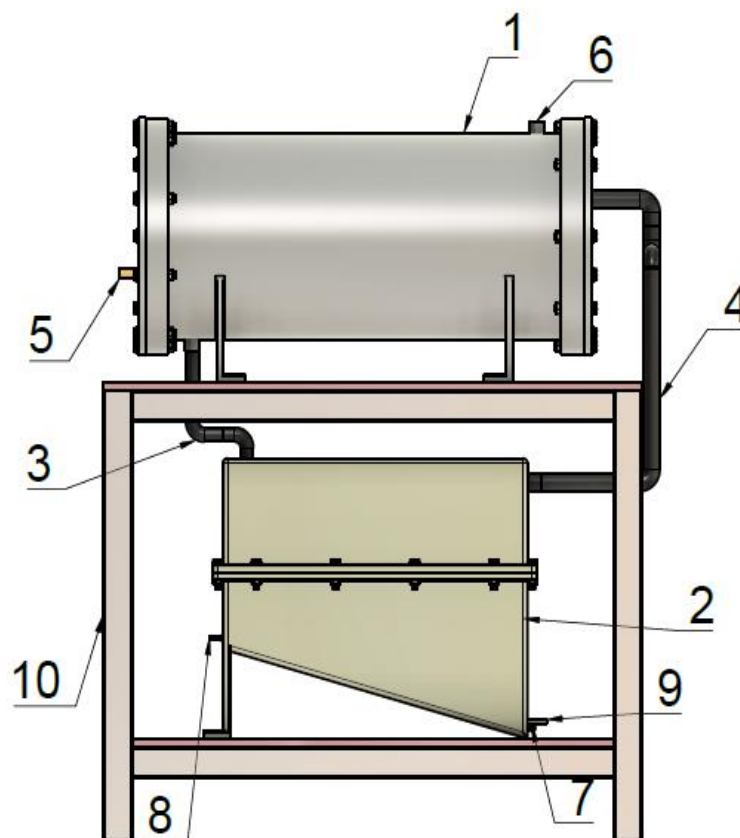


Figura 18 – Configuração da Unidade de Dessalinização.

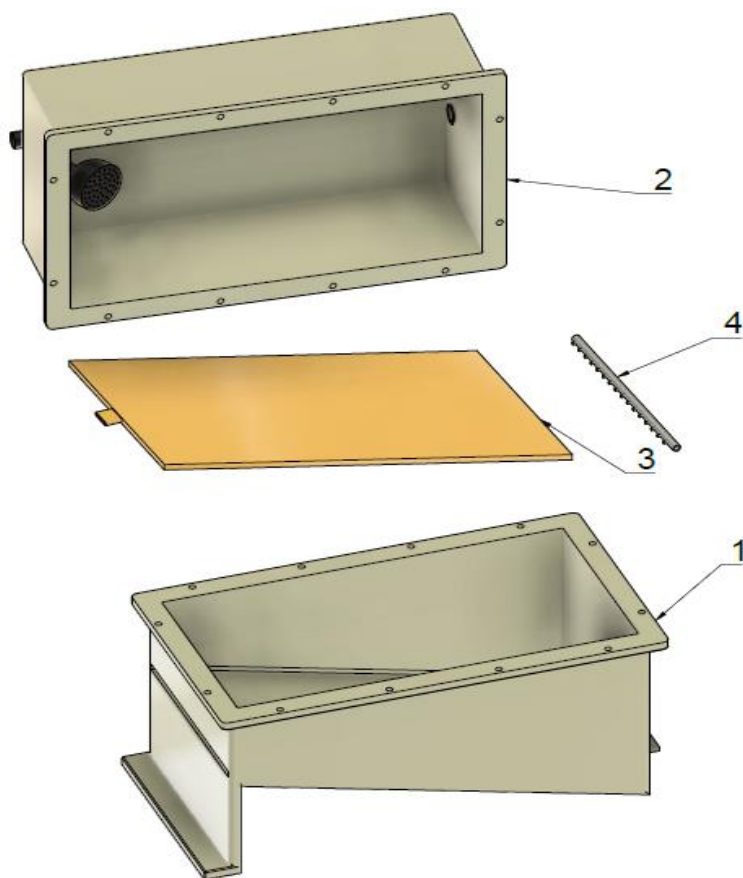


Figura 19 – Vista explodida do Evaporador.

Legenda do Evaporador:

1. Parte Inferior do casco;
2. Parte Superior do casco;
3. Placa de troca de calor;
4. Distribuidor tipo pente.

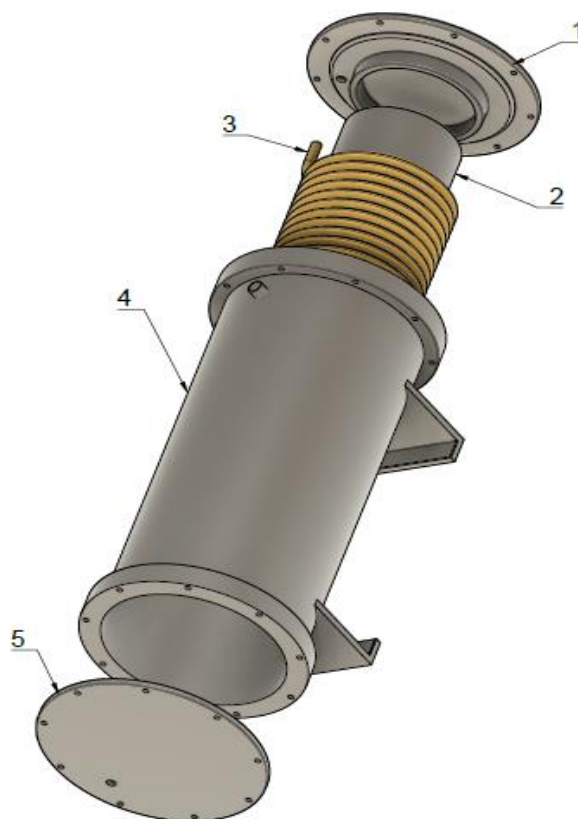


Figura 20 – Vista explodida do Condensador.

Legenda do Condensador:

1. Tampa lateral;
2. Cilindro interno;
3. Serpentina Helicoidal;
4. Casco;
5. Tampa lateral.

5.3 Avaliação Económica

MATERIAL PARA UNIDADE DE DESSALINIZAÇÃO			
Item	Descrição	Preço (\$)	Valor com margem (10%)
1	4x Chapa de 15mm (2440x1220)	1000	1100
2	Tubo de cobre 3/4" x70m	400	440
3	Placa de cobre	32	35,2
4	Isolamento térmico	200	220
5	Chapas auxiliares, Tubulações e sistemas de controlo	600	660
6	Porcas e parafusos (e outros acessórios)	50	55
7	Consumíveis de soldadura e serralharia	100	110
8	Tratamento da água	75	82,5
9	Estrutura de suporte	100	110
10	Mão-de-obra	400	440
Total		\$	3 252,7
SISTEMA DE BOMBEAMENTO FOTOVOLTAICO			
Item	Descrição	Preço (\$)	Valor com margem (10%)
1	4x painéis solares	450	495
2	Inversor (e acessórios)	250	275
3	Bomba de água salgada	450	495
4	Tubulações e válvulas	250	275
Total		\$	1 540
SISTEMA DE ENERGIA SOLAR TÉRMICA			
Item	Descrição	Preço (\$)	Valor com margem (10%)
1	Colector solar 15,3 m ²	6 500	7 150
2	Bomba de óleo	330	363
3	Acessórios	150	165
Total		\$	7 678,00
Total geral		\$	12 470,70
Total geral		MZN	797 501,27

Tabela 7 – Estimativa de custos para o projecto.

Do ponto de vista económico, para o projecto adoptou-se o método do Custo Nivelado da Água potável (LCOFW) para estimar o custo médio de produção de água doce ao longo da vida útil da instalação. Essa abordagem consiste em calcular a razão entre o valor presente do investimento total e o valor da quantidade total de água produzida durante o período de operação do sistema. A

escolha deste método justifica-se por ser uma ferramenta consolidada que permite comparar diferentes tecnologias de dessalinização, mesmo quando estas apresentam níveis distintos de investimento inicial, custos operacionais e vida útil. Assim, o LCOFW oferece uma base económica uniforme para avaliar a viabilidade do sistema proposto em relação a alternativas existentes no mercado [22,44]. As equações usadas para essa avaliação são as seguintes:

$$LCOFW = \frac{CAPEX + OPEX \cdot \sum_{t=1}^{n_a} \frac{1}{(1+i)^t}}{M_{fw} \cdot \sum_{t=1}^{n_a} \frac{1}{(1+i)^t}} \quad (5.1)$$

$$OPEX(n_a) = 0,02 \cdot CAPEX \cdot (1+i)^{n_a} \quad (5.2)$$

Onde:

CAPEX- É o capital total de investimento;

OPEX- São os custos operacionais;

n_a- É o número total de anos em que o sistema estará operando;

i- É a taxa de inflação;

t- Representa cada ano do projecto;

M_{fw}- É a quantidade de água potável gerada no ano [litros/ano].

O *CAPEX* é apresentado na Tabela 7, com valor de 12058,20 dólares, a taxa de inflação é de 5%, considerou-se o número total de anos de operação do sistema de 15 anos e a quantidade de água potável produzida no ano de 19020,15 litros/ano. Os resultados com base nas Equações (5.1) e (5.2) são apresentados na Tabela 8.

Parâmetro	Símbolo	Resultado
Custos operacionais	<i>OPEX</i>	\$ 501,36
Factor de actualização	$\sum_{t=1}^n \frac{1}{(1+i)^t}$	10,38
Custo Nivelado da Água doce	<i>LCOFW</i>	0,09 \$/litro ou 6,33 MZN/litro

Tabela 8 – Resultados da análise económica.

Para o sistema proposto neste projecto, estimou-se um LCOFW de 0,09 \$/L, valor significativamente mais baixo que o apresentado por Cioccolantia e Renzib [22], cujo sistema baseado em energia solar concentrada com 25 helióstatos com 9,5 m² de área colectora, e produção máxima de 75 L/dia apresentou um custo de 5,5 €/L (aproximadamente 5,95 \$/L à taxa actual). Essa diferença se deve principalmente à complexidade e ao custo elevado dos componentes utilizados no estudo, como o evaporador com bomba a vácuo, que é mais caro e exige manutenção especializada.

Em comparação com o trabalho de Joseph, Saravanan e Renganarayanan [23], que analisaram um sistema mais simples com colector solar plano e bomba de vácuo, a produção diária foi de 8,5 L com um LCOFW de 0,009 \$/L, valor extremamente competitivo, mas em um sistema de escala ainda mais reduzida (2 m² de área colectora). Embora esse sistema tenha apresentado bom desempenho em termos de custo unitário da água, o seu baixo volume de produção o limita a aplicações domésticas individuais.

O sistema proposto neste projecto busca equilibrar simplicidade construtiva, escalabilidade e viabilidade económica, alcançando um custo de 0,09 \$/L para uma produção média de 52,11 litros por dia, com produção máxima verificada de 100 litros diários, utilizando um colector cilindro-parabólico de 15,3 m². Essa configuração demonstra-se vantajosa para comunidades rurais, sobretudo em comparação a soluções comerciais de dessalinização solar que apresentam custos de instalação, operação e manutenção substancialmente superiores. Sistemas de osmose inversa (RO) alimentados por fontes renováveis podem apresentar LCOFW entre 11,7-15,6 \$/m³, equivalendo a até 0,0156 \$/L, em sistemas com produtividade acima de 100 m³/dia. Já os sistemas MED, alimentados por CSP, com produtividade de até 5000 m³/dia, apresentam LCOFW variando de 2 a 2,5 \$/m³ (até 0,0025 \$/L) [17]. Esses valores evidenciam que o sistema projectado ainda dispõe de considerável espaço para aprimoramento visando a competitividade frente a sistemas comerciais. Ressalta-se que o custo da água deste projecto é significativamente impactado pelo investimento no sistema de concentração solar, responsável por aproximadamente 57% do custo total de implantação.

6 CONCLUSÃO

O trabalho desenvolveu-se a partir de um conjunto de procedimentos que incluíram a modelagem matemática, simulações térmicas e o dimensionamento dos principais componentes do sistema, de modo a garantir sua funcionalidade nas condições climáticas da província de Maputo. O processo contemplou a caracterização dos recursos solares disponíveis, a determinação das propriedades termofísicas dos materiais e dos fluidos, a definição das configurações construtivas e a selecção de materiais adequados para resistir à corrosão com e otimizar a transferência de calor.

Os cálculos realizados permitiram dimensionar o evaporador do tipo tanque com placa inclinada e o condensador de serpentina helicoidal, definindo suas áreas de troca térmica, coeficientes de transferência de calor e espessuras de isolamento. As simulações térmicas confirmaram a adequação das temperaturas de operação, o a modelagem numérica permitiu o controlo das perdas térmicas, assegurando a eficiência para o processo de evaporação, condensação e a recuperação de calor.

Os resultados obtidos demonstraram que, com a configuração adoptada, o sistema é capaz de produzir água potável em quantidade compatível com aplicações de pequena escala, mantendo simplicidade construtiva e baixo custo com base na avaliação LCOFW. Esse parâmetro permitiu comparar o sistema projectado com sistemas de dessalinização semelhantes e os comerciais, mostrando que o sistema é viável em comparação a sistemas semelhantes, e com alguma margem de melhoria para competir com sistemas comerciais. Esses factores reforçam o potencial do projecto aplicação em comunidades isoladas, onde a disponibilidade de recursos é limitada e a demanda por soluções sustentáveis é prioritária.

7 RECOMENDAÇÕES

Para continuidade e aprimoramento do trabalho, recomenda-se:

- ✓ **Prototipagem e validação experimental** – Construir um protótipo em escala real para validar as estimativas de desempenho sob diferentes condições de radiação solar e salinidade da água.
- ✓ **Optimização da eficiência térmica** – Investigar o uso de modelos de simulação na otimização da eficiência térmica, e na recuperação de calor, visando reduzir perdas e aumentar a produtividade.
- ✓ **Dimensionamento de um CSP** – dimensionamento de um sistema de concentração solar simples e de baixo custo para aplicações de dessalinização, de forma a reduzir o investimento inicial e aumentar a competitividade do sistema proposto.
- ✓ **Integração com sistemas de geração eléctrica de armazenamento térmico** – investigar a viabilidade de integrar sistemas de cogeração com armazenamento térmico, permitindo gerar energia eléctrica e dessalinizar água de forma contínua, mesmo à noite ou em dias nublados, aproveitando calor residual de fontes térmicas renováveis.
- ✓ **Dimensionamento detalhado da parte hidráulica do sistema** – avaliação das perdas de carga, diâmetros de tubulação, bombeamento e eficiência de distribuição, garantindo operação confiável e otimizada.
- ✓ **Análise económica aprofundada** – Refinar o cálculo do Custo Nivelado da Água Potável (LCOFW) considerando cenários de diferentes escalas, custos de manutenção e financiamento.

8 REFERENCIAS

1. GAIO, Susana Sofia Marques – *Produção de água potável por dessalinização: tecnologias, mercado e análise de viabilidade económica*. Universidade de Lisboa, 2016 (Dissertação de Mestrado)
2. KUCERA, Jane – *Desalination water from water*. 2 ed. Berverly: Scrivener Publishing LLC, 2019. ISBN 978-1-119-40774-4
3. COUTO, João Gonçalo Rodrigues Fernandes – *Desenvolvimento de um modelo matemático para análise de sistemas de dessalinização por compressão térmica de vapor alimentado por energia solar*. Universidade do Porto, 2015 (Dissertação do MIEM)
4. Unicef – 22 de Março – Dia Mundial da Água. 2024 Disponível em: <https://www.unicef.org/mozambique/comunicados-de-imprensa/22-de-mar%C3%A7o-dia-mundial-da-%C3%A1gua>. Acesso em: 9 Maio 2025
5. WaterAid Moçambique – *Factos e Estatísticas sobre Água e Saneamento em Moçambique*, 2024. Disponível em: <https://www.wateraid.org/mz/nossas-publicacoes>. Acesso em: 9 Maio 2025
6. Rádio Moçambique. Disponível em: <https://www.rm.co.mz/sector-das-obras-publicas-em-gaza-instala-sistemas-de-dessalinizacao/>. Acesso em: 9 de Maio de 2025.
7. Miramar - Fala Moçambique. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=RGKOoC2rdIk> Acesso em: 11 de Maio de 2025.
8. Miramar - Fala Moçambique. Disponível em: <https://miramar.co.mz/videos/fala-mocambique/governo-investe-cerca-d-89-milhoes-de-meticais-na-contratacao-de-sistema-de-dessalinizacao-em-mabote-24-03-2025-52232> Acesso em: 11 de Maio de 2025.
9. TAVARES, Josiane Patricia Vaz – *Estudo da viabilidade do uso de fontes renováveis para a dessalinização de água na Ilha de Santiago (Cabo Verde)*. Universidade de Évora, 2020 (Dissertação de Mestrado)
10. COELHO, Bárbara Alexandra Belles Azeredo – *Potencial de Hibridação de Sistemas de Dessalinização por Energia Solar*. Universidade de Lisboa, 2016. (Dissertação de Mestrado)
11. KUMAR, Anil; PRAKASH, Om – *Solar Desalination Technology*. Delhi: Springer Nature Singapore Pte Ltd. 2019 ISBN 978-981-13-6886-8

12. XEVENOS, D. [et al.] – *An overview on desalination & sustainability: renewable energy-driven desalination and brine management*. Desalination and Water Treatment. (2016) 2304-2314
13. SIQUEIRA, Antonio Marcos de Oliveira; MARTINS, Alexia Lara Souza; VIANA, Erick Eduardo Dias – *Princípios de funcionamento de diferentes métodos de dessalinização de água do mar e análise paramétrica de um dessalinizador de múltiplo efeito (MED)*. Engineering and Exact Sciences Vol. 08, (2022).
14. WRIGHT, Natasha C.; WINTER, Amos G. – *Justification for community-scale photovoltaic-powered electrodialysis desalination systems for inland rural villages in India*. Desalination. (2014) 82–91
15. Desalination System Market Research Report By Source of Water Source: <https://www.marketresearchfuture.com/reports/desalination-system-market-23353>. Acesso em: 12 de Maio de 2025.
16. ALBUQUERQUE, Marcelo Endurance - *Modelação e optimização de sistemas híbridos para a geração de energia em Moçambique*. Universidade Eduardo Mondlane, 2023 (Monografia).
17. BUNDSCHUH, Jochen – *Renewable energy applications for freshwater production*. 2012. London. Taylor & Francis Group. ISBN13 9781780401218. Vol. 2
18. AL-KARAGHOULI, Ali A; KAZMERSKI, L.L. – *Renewable Energy Opportunities in Water Desalination*. Desalination, Trends and Technologies. ISBN 978-953-307-311-8. (2011).
19. BUNDSCHUH, Jochen [et al.] – *State-of-the-art of renewable energy sources used in water desalination: Present and future prospects*. Desalination. (2021)
20. GONZALO, Alfredo Peinado; MARUGÁN, Alberto Pliego; MÁRQUEZ, Fausto Pedro García – *A review of the application performances of concentrated solar power systems*. Applied Energy, 255, 113893. (2019).
21. KARIMAN, Hamed; SHAFIEIAN, Abdellah; KHIADANI, Mehdi – *Small scale desalination technologies: A comprehensive review*. Desalination, 567. (2023)
22. CIOCCOLANTIA, Luca; RENZIB, Massimiliano – *Coupling a small-scale concentrated solar power plant with a single effect thermal desalination system: Analysis of the performance*. Applied Thermal Engineering, 143, 1046–1056. (2018)

23. JOSEPH, J.; SARAVANAN, R.; RENGANARAYANAN, S. – *Studies on a single-stage solar desalination system for domestic applications*. Desalination, 173, 77–82. (2005)
24. ABUTAYEH, Mohammad; GOSWAMI, D. Yogi – *Experimental Simulation of Solar Flash Desalination*. Solar Energy Engineering, 132. (2010)
25. SIDDIQUE, Mansoor [et al.] – *Small-scale low pressure ‘single effect distillation’ and ‘single stage flash’ solar driven barometric desalination units: A comparative analysis*. Desalination, 444, 53–62. (2018)
26. SURYAWANSHI, Vidula Vishnu – *Design & Analysis of Helical Coil Heat Exchanger*. International Journal of Engineering Research in Mechanical and Civil Engineering. Vol 6, 2021.
27. SIKANDAR, Muhammad Usman – *Design of Helical Coil Heat Exchanger for a mini Powerplant*. International Journal of Scientific & Engineering Research. Vol 10, 2019.
28. SCHORR, Michael [et al.] – *Selection of Materials for Building Desalination Plants*. International Journal of Mineral Processing and Extractive Metallurgy. vol. 4, 51-57, 2019.
29. Isolantes térmicos - https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/0/05/Isolantes_t%C3%A9rmicos.doc
Acesso em: 26 de Maio de 2025
30. MALIK, A.U.; AL-FOZAN, S.A. – *Corrosion and materials selection in MSF desalination plants*. Corros Rev, 29, 153–175, (2011)
31. MEDEIROS, Vítor Silva – *Dessalinização de Água em Uma Planta de Energia Solar Concentrada: Modelagem Análise Termodinâmica*. Universidade Federal de Uberlândia 2021 (Dissertação de Mestrado)
32. PORTELA, Lino Wagner Castelo Branco – *Análise Energética e Desempenho de um Colector Solar Cilíndrico Parabólico Auxiliado Por Sistema de Rastreamento Solar Aplicado no Processo de Dessalinização Térmica*. Universidade Federal do Ceará, 2020 (Dissertação de Mestrado).
33. NASA POWER - <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/> Acesso em: 15 de Julho de 2025
34. SHARQAWY, Mostafa H.; LIENHARD, John H.; ZUBAIR, Syed M. – *Thermophysical properties of seawater: A review of existing correlations and data*. Desalination and Water Treatment, Vol. 16, 354-380, (2010)

35. The Engineering Handbook - <https://enghandbook.com/thermodynamic-calculators/seawater/> Acesso em: 2 de Abril 2025
36. National Institute of Standards and Technology (NIST) - <https://www.nist.gov/> Acesso em: 25 de Março 2025
37. INCROPERA, F. P. [et al.] – *Fundamentos de transferência de calor e massa*. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008 INCROPERA, F. P. [et al.] – *Fundamentos de transferência de calor e massa*. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008
38. ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. – *Transferência de calor e massa*. 4.ed. New York: AMGH, 2012
39. TOWLER, Gavin; SINNOTT, Ray – *Chemical engineering design principles, practice and economics of plant and process design*. London: Elsevier, 2008
40. FILHO, José Ribeiro – *Projecto, construção e levantamento de desempenho de um concentrador solar cilíndrico parabólico com mecanismo automático de rastreamento solar*. Universidade Federal Rio Grande do Norte, 2008 (Dissertação de Mestrado)
41. PATI, R.; SHENDE, B.; GOSH, P. – *Designing a helical coil heat exchanger*. 1982
42. KASPER, Gabriel – *Dimensionamento de sistema de bombeamento de água utilizando energia solar*. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2022 (Monografia).
43. LANGA, Dionísio Alfredo – *Projeção de uma estufa de secagem artificial de milho usando biomassa e radiação solar como fontes de energia*. Universidade Eduardo Mondlane, 2020 (Monografia).
44. MEDEIROS, Vítor – *Dessalinização de água em uma planta de energia solar concentrada: modelagem e análise termodinâmica*. Universidade Federal de Uberlândia, 2021 (Dissertação de Mestrado).

ANEXOS

Anexo I

Dados do colector solar cilindro-parabólico modelo PT-20.

Categoria	Parâmetro	Valor
Geometria do Colector	Comprimento do módulo	6,0 m
	Largura da abertura	2,55 m
	Área bruta de abertura por módulo	15,3 m ²
	Peso por módulo	400 kg
	Distância focal	0,85 m
	Ângulo da borda (rim angle)	67,6°
	Factor de concentração solar	62,5 : 1
	Inclinação do colector	< 1%
Desempenho Térmico	Temperatura de trabalho recomendada	< 250 °C
	Temperatura máxima de operação	< 300 °C
	Eficiência do colector (solstício de Verão)	62,8%
	Efeito geométrico	0,98
	Velocidade máxima operacional do vento	60 km/h
	Velocidade máxima de sobrevivência ao vento	120 km/h
Tubo Receptor (absorvedor)	Comprimento	2000 mm
	Temperatura máxima de trabalho	< 300 °C
	Absorptância (AM = 1,5)	95%
	Emissividade	≤ 10%
	Diâmetro externo / espessura do tubo metálico	40 mm / 2 mm
	Diâmetro externo / espessura do tubo de vidro	90 mm / 2 mm
	Transmissividade do tubo de vidro	≥ 93%
	Grau de vácuo (a 200 °C)	3,0 × 10 ⁻⁴ Pa
Espelhos (Reflectores)	Material	Vidro temperado com prata
	Espessura	4 mm
	Refletância solar ponderada	> 92%
Sistema de Rastreamento	Tipo de accionamento	Mecânico
	Faixa de rotação do colector	± 90°
	Precisão do movimento de rastreamento	± 0,1°
	Posição de repouso	30° abaixo do horizonte
Fluido de Transferência de Calor	Tipo	Óleo térmico
	Pressão máxima	Até 30 bar
	Temperatura máxima	Até 220 °C

Outras Características	Relação área de aquecimento / área de dissipação	25 : 1
	Tempo de aquecimento (ambiente para 150 °C)	< 5 minutos
	Resistência térmica a choques de temperatura	Alta
	Utilização em clima frio (resistência à geada)	Sim

Anexo II

Propriedades do óleo térmico seleccionado.

Categoria	Propriedade	Valor
Limites Operacionais	Temperatura máxima do filme	340 °C
	Temperatura máxima do fluido (massa)	320 °C
	Ponto de fluidez	-12 °C
	Temperatura de auto-ignição	360 °C
	Ponto de ebulição inicial	355 °C
Viscosidade Cinemática	A 100 °C	4,7 mm²/s
	A 200 °C	1,1 mm²/s
Viscosidade Dinâmica	A 100 °C	0,0038117 kg/m.s
	A 200 °C	0,0008206 kg/m.s
Características Físicas	Densidade a 100 – 200 °C	811-746 kg/m³
	Capacidade calorífica específica a 100 - 200 °C	2,173-2,538 kJ/kg·K
	Condutividade térmica a 100 – 200 °C	0,128-0,121 W/m·K
	Número de Prandtl a 100 – 200 °C	69-20
Estabilidade e Segurança	e Valor de neutralização (ácido)	< 0,05 mgKOH/g
	Resíduo de carbono (Conradson)	0,02%
	Corrosividade ao cobre (3h/100 °C)	Classe 1 (sem corrosão)
	Cinzas (resíduo oxidável)	< 0,01%
Classificação e Normas	Classificação ISSO	ISO 6743-12 Família Q
	Atende aos requisitos da norma DIN	DIN 51522
Nome anterior do produto	—	Shell Thermia B

Anexo III

Principais métodos de tratamento da salmoura.

Método	Custos	Requisitos de terreno	Benefícios	Restrições
Descarga superficial	Baixo custo de capital e operação/manutenção (geralmente é a opção menos dispendiosa)	Pequeno	Pode acomodar grandes volumes	Poluição térmica, redução do oxigénio dissolvido, eutrofização, toxicidade, aumento de pH, danos à biota; requer licença de descarga
Descarte em esgoto	Custo-efectivo, se houver redes de esgoto e estações de tratamento próximas	Pequeno	Usa infraestrutura existente; reduz a demanda bioquímica de oxigénio do efluente resultante	Deve atender aos padrões de qualidade do esgoto; pode dificultar o uso do esgoto tratado para irrigação; pode sobrecarregar a estação de esgoto
Injecção em poços profundos	Eficiente para grandes volumes; alto custo de capital	Requer terreno para o campo de injecção	Não há impacto marinho esperado	Risco de poluição do lençol freático; nenhum uso benéfico da salmoura
Lagoas de evaporação	Alto custo	Grande	Possível exploração comercial de sais; baixo nível tecnológico e de gerenciamento	Adequado apenas para climas secos; necessita de sistema de armazenamento e distribuição; risco de poluição do solo e água subterrânea
Aplicação no solo	Baixa economia de escala	Grande	Pode ser usado para irrigar espécies	Adequado para pequenos fluxos de descarte; pode

			tolerantes à salinidade; sem impacto marinho	aumentar a salinidade do solo e da água subterrânea
Descarga Zero de Líquido	Caro	Grande	Pode explorar comercialmente o concentrado; sem impacto marinho esperado	Processo com alta demanda energética

Anexo IV

Parâmetros de entrada para o cálculo da potência.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Reflectividade	ϱ	0,92	-
Fracção reflectida	krd	0,93	-
Absortividade	α_t	0,95	-
Área útil	A_u	15,3	
Radiação directa	I_h	660	W/m^2
Eficiência térmica	η_t	0,628	-

Anexo V

Parâmetro de entrada para o cálculo da ebulição.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Gravidade	g	9,8	m/s^2
Entalpia de vaporização	h_{fg}	2657612	J/kg
Viscosidade do líquido	μ_l	0,000309	$kg/(m \cdot s)$
Tensão superficial	σ	0,06225	N/m
Calor específico do líquido	C_{pl}	4070	$J/(kg \cdot K)$
Densidade do líquido	ρ_l	984,9	kg/m^3
Densidade do vapor	ρ_v	0,598	kg/m^3
Cons. Experimental	C_{sf}	0,0130	—
Constante experimental	n	1	—
Diferença de temperatura	ΔT	30	K
Ângulo de inclinação	θ	15	$^\circ$
Número de Prandtl	Pr_l	1,855	—

Anexo VI

Parâmetros de entrada para modelar o evaporador.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Temperatura de saturação da água	$T_{f\,saída}$	375	K
Temperatura inicial da água salgada	$T_{f\,entrada}$	313	K
Temperatura de entrada do óleo	$T_{entrada}$	413	K
Calor específico do óleo	C_p	2537	$J/(kg \cdot K)$
Densidade do óleo	ρ	707	kg/m^3
Velocidade do óleo	v	0,25	m/s
Viscosidade do óleo	μ	0,001036	$kg/(m \cdot s)$
Condutividade térmica do óleo	k_q	0,118	$W/(m \cdot K)$
Fluxo mássico do óleo	$\dot{m}$	0,2	kg/s
Número de Prandtl (óleo)	Pr	18	—
Espessura da placa	x	0,003	M
Condutividade térmica da parede	k_p	385	$W/(m \cdot K)$
Resistência por incrustação pelo óleo	R_i	2	$m^2 \cdot K/W$
Resistência por incrustação pela água salgada	R_o	1,7	$m^2 \cdot K/W$
Espaçamento entre placas	e	0,004	M
Coeficiente de convecção natural	h_n	30	$W/m^2 \cdot K$

Anexo VII

Resultados da variação da espessura do isolamento do evaporador.

Espessura do isolamento do evaporador [mm]	Potência térmica perdida [W]
0	2491
2	1191
6	583,1
10	386
15	271,3
20	230
25	170
30	143,5

Anexo VIII

Parâmetros de entrada para modelar o condensador.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Calor específico do líquido no casco	C_p	4006.2	$J/(kg \cdot K)$
Viscosidade do líquido no casco	μ	0,000707	$kg/(m \cdot s)$
Densidade do condensado	ρ_{lc}	977,73	kg/m^3
Calor específico do fluido quente	C_{pl}	4190,2	$J/(kg \cdot K)$
Viscosidade do fluido quente	μ_l	0,00034966	$kg/(m \cdot s)$
Fluxo mássico do fluido no casco	$\dot{m}$	0,005819	kg/s
Temperatura de entrada no tubo	$T_{q_{entrada}}$	375	K
Temperatura de saída no tubo	$T_{q_{saida}}$	343	K
Temperatura de entrada no casco	$T_{f_{entrada}}$	298	K
Temperatura de saída no casco	$T_{f_{saida}}$	313	K
Temperatura da superfície do tubo	T_{sup}	306	K
Condutividade térmica do fluido no tubo	k_l	0,65851	$W/(m \cdot K)$
Condutividade térmica do fluido no casco	k	0,62165	$W/(m \cdot K)$
Resistência por incrustação pelo vapor	R_i	$2,0 \times 10^{-4}$	$m^2 \cdot K/W$
Resistência por incrustação pela água salgada	R_o	$1,7 \times 10^{-4}$	$m^2 \cdot K/W$
Passo da serpentina	P_{pitch}	0,025	m
Espessura do tubo	x	0,0016	m
Diâmetro externo do tubo	d_o	0,0192	m
Diâmetro médio da serpentina	DH	0,28	m
Diâmetro interno da serpentina	B	0,23	m
Diâmetro interno do casco	C	0,36	m
Diâmetro externo do casco	C_{ext}	0,39	m

Anexo IX

Resultados da variação da espessura do isolamento do condensador.

Espessura do isolamento do casco do condensador [mm]	Potência térmica perdida [W]
0	335,5
4	151,8
7	108,2
10	84,3
15	61,95
20	49,21

Anexo X

Bomba para óleo térmico.

Bomba centrífuga de circulação de óleo térmico vertical

Parâmetro	Valor	Unidade
Modelo da Bomba	26-20-100	—
Vazão Máxima	4,5	m^3/h
Altura Manométrica	15	m
Velocidade de Rotação	2825	rpm
Potência do Eixo	0,45	KW
Potência do Motor	0,75	kW
Rendimento (Eficiência)	40	%
NPSH Requerido	0,8	m
Temperatura Máx	350	$^{\circ}C$

Anexo XI

Bomba para água salgada.

Bomba de água eléctrica centrífuga autoescorvante Pacer

Parâmetro	Valor	Unidade
Modelo da Bomba	SE1.5ALH.5C	—
Vazão Máxima	18	m^3/h
Altura Manométrica	14,8	m
Velocidade de Rotação	1725	rpm
Potência do Motor	1,12	kW
Frequência do Motor	60	Hz

Anexo XII

Resultados da variação da espessura do isolamento da tubulação considerando a espessura da parede do tubo de 1,80 mm e o comprimento da tubulação de 10 metros.

Espessura do isolamento do casco do condensador [mm]	Potência térmica perdida [W]
0	2515
7	722,9
10	608,3
15	467,3
17	434,9
20	402,2

Anexo XIII

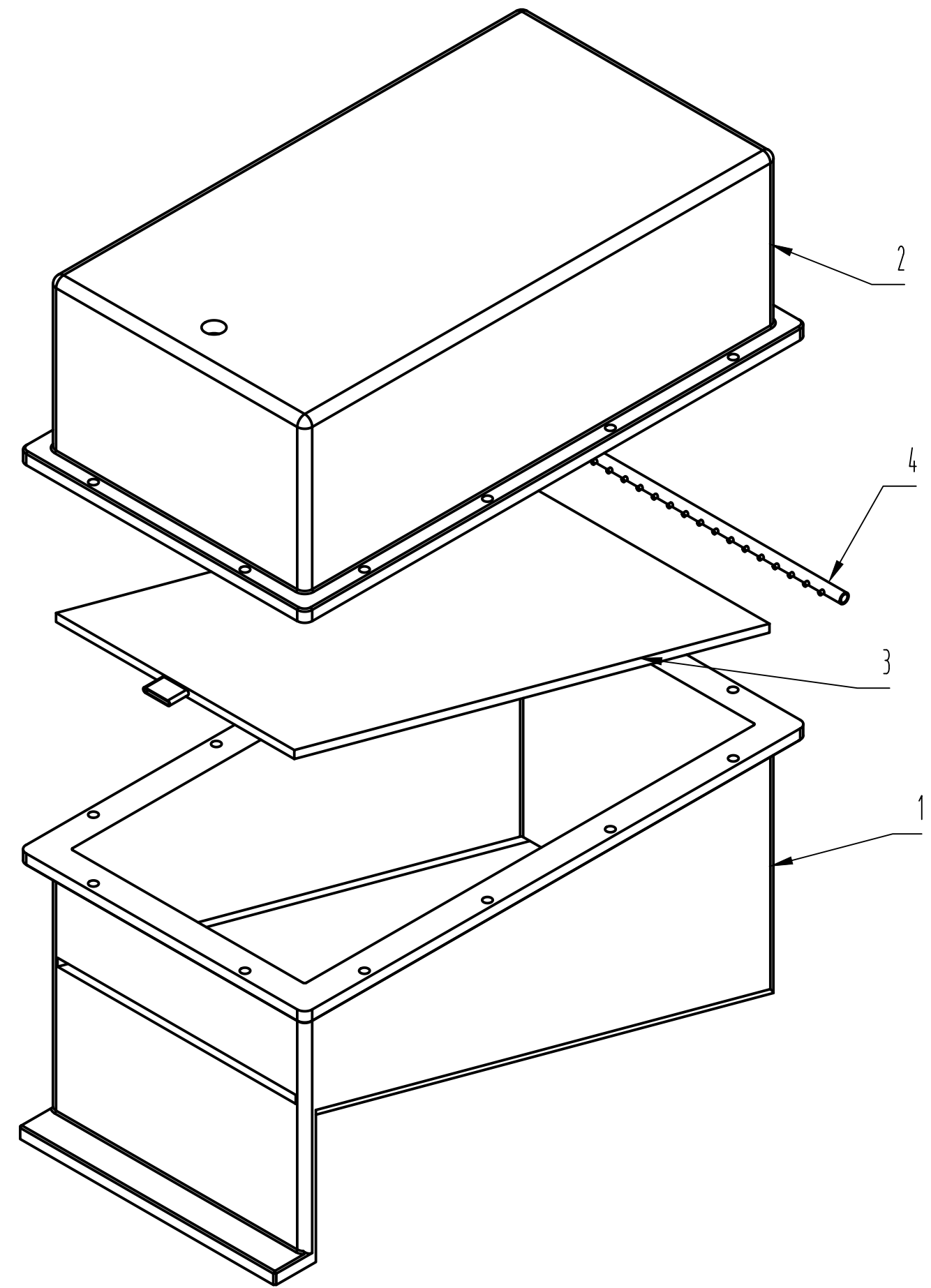
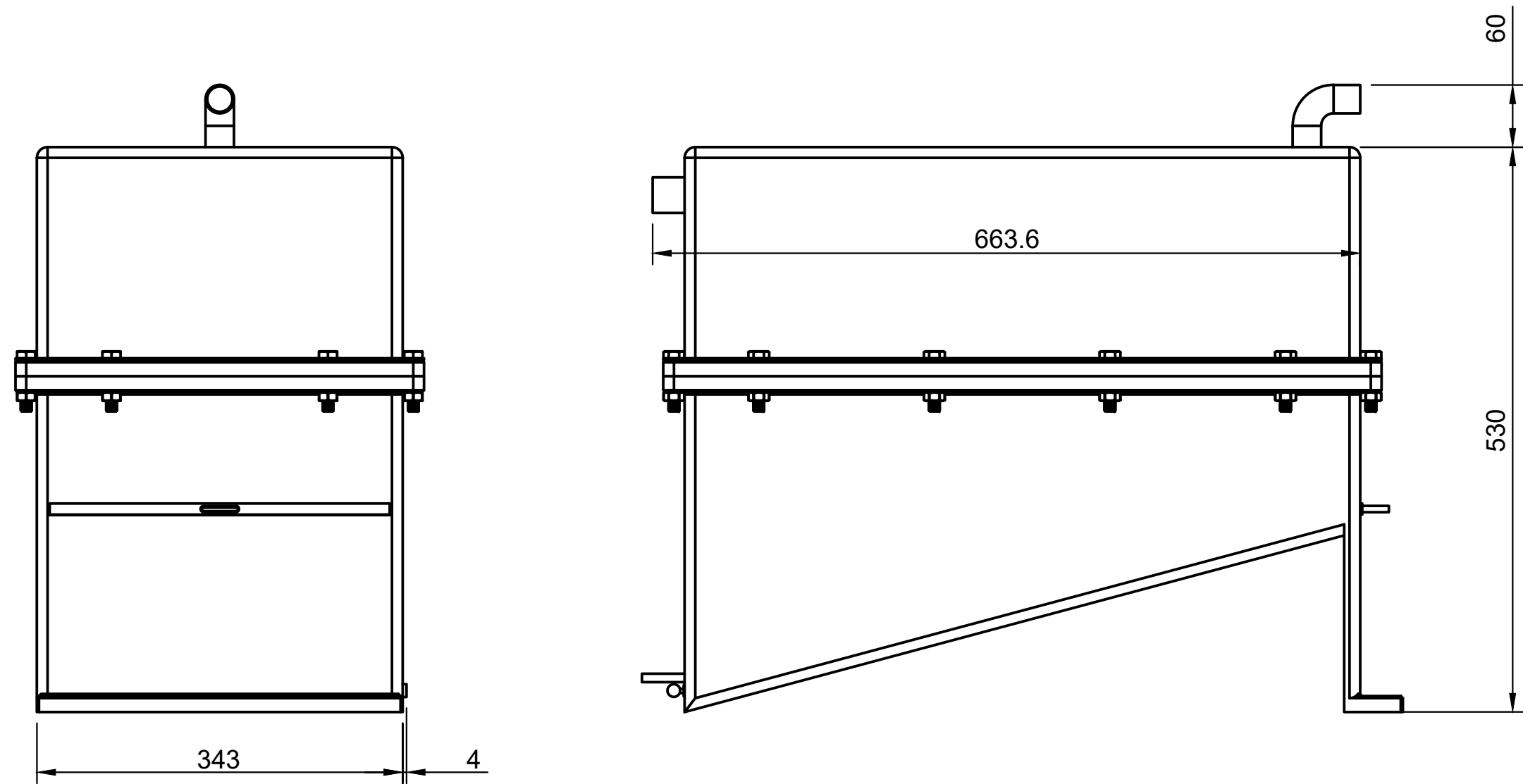
Composição do material escolhido para o projecto.

Material	Elemento / Composto	Concentração típica (%)
Aço carbono ASTM A36	Fe (restante)	97,8
	C	0,25
	Mn	0,80
	Si	0,15
	P	≤ 0,04
	S	≤ 0,05
Revestimento epóxi	Resina epóxi (DGEBA / bisfenol-A diglicidil) + endurecedor (amina/ anidrido/ fenólico), pigmentos, cargas e aditivos	Formulação variável; polímero orgânico no filme curado
Liga Cu-Ni C70600 (Cu-90 / Ni-10)	Cu	90
	Ni	10
	Fe	0,5
	Mn	0,2
	Outros (Pb, Zn, etc.)	< 0,5 cada
Manta de lã de vidro	SiO ₂	60
	Na ₂ O / K ₂ O	5
	CaO + MgO	5
	Al ₂ O ₃	5
	Ligante (resina orgânica)	6
Tela galvanizada	Aço (Fe + C)	Base metálica
	Revestimento Zinco	Camada superficial quase pura Zn + fases Fe-Zn
Polietileno de Alta Densidade	(C ₂ H ₄) _n — carbono	85,6
	Hidrogénio	14,4
PVC-U	Cloro (Cl)	56
	Carbono	38
	Hidrogénio	4
	Aditivos inorgânicos (estabilizantes, pigmentos, cargas)	< 5
PVC	Cloro (Cl)	56
	Carbono	38
	Hidrogénio	6
	Plastificantes / aditivos (se PVC plastificado)	variável, até 30

Anexo XIV

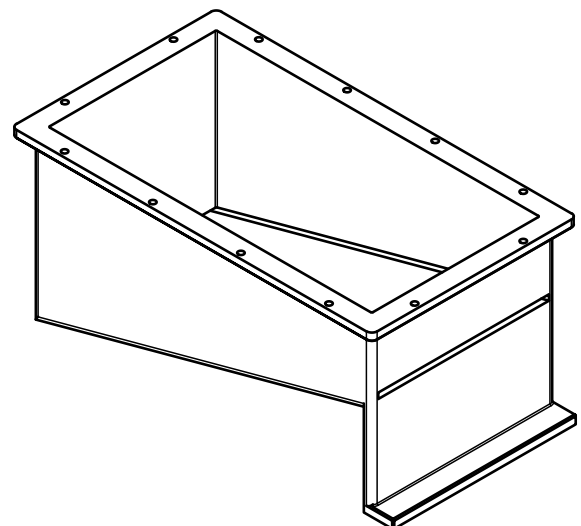
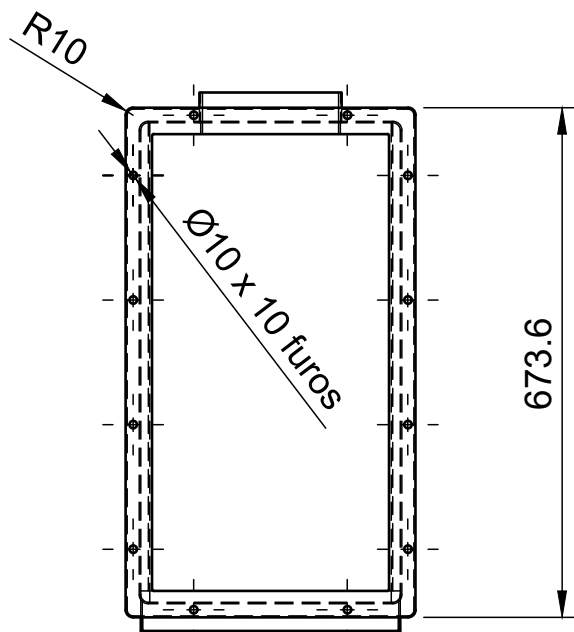
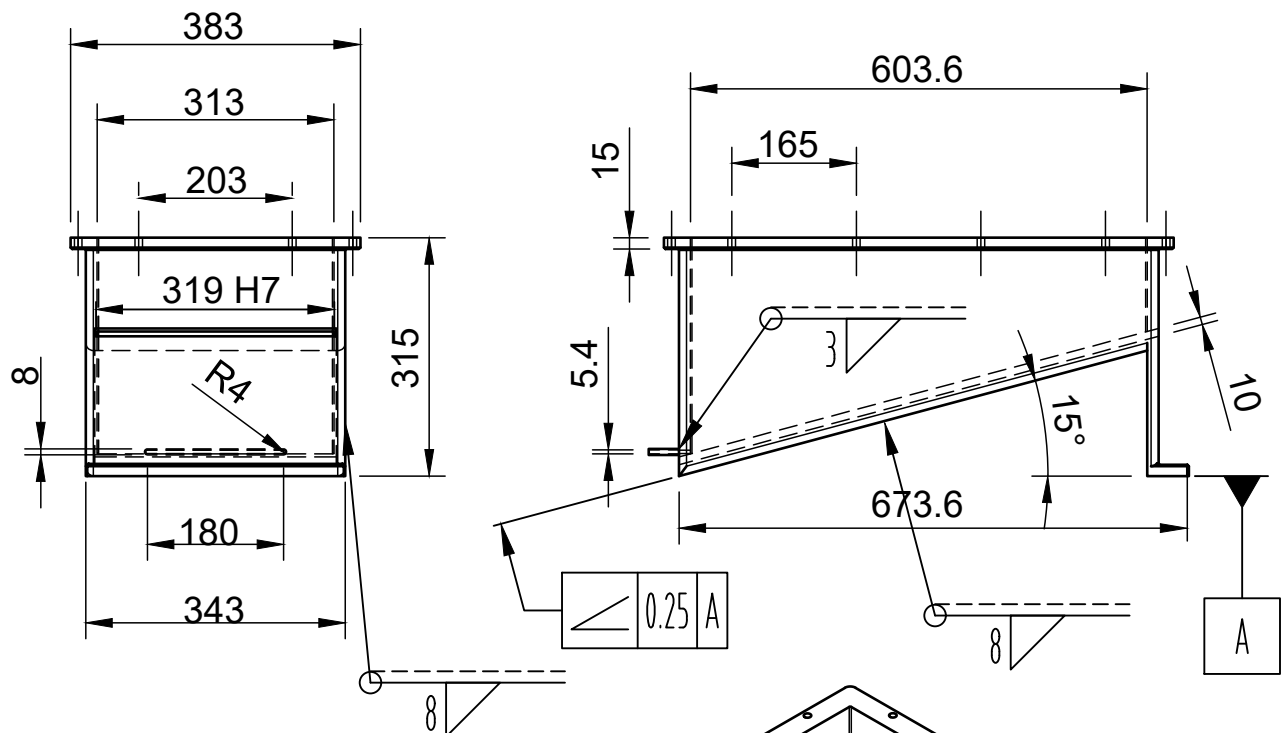
Dados do Pannel solar escolhido: Tiger Pro 72HC MONO:

Especificação	Valor
Potência Máxima [W]	560
Tensão na Potência Máxima [V]	41,09
Corrente na Potência Máxima [A]	13,63
Tensão de Circuito Aberto [V]	49,82
Corrente de Curto-Circuito [A]	14,21
Eficiência do Módulo [%]	21,68



4	DEMA.25.01.DF.04	Distribuidor tipo pente	ASTM A36	1			
3	DEMA.25.01.DF.03	Placa de troca de calor	Liga Cu-Ni 90/10	1			
2	DEMA.25.01.DF.02	Parte superior do casco	ASTM A36	1			
1	DEMA.25.01.DF.01	Parte inferior do casco	ASTM A36	1			
No	DESIGNAÇÃO	NOME	MATERIAL	Qt	PRODUTO SEMI ACABADO	PESO	OBSERVAÇÕES

Rz40



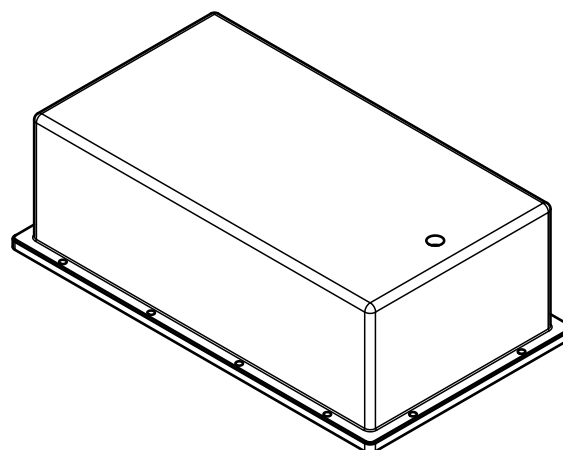
Nota:

1. Para desvios limites não indicados furos H10, veios h10 $\pm IT10/2$.

2. Raios de concordancia R5

Desenhou	Data	Desenhou	ASTM A36	DEMA.25.01.DF.01							
Jorge	25/08	Durão									
Verificou	Data	Apelido									
Dionísio		Langa									
1:10	Parte inferior do casco			UEM-FELEN.G.MEC							

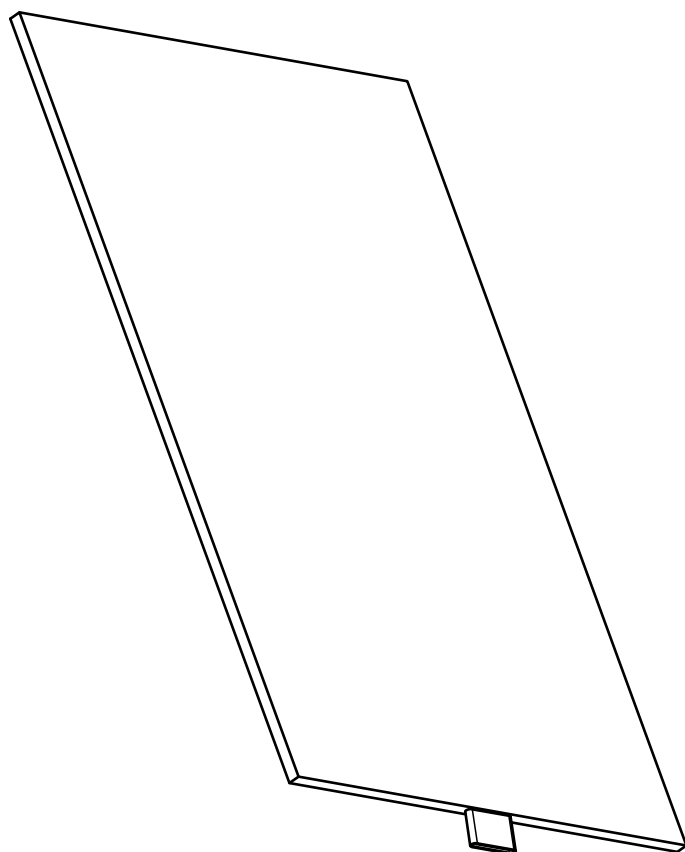
Rz40



1. Para desvios limites não indicados furos H10, veios $h_{10} \pm IT_{10}/2$.

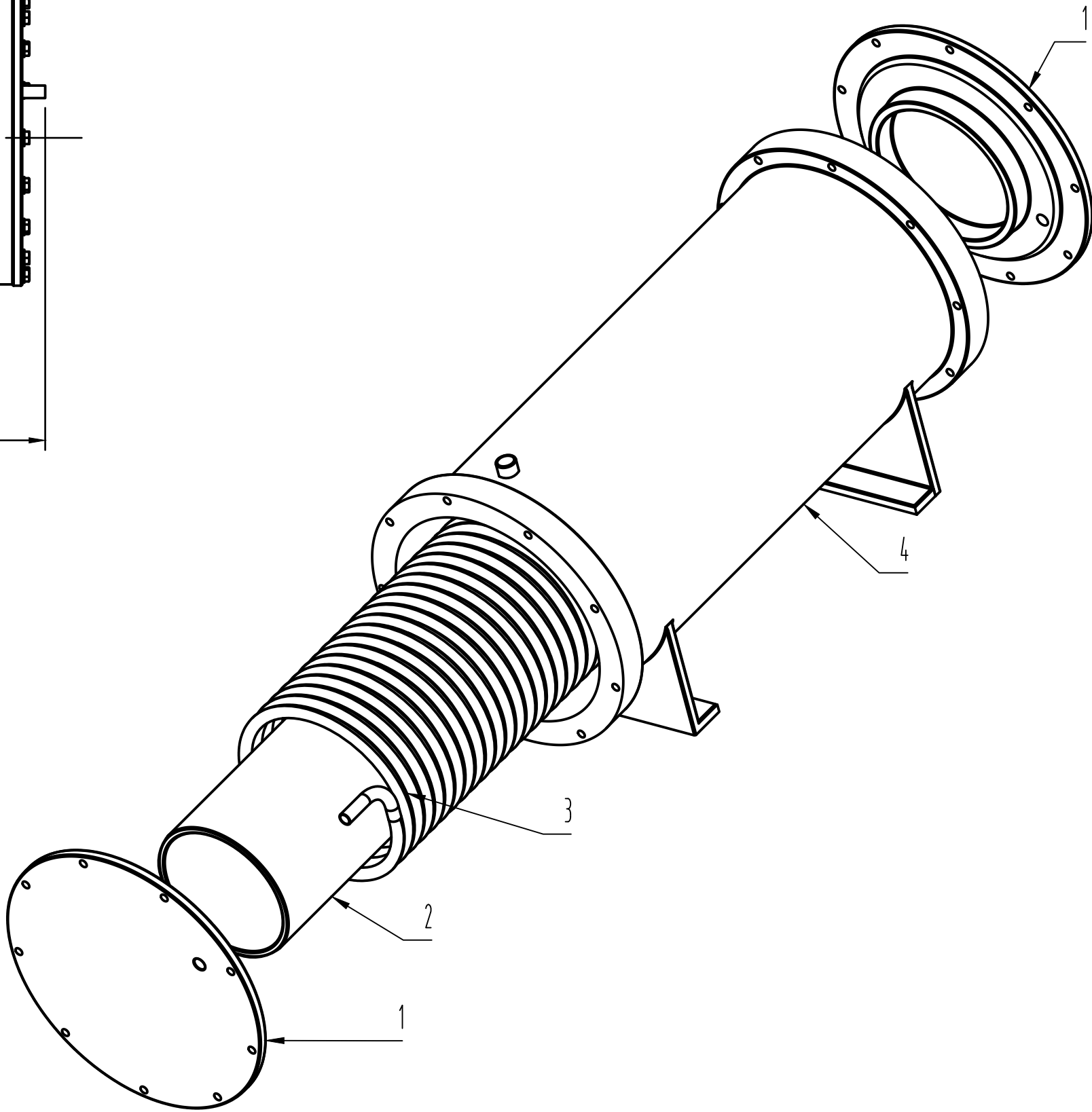
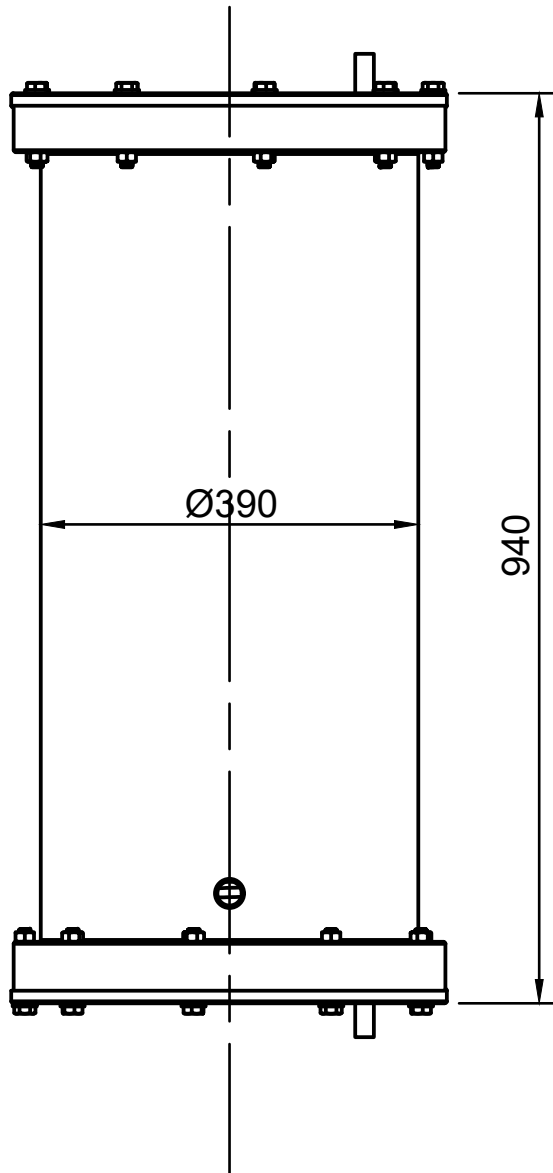
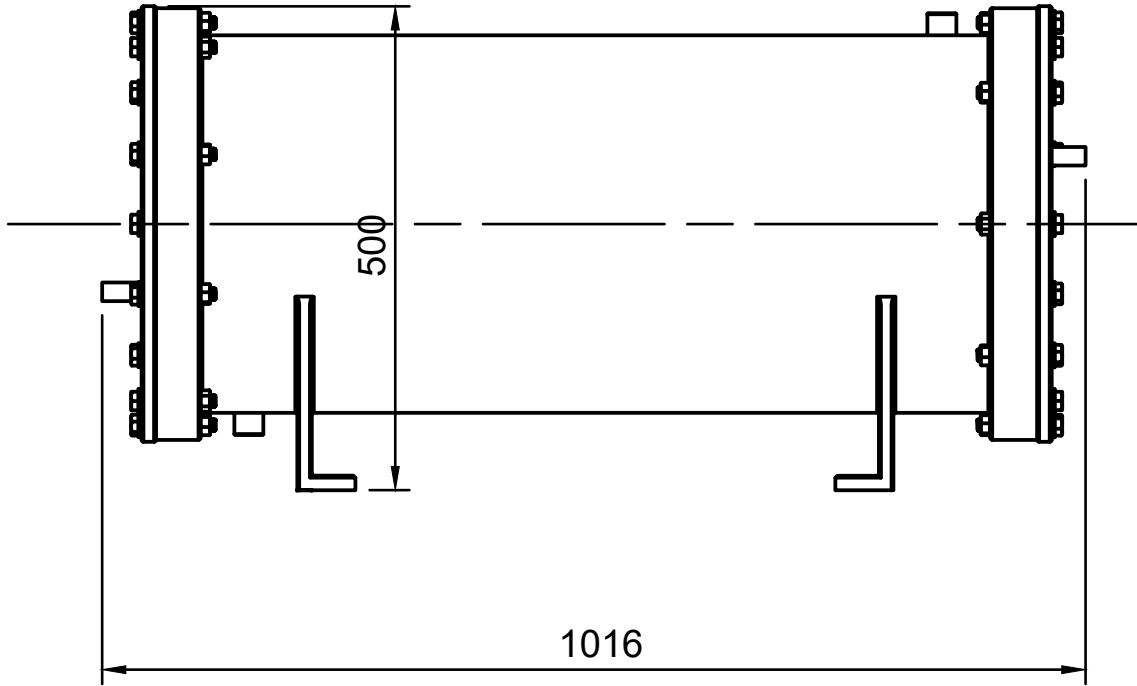
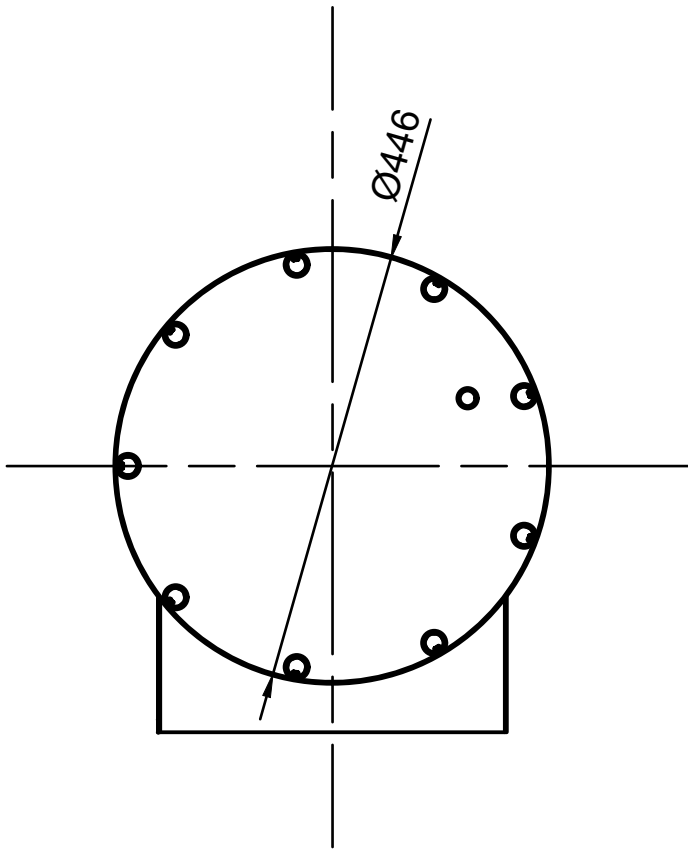
2. Raios de concordancia R5

Desenhou	Data	Desenhou	ASTM A36	DEMA.25.01.DF.02							
Jorge	25/08	Durão		Parte superior do casco	UEM-FELENQ.MEC						
Verificou	Data	Apelido									
Dionísio		Langa									
1:10			Parte superior do casco								

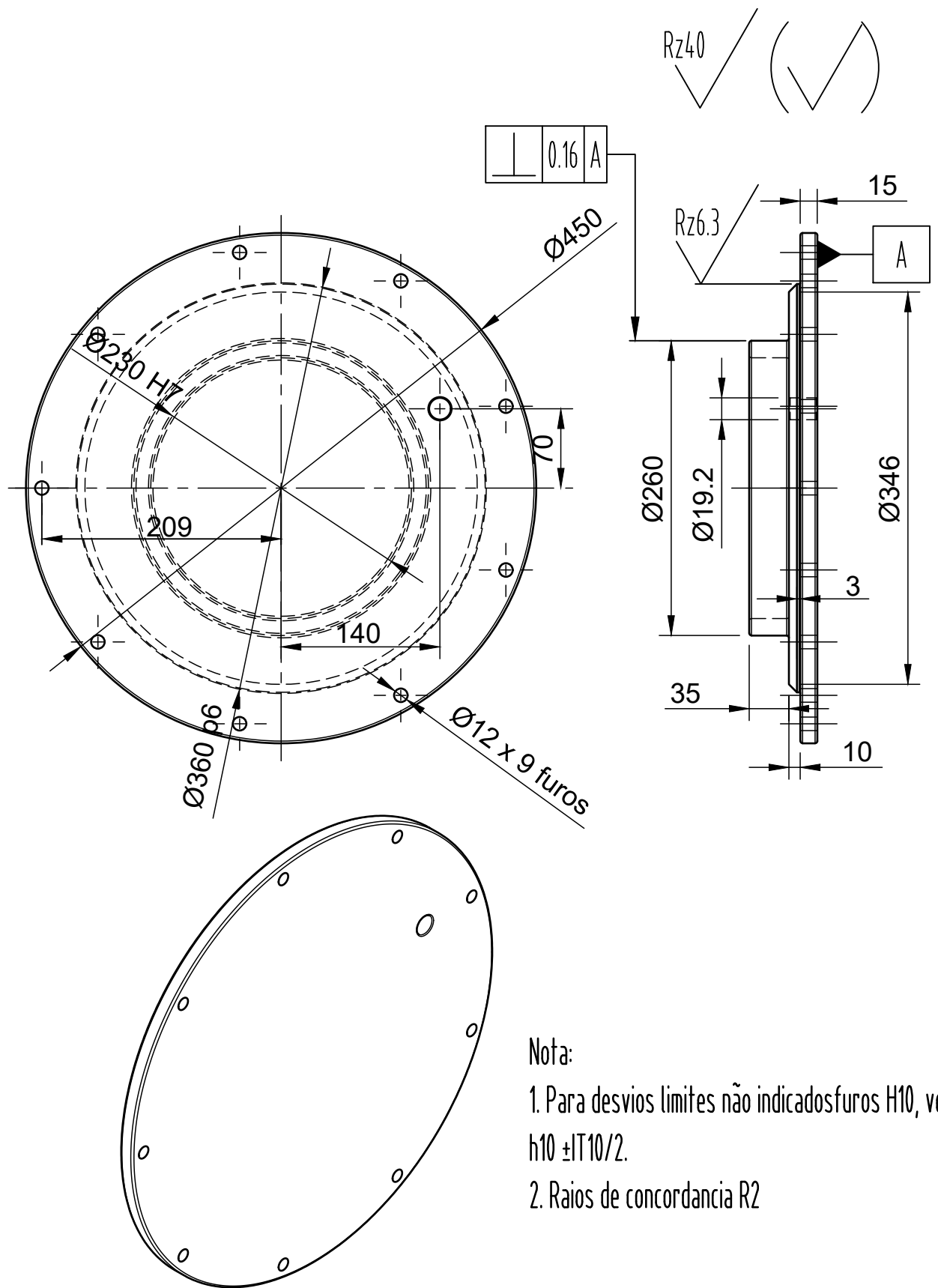


2. Raios de concordancia R2

Desenhou	Data	Desenhou	Liga Cu-Ni 90/10	DEMA.25.01.DF.03						
Jorge	25/08	Durão								
Verificou	Data	Apelido								
Dionísio		Langa								
1:5	Placa de troca de calor			UEM-FELENG.MEC						



4	DEMA.25.02.DF.04	Casco	ASTM A36	1			
3	DEMA.25.02.DF.03	Serpentina Helicoidal	Liga Cu-Ni 90/10	1			
2	DEMA.25.02.DF.02	Cilindro interno	ASTM A36	1			
1	DEMA.25.02.DF.01	Tampa lateral	ASTM A36	2			
No	DESIGNAÇÃO	NOME	MATERIAL	Qt	PRODUTO SEMI ACABADO	PESO	OBSERVAÇÕES
	Desenhou	Data	Desenhou	DEMA.25.02.DVG			
	Jorge	25/08	Durão				
	Verificou	Data	Apelido				
	Divisão		Longo				
	1:10	Conjunto do Condensador				UEM-FELENG.MEC	

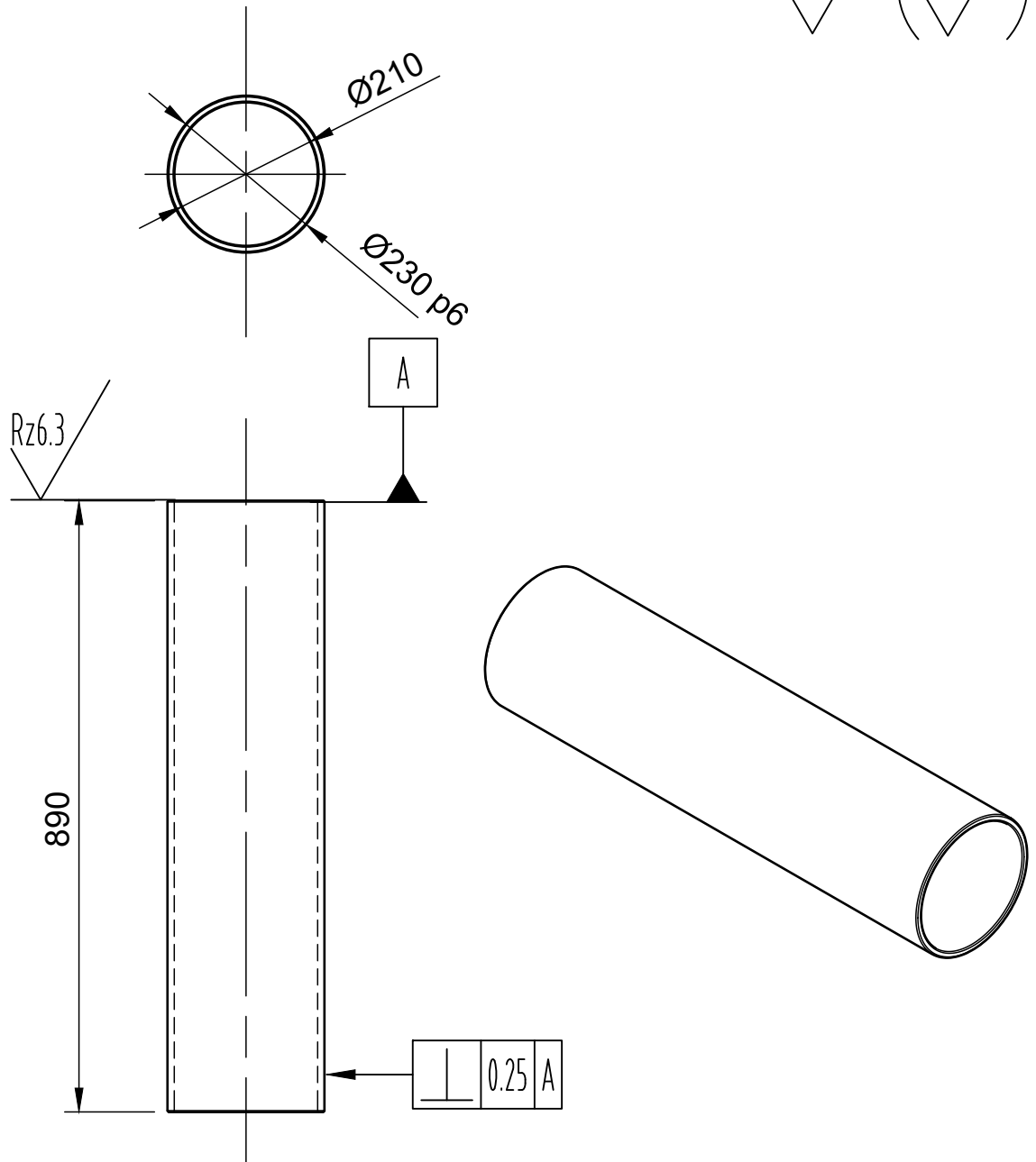


Nota:

1. Para desvios limites não indicados furos H10, veios $h10 \pm IT10/2$.
2. Raios de concordancia R2

Desenhou	Data	Desenhou	ASTM A36	DEMA.25.02.DF.01							
Jorge	25/08	Durão									
Verificou	Data	Apelido									
Dionísio		Langa									
1:5	Tampa lateral			UEM-FEENG.MEC							

Rz20 ✓ (✓)



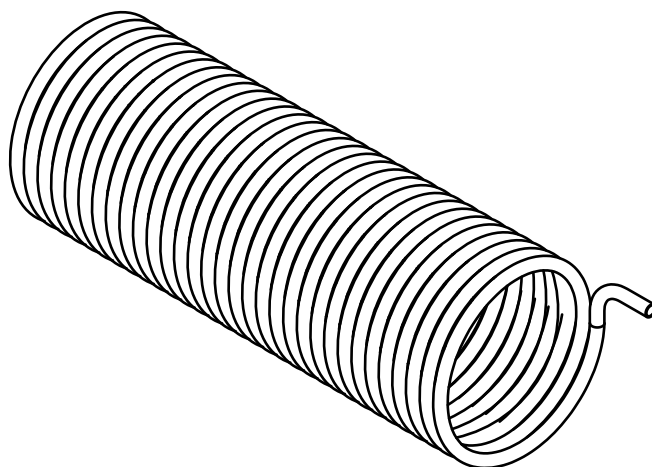
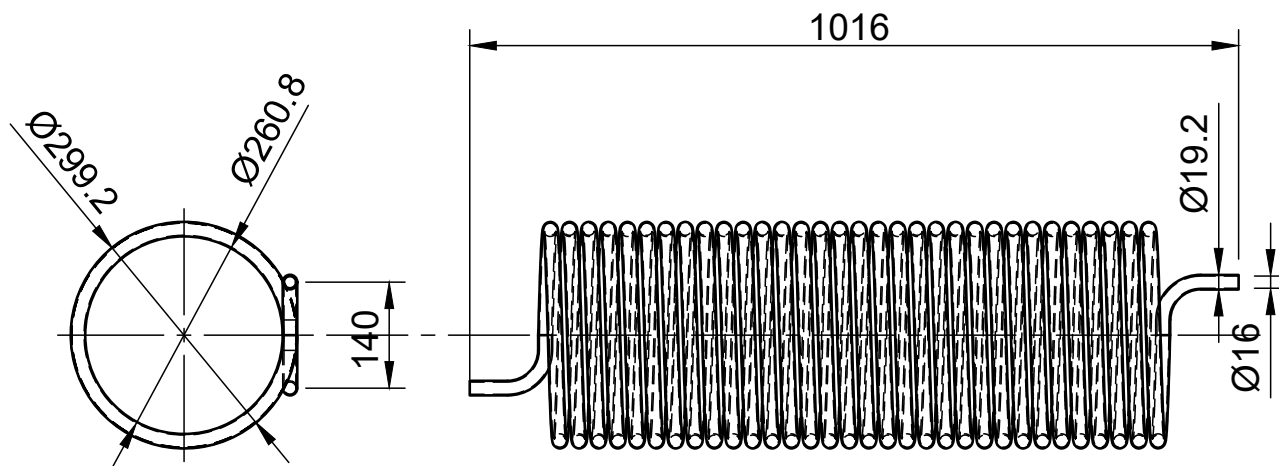
Nota:

1. Para desvios limites não indicados furos H10, veios h10 $\pm IT10/2$.

2. Raios de concordancia R2

Desenhou	Data	Desenhou	ASTM A36	DEMA.25.02.DF.02						
Jorge	25/08	Durão								
Verificou	Data	Apelido								
Dionísio		Langa								
1:10	Cilindro interno			UEM-FELENG.MEC						

Rz20 ✓



Parametros da serpentina helicoidal

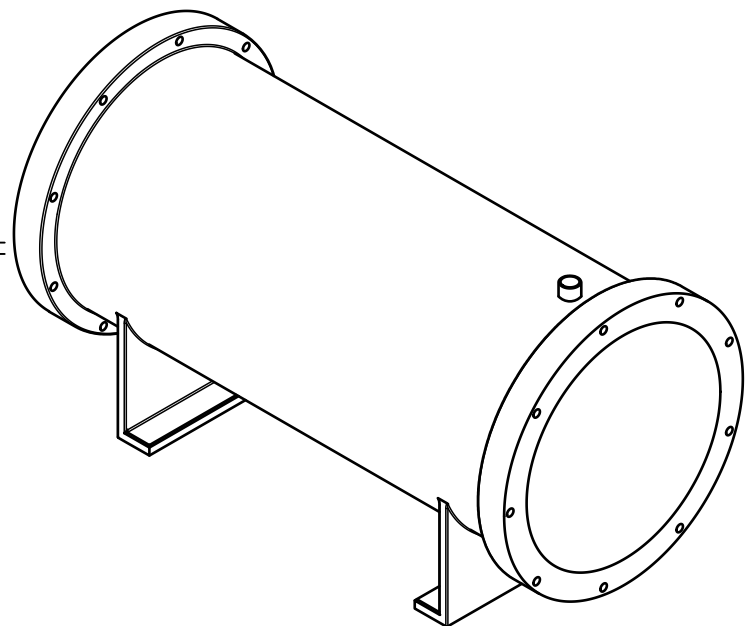
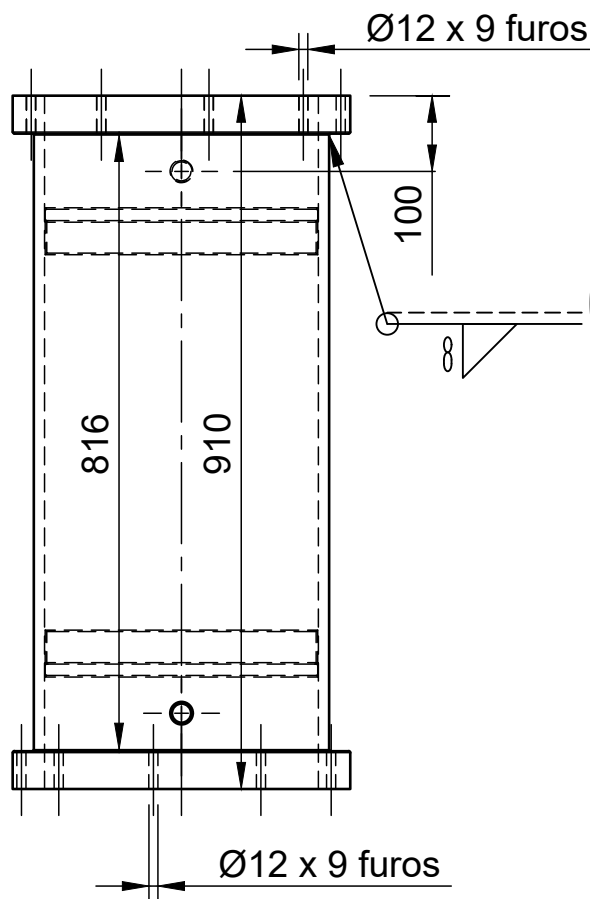
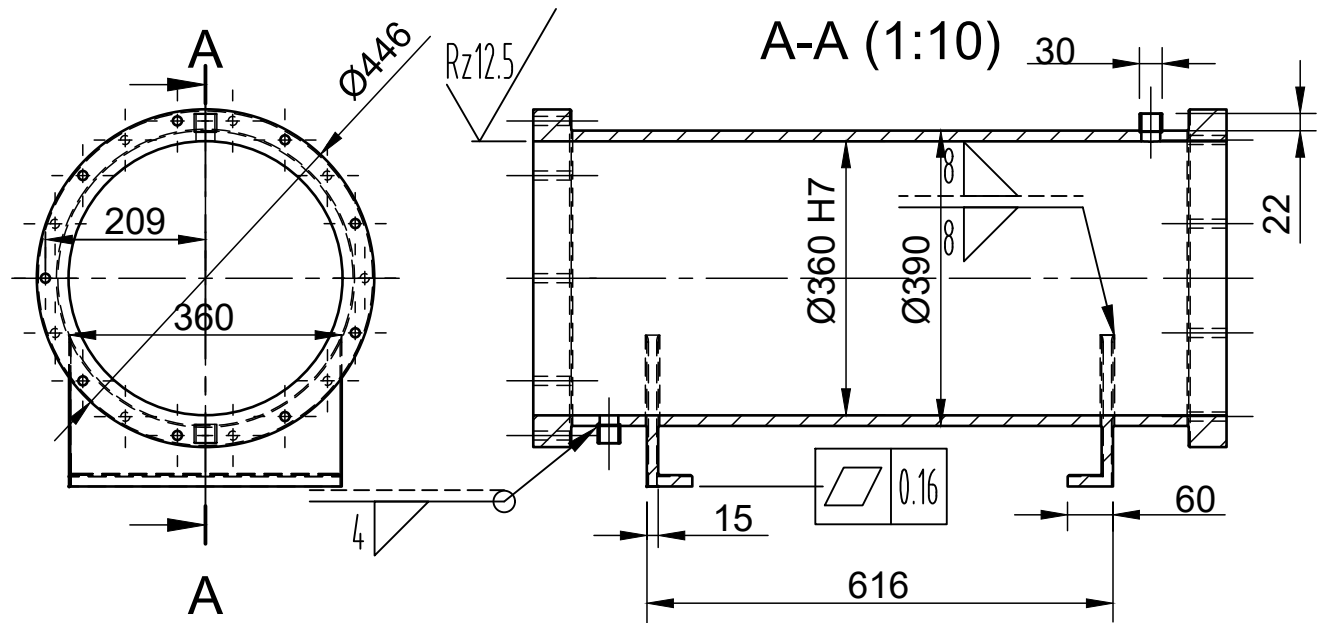
Passo	25
Número de voltas	32

Nota:

1. Para desvios limites não indicados furos H10, veios h10 $\pm$ IT10/2.
2. Raios de concordancia R2

Desenhou	Data	Desenhou	Liga Cu-Ni 90/10	DEMA.25.02.DF.03							
Jorge	25/08	Durão		Serpentina helicoidal	UEM-FEENG.MEC						
Verificou	Data	Apelido									
Dionísio		Langa									
1:10											

Rz40 ✓ (✓)



Nota:

1. Para desvios limites não indicados furos H10, veios $h10 \pm IT10/2$.

2. Raios de concordância R5

Desenhou	Data	Desenhou	ASTM A36	DEMA.25.02.DF.04						
Jorge	25/08	Durão								
Verificou	Data	Apelido								
Dionísio		Langa								
1:10	Casco			UEM-FELEN.G.MEC						